



TUGAS AKHIR – TM 141585

PERFORMANSI SISTEM REFRIGERASI *CASCADE* MENGUNAKAN MC22 DAN R407F SEBAGAI ALTERNATIF REFRIGERAN RAMAH LINGKUNGAN DENGAN VARIASI LAJU PENGELUARAN KALOR KONDENSOR *HIGH STAGE*

AGUNG DWI PERKASA
NRP. 2112 106 024

Dosen Pembimbing:
Ary Bachtiar Khrisna Putra, ST, MT, Ph.D

PROGRAM SARJANA
LABORATORIUM TERMODINAMIKA DAN PERPINDAHAN
PANAS
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2015



FINAL PROJECT – TM 141585

***PERFORMANCE OF CASCADE REFRIGERATION SYSTEM
WITH MC22 AND R407F PAIR AS ALTERNATIVE ECO-
FRIENDLY REFRIGERANTS WITH VARIOUS HIGH STAGE
HEAT REJECTION RATE***

AGUNG DWI PERKASA
NRP. 2112 106 024

Counsellor Lecture
Ary Bachtiar Khrisna Putra, ST, MT, Ph.D

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
THERMODYNAMIC AND HEAT TRANSFER LABORATORY
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2015

**PERFORMANSI SISTEM REFRIGERASI CASCADE
MENGUNAKAN MC22 DAN R407F SEBAGAI
ALTERNATIF REFRIGERAN RAMAH LINGKUNGAN
DENGAN VARIASI LAJU PENGELUARAN KALOR
KONDENSOR *HIGH STAGE***

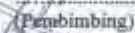



TUGAS AKHIR

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

Oleh :

AGUNG DWI PERKASA

Nrp. 2112 106 024

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :	
1. <u>Ary Bachtiar K.P., ST, MT, PhD</u> (NIP. 197105241997021001)	 (Pembimbing)
2. <u>Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng.</u> (NIP. 195310191979031002)	 (Penguji I)
3. <u>Bambang Arip Dwivantoro, ST, M. Sc, Ph.D</u> (NIP. 197804012002121001)	 (Penguji II)
4. <u>Ir. Kadarisman</u> (NIP. 194901091974121001)	 (Penguji III)

**SURABAYA
JULI, 2015**

(halaman ini sengaja dikosongkan)

**PERFORMANSI SISTEM REFRIGERASI *CASCADE*
MENGUNAKAN MC22 DAN R407F SEBAGAI ALTERNATIF
REFRIGERAN RAMAH LINGKUNGAN DENGAN VARIASI
LAJU PENGELUARAN KALOR KONDENSOR *HIGH STAGE***

Nama Mahasiswa : Agung Dwi Perkasa
NRP : 2112106024
Jurusan : Teknik Mesin
Dosen Pembimbing : Ary Bachtiar K. P., ST, MT, Ph.D

ABSTRAK

Perhatian global dewasa ini sebagai pengaruh pemakaian refrigeran, tidak hanya masalah kerusakan ozon (ODP) dan efek pemanasan permukaan bumi (GWP), tetapi juga mencakup pada masalah efisiensi energi. Bersamaan dengan faktor ODP dan GWP, diupayakan alternatif pengganti refrigeran halo-karbon yang dapat meningkatkan penghematan energi. Telah diketahui bahwa pemborosan energi dengan meningkatnya pembangunan pembangkit tenaga listrik untuk memenuhi kebutuhan tenaga listrik, peningkatan pemakaian bahan bakar minyak, secara signifikan memberikan kontribusi pada peningkatan pemanasan bumi melalui efek rumah kaca.

Data penelitian kali ini didapatkan dengan melakukan pengujian pada peralatan sistem refrigerasi di laboratorium pendingin dan pengkondisian udara, dengan menguji performa sistem refrigerasi *cascade* menggunakan *intermediate* tipe PHE yang menggunakan refrigeran MC22 di *high stage* dan R407F di *low stage*. Kemudian menghidupkan kompresor HS dan LS sampai kondisi *steady state*, lalu mengatur variasi laju pengeluaran kalor pada kondensor dengan mengatur kecepatan aliran udara fan yang melalui kondensor yaitu mulai dari kecepatan 1, 2, 3, 4, 5.

Hasil yang didapatkan dari performansi studi eksperimen ini adalah dengan bertambahnya laju pengeluaran kalor pada kondensor *high-stage*, temperatur dan tekanan kondensor *high-stage* semakin kecil. Hal ini mengakibatkan kapasitas refrigerasi, dan koefisien prestasi akan

semakin naik. Pada variasi kecepatan fan tertinggi 2,8 m/s, *coefficient of performance* sistem sebesar 1.6998, kapasitas refrigerasi sebesar 1,3383 kW, *heat rejection ratio* sistem sebesar 1.5883, temperatur evaporator LS sebesar -42.84°C , dan temperatur kabin terendah sebesar -35.22°C , dan nilai *effectiveness* alat penukar kalor tipe *plate heat exchanger* sebesar 95.93%.

Kata kunci: Sistem Cascade, Plate Heat Exchanger, Kapasitas Refrigerasi, *effectiveness*, COP

**PERFORMANCE OF CASCADE REFRIGERATION SYSTEM
WITH MC22 AND R407F PAIR AS ALTERNATIVE ECO-
FRIENDLY REFRIGERANTS WITH VARIOUS HIGH STAGE
HEAT REJECTION RATES**

Student Name : Agung Dwi Perkasa
NRP : 2112106024
Departement : Teknik Mesin
Academic Supervisor : Ary Bachtiar K. P., ST, MT, Ph.D

ABSTRACT

Refrigerant selection regarding to its global warming potential (GWP) and ozone depletion potential (ODP) value is not the only global attention we are facing in the past few decades. Another problem like energy conservation is one of the factor that deserves global attention. As a solution for this problem, refrigerants with low GWP and ODP which allow user to conserve more energy like hydrocarbons have started being used globally as substitutes. Energy conservation is crucial because the increasing energy waste will force human to build more power plants which will increase the demand of fuel. This increasing demand and use of fuel however, will result in the increasing of global temperature, known as global warming.

This research is conducted by running several test on a Cascade refrigeration system in Cooling and Air Conditioning Laboratory in order to check its performance. The system uses intermediate type PHE with MC22, a hydrocarbon refrigerant at high stage and R407f at low stage. At the beginning of each test, both low and high stage compressors are turned on until the system runs at steady state. After the system is already running at steady state, heat rejection rate at high stage condenser is controlled by changing the condenser fan speed from speed one to five.

The result from this research is the temperature and the pressure at high stage condenser are both decreasing as the heat rejection rate is increased. Together with the decreasing pressure and temperature of the condenser the refrigeration capacity and coefficient of performance are both increasing. With the highest fan speed variation, 2.8 m/s, the coefficient of performance of the system is 1.6998, the refrigeration capacity is 1.3383 kW, the heat rejection ratio is 1.5883, low stage evaporator temperature is -42.84°C, refrigerator box temperature is -35.22°C, and the PHE effectiveness is 95.93 %.

Keyword : Cascade system, Plate Heat exchanger, Refrigeration capacity, Effectiveness, COP

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur sudah sepatutnya kita panjatkan kehadirat ALLAH SWT, karena atas hidayah dan taufik-Nya penulis masih diberikan kesempatan untuk melaksanakan segala aktifitas, niat dan rencana. Shalawat serta salam semoga terlimpah curahkan kepada Nabi Muhammad SAW, keluarga, sahabat dan umatnya hingga akhir jaman.

Alhamdulillah atas rahmat dan karunia-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan judul “Performansi Sistem Refrigerasi *Cascade* Menggunakan MC22 dan R407F Sebagai Alternatif Refrigeran Ramah Lingkungan Dengan Variasi Laju Pengeluaran Kalor Kondensor *High Stage*”

Penulis menyadari bahwa dalam penulisan skripsi ini masih banyak kekurangan dan kelemahan baik dalam aspek substansi maupun penulisan, hal tersebut disebabkan oleh keterbatasan kemampuan penulis. Meskipun demikian, Alhamdulillah berkat bantuan dan motivasi serta bimbingan dan fasilitasi dari berbagai pihak akhirnya penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir ini. Oleh karena itu, dengan rasa tulus dan ikhlas, penulis ucapkan terimakasih yang sebesar-besarnya kepada yang terhormat:

1. Bapak Ary Bachtiar K.P. ST, MT, PhD selaku dosen pembimbing penulis yang telah banyak meluangkan waktu, tenaga, ilmu serta nasihat dalam proses penyusunan Tugas Akhir.
2. Bapak Ir. Bambang Pramujati MSc, Eng, PhD selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS dan Bapak Arif Wahyudi selaku koordinator Tugas Akhir di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS yang telah banyak membantu selama proses perkuliahan.

3. Bapak Ir. Kadarisman, Bapak Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng., Bapak Bambang Arip Dwiyantoro ST, MSc, PhD selaku dosen penguji mulai dari seminar Tugas Akhir sampai dengan sidang Tugas Akhir. Saya ucapkan terimakasih atas ilmu dan saran yang diberikan untuk kelancaran Tugas Akhir penulis.
4. Seluruh Dosen Pengajar Program S1 Teknik Mesin FTI-ITS yang telah memberikan wawasan keilmuan kepada penulis sehingga menambah keyakinan untuk menggapai harapan masa depan yang lebih baik
5. Cak To, Ibu Sri, Pak No, Mbak Sri, Pak Jo dan seluruh staf karyawan Teknik Mesin FTI-ITS yang telah memberikan pelayanan dengan baik.
6. Koordinator Lab. Pendingin dan Pengkondisian Udara Pak Minto dan Mas Erdin atas dukungan, semangat dan doa kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir.
7. Mamah dan Papah tercinta yang senantiasa memotivasi, mendoakan, menyemangati, dan juga memberikan kasih sayang kepada penulis selama menjalani studi dan penyusunan Tugas Akhir ini.
8. Saudara-saudara kandungku yang telah banyak memberi dorongan, bantuan dan semangat kepada penulis untuk menyelesaikan studi ini.
9. Sahabat-sahabat penulis yang berada di Jakarta yang sudah memberikan semangat serta doa kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
10. Teman seperjuangan Tugas Akhir di Lab Pendingin dan Pengkondisian Udara Teknik Mesin ITS: M. Fauzi Prihandani, Asep Alamsyah, Meilani, Sanna, Dwina, Septi, Ferry, Achmed, Hasan, Ruben yang telah

memberikan semangat serta doa dalam menyelesaikan Tugas Akhir dan semoga sukses.

11. Semua kawan-kawan LJ Genap 2012 Denis, Randi, Restu, Syukri, Deni, Komting, Hendro, Henik, Mba Dina, Imam, Prast, Gandi, Amir, Akbar, Santoso, dan masih banyak lagi yang tidak dapat penulis sebutkan satu per satu, agar tetap eksis untuk selalu berkumpul dan bercerita, terimakasih terucap untukmu semua.
12. Seluruh pihak yang belum sempat disebutkan namanya, namun telah memberi andil kepada penulis dalam penyelesaian Tugas Akhir ini mohon maafku, dan terima kasih untuk semuanya.

Mudah-mudahan substansi dan hasil penelitian ini bermanfaat bagi perkembangan dunia pendidikan dan semoga segala bantuan dan dorongan dari semua pihak mendapat balasan yang berlipat dari ALLAH SWT. Aamiin.

Surabaya, Juli 2015

Penulis

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	I
ABSTRAK	III
ABSTRACT	V
KATA PENGANTAR	VII
DAFTAR ISI	XI
DAFTAR GAMBAR	XV
DAFTAR TABEL	XIX
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang Masalah.....	1
1.2. Perumusan Masalah.....	3
1.3. Batasan Masalah.....	3
1.4. Tujuan Penelitian.....	4
1.5. Manfaat hasil Penelitian.....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI	5
2.1. Dasar Teori.....	5
2.1.1 Siklus Kompresi Uap.....	5
2.1.2 Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	8
2.1.3 Komponen Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	9
A. Kompresor.....	10
B. Kondensor.....	11
C. <i>Expansion Device</i>	11
D. Evaporator.....	13
E. <i>Intermediate</i> pada sistem <i>cascade</i>	14
2.2. Refrigeran.....	16
2.2.1 Jenis Refrigeran.....	17
A. Golongan Halokarbon.....	17
B. Senyawa Hidrokarbon.....	18
2.2.2 Refrigeran dan Lingkungan.....	19
2.2.3 Pemilihan Refrigeran.....	20

2.3. Persamaan Termodinamika Refrigerasi dan <i>Effectiveness</i>	16
2.3.1 Persamaan Daya Nyata Kompresor	24
2.3.2 Persamaan Pengeluaran Kalor pada Kondensor <i>High Stage</i>	25
2.3.3 Persamaan Kapasitas Pendinginan <i>Cascade</i>	26
2.3.4 Kestimbangan Laju Aliran Massa Refrigeran pada <i>High Stage</i>	27
2.3.5 Persamaan Laju Aliran Massa Refrigeran pada <i>Low Stage</i>	31
2.3.6 Persamaan Rasio Pengeluaran Kalor (HRR)	32
2.3.7 <i>Coefficient of Performance</i> (COP)	32
2.3.8 Persamaan <i>Effectiveness</i>	33
2.4. Tinjauan Pustaka	34

BAB III METODE PENELITIAN	37
3.1. Langkah Penelitian.....	37
A. Spesifikasi Komponen Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	39
1. Kompresor.....	39
2. Kondensor.....	39
3. Alat Ekspansi.....	40
4. <i>Filter Dryer</i>	41
5. Akumulator	41
6. <i>Box</i> Pendingin.....	42
7. <i>Intermediate</i>	43
8. <i>Fan</i> kondensor.....	43
9. <i>Liquid Receiver</i>	44
B. Alat Ukur	45
1. <i>Thermocontrol</i>	45
2. <i>Pressure Gauge</i>	45
3. <i>Amperemeter</i> dan <i>Cosphimeter</i>	45
4. <i>Voltmeter</i>	45

5. <i>Anemometer</i>	45
6. <i>Thermocouple</i>	46
3.1.1 Pengambilan Data	46
3.2. Diagram Alir Pengambilan Data	47
3.3. Prosedur Pengujian	48
3.3.1 Langkah Persiapan	48
3.3.2 Langkah Pengujian	49
3.4. Grafik Hasil Pengolahan Data	49
BAB IV PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA	51
4.1. Data Hasil Pengujian	51
4.2. Contoh Perhitungan Data	51
4.2.1 Data Perhitungan Alat Ukur	51
4.2.2 Pengolahan Data	53
4.2.3 Perhitungan Pada Udara	55
4.2.4 Perhitungan Pada Refrigeran	60
4.2.5 Perhitungan Laju Aliran Massa Refrigeran	62
4.2.6 Perhitungan \dot{Q} Evaporator LS	63
4.2.7 Perhitungan \dot{w} Input Kompresor	63
4.2.8 Perhitungan \dot{Q} Kondensor HS	64
4.2.9 Perhitungan COP Sistem <i>Cascade</i>	64
4.2.10 Perhitungan <i>Heat Rejection Ratio</i> (HRR) Sistem <i>Cascade</i>	65
4.2.11 Perhitungan Cc (MC-22)	65
4.2.12 Perhitungan Ch (R-407F)	66
4.2.13 Menentukan Cmin	66
4.2.14 Perhitungan <i>Effectiveness</i> (ϵ)	66
4.3. Pembahasan Grafik	67
4.3.1 Pengaruh Kecepatan Aliran Udara <i>Fan</i> Kondensor HS Terhadap \dot{m} udara	67
4.3.2 Pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap \dot{m} refrigeran HS	68

4.3.3	Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap Tekanan dan Temperatur Kondensasi HS	69
4.3.4	Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap Kerja Kompresi Kompresor HS	71
4.3.5	Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap Kerja Kompresi Kompresor LS	72
4.3.6	Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap Daya Kompresor LS	73
4.3.7	Pengaruh Temperatur Kondensor HS Terhadap HRR	74
4.3.8	Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap Kapasitas Refrigerasi HS dan LS.....	75
4.3.9	Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap COP	77
4.3.10	Pengaruh Temperatur Kondensasi HS Terhadap COP	78
4.3.11	Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Kondensor HS Terhadap <i>Effectiveness</i> Alat Penukar Kalor <i>Cascade</i>	79
4.3.12	P-h Diagram Refrigeran Pada HS dan LS	80
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....		83
5.1.	Kesimpulan	83
5.2.	Saran	84
DAFTAR PUSTAKA		85
LAMPIRAN		87

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Beberapa Jenis Refrigeran Halokarbon.....	18
Tabel 2.2	Perbandingan Sifat Fisika & Termodinamika Musicool-22 & Freon R-22.....	21
Tabel 2.3	Perbandingan Sifat Fisika & Termodinamika R407F & R404A.....	22
Tabel 2.4	Nilai Konstan Dari Persamaan 2.12 Untuk <i>Free Convection</i> Pada Silinder Horizontal.....	30
Tabel 4.1	Tabel Perhitungan Data Pada Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	53
Tabel 4.2	Nilai Konduktivitas <i>Thermal Material</i>	60
Tabel 4.3	Tabel Properties Termodinamika R407F.....	63

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Siklus refrigerasi kompresi uap	6
Gambar 2.2	(a) P-h Diagram siklus kompresi uap standar (b) T-s Diagram siklus kompresi uap standar.....	6
Gambar 2.3	Siklus kompresi uap aktual dibanding siklus kompresi uap ideal.....	7
Gambar 2.4	Skema refrigerasi <i>cascade</i>	8
Gambar 2.5	p-h Diagram refrigerasi <i>cascade</i>	9
Gambar 2.6	Jenis kompresor <i>hermetic</i> (a) <i>hermetic rotary</i> (b) <i>hermetic reciprocating</i>	10
Gambar 2.7	<i>Air cooled condensor</i>	11
Gambar 2.8	<i>Thermostat expansion valve</i> (TXV) (sumber dari www.achrnews.com).....	13
Gambar 2.9	Evaporator (sumber dari www.freeasestudyguides).....	14
Gambar 2.10	<i>Heat exchanger</i> plat tipe gasket.....	15
Gambar 2.11	Aliran fluida kerja pada PHE (Sumber dari www.tranter.com).....	16
Gambar 2.12	Nilai ODP dan GWP.....	19
Gambar 2.13	GWP dari beberapa refrigeran HFC.....	20
Gambar 2.14	Skema sistem refrigerasi <i>cascade</i>	24
Gambar 2.15	Proses kompresi <i>high stage</i> dan <i>low stage</i> ..	25
Gambar 2.16	Proses kondensasi pada kondensor <i>high stage</i>	26
Gambar 2.17	Proses evaporasi pada evaporator <i>low stage</i>	26
Gambar 2.18	Model sistem pada <i>ducting</i> dan kondensor HS.....	27
Gambar 2.19	Resistansi <i>Thermal</i> Pada <i>Ducting</i>	28
Gambar 2.20	Perpindahan Panas Pada <i>Heat Exchanger</i>	32
Gambar 2.21	<i>Intermediate</i> tipe <i>concentric tube</i>	34

Gambar 2.22	Pengaruh temperatur kondensor HS terhadap COP	35
Gambar 2.23	Grafik $\dot{W}_{\text{kompresor total}}$ vs \dot{Q}_C_{HS} (Ismu).....	36
Gambar 3.1	Diagram alir langkah penelitian.....	38
Gambar 3.2	Skema peralatan sistem pendingin <i>cascade</i>	39
Gambar 3.3	Instalasi sistem pendingin <i>cascade</i>	39
Gambar 3.4	Kompresor pada sistem refrigerasi <i>cascade</i> , (a) <i>low stage</i> , (b) <i>high stage</i>	40
Gambar 3.5	Kondensor <i>high stage</i>	41
Gambar 3.6	Katup ekspansi thermostatik (TXV) (a) <i>high stage</i> (b) <i>low stage</i>	41
Gambar 3.7	Filter dryer.....	42
Gambar 3.8	<i>Accumulator</i>	43
Gambar 3.9	<i>Box</i> pendingin pada bagian <i>low stage</i>	43
Gambar 3.10	<i>Intermediate</i> tipe PHE	44
Gambar 3.11	<i>Fan</i> dan <i>ducting</i> pengeluaran kalor kondensor <i>high stage</i>	45
Gambar 3.12	<i>Liquid receiver</i> yang digunakan pada (a) <i>high stage</i> dan (b) <i>low stage</i>	46
Gambar 3.13	Metode pengukuran temperatur dan kecepatan udara pada <i>ducting</i> kondensor <i>high stage</i>	47
Gambar 3.14	Diagram alir pengambilan data.....	49
Gambar 4.1	Titik pengukuran sistem refrigerasi <i>cascade</i>	55
Gambar 4.2	Resistansi <i>Thermal</i> Pada <i>Ducting</i>	58
Gambar 4.3	Grafik pengaruh kecepatan aliran udara <i>fan</i> kondensor HS terhadap \dot{m} udara.....	69
Gambar 4.4	Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap \dot{m} refrigeran HS.....	70
Gambar 4.5	Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor terhadap temperatur kondensasi HS.....	71
Gambar 4.6	Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor terhadap tekanan kondensasi HS.....	72

Gambar 4.7	Grafik Pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap kerja kompresi kompresor HS.....	73
Gambar 4.8	Grafik Pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap kerja kompresi kompresor LS.....	74
Gambar 4.9	Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap daya kompresor LS.....	75
Gambar 4.10	Grafik pengaruh temperatur kondensor HS terhadap HRR.....	76
Gambar 4.11	Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap kapasitas refrigerasi HS, LS.....	77
Gambar 4.12	Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap COP.....	79
Gambar 4.13	Grafik pengaruh temperatur kondensor HS terhadap COP.....	80
Gambar 4.14	Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor kondensor HS terhadap <i>effectiveness</i> alat penukar kalor <i>cascade</i>	81
Gambar 4.15	P-h Diagram refrigeran Musicool 22 pada HS.....	82
Gambar 4.16	P-h Diagram refrigeran R404A pada LS.....	83

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perhatian global sebagai pengaruh pemakaian refrigeran, tidak hanya masalah kerusakan ozon (ODP) dan efek pemanasan permukaan bumi (GWP), tetapi juga mencakup pada masalah efisiensi energi. Bersamaan dengan ODP dan GWP juga diupayakan alternatif pengganti refrigeran halo-karbon yang dapat meningkatkan penghematan energi. Telah diketahui bahwa pemborosan energi dengan meningkatnya pembangunan pembangkit tenaga listrik untuk memenuhi kebutuhan tenaga listrik, peningkatan pemakaian bahan bakar minyak, secara signifikan memberikan kontribusi pada peningkatan pemanasan bumi melalui efek rumah kaca. Kepedulian masyarakat internasional akan hal tersebut diatas, diwujudkan dalam bentuk mengkampanyekan bahwa ODP, GWP dan enegy effeciency merupakan kesatuan paket yang harus diperhatikan dalam pemilihan refrigeran pada mesin pendingin. Seiring dengan perkembangan zaman yang semakin maju dan modern, banyak diciptakan alat-alat yang canggih untuk menunjang kehidupan manusia. Mesin-mesin pendingin adalah salah satu alat yang sangat berkembang seiring dengan kemajuan teknologi. Mesin refrigerasi pada saat ini telah menjadi kebutuhan dasar bagi sebagian besar masyarakat baik di perkotaan maupun di pedesaan karena fungsinya yang sangat penting. Penggunaan mesin refrigerasi ini harus diperhatikan dalam pemakaian zat yang mengalir dalam mesin pendingin yang disebut dengan refrigeran, karena fungsi dari refrigeran itu sendiri adalah sebagai penyerap panas dari benda atau udara yang diinginkan kemudian membuangnya ke lingkungan. Pemilihan refrigeran yang baik untuk sebuah alat pendingin akan mempengaruhi berkurangnya kerusakan lapisan ozon yang ada di bumi ini.

Penggunaan mesin pendingin biasanya banyak digunakan pada industri pengolahan makanan yang biasanya membutuhkan sistem pendingin yang dapat menurunkan temperatur hingga 0°C . Sebagai contoh dalam kehidupan sehari-hari adalah untuk pendinginan produk yang ada di supermarket dalam lingkup yang besar contohnya pada daging, ikan dan berbagai jenis produk lainnya agar dapat mempertahankan kesegaran untuk waktu yang cukup lama. Oleh karena itu mesin pendingin yang dapat menghasilkan temperatur hingga dibawah 0°C salah satunya adalah sistem pendingin *cascade*. Dengan menggunakan sistem ini maka kalor pada kondensor *low-stage* dapat didinginkan oleh *evaporator high-stage* sehingga temperatur evaporator yang dapat dicapai pada *low-stage* lebih rendah. Pada studi eksperimental sistem refrigerasi *cascade* terdahulu, yaitu tugas akhir dari Faberto, menggunakan *intermediate* tipe *concentric tube* sebagai alat penukar panas antara *low-stage* dengan *high-stage*. *Intermediate* tipe konsentris ini hanya menghasilkan laju perpindahan panas antara permukaan dalam pipa konsentris sebagai jalur laju dari refrigeran *low-stage* dengan permukaan luar pipa konsentris sebagai jalur laju dari refrigeran *high-stage*. Laju perpindahan panas dianggap masih kurang pada *intermediate* tipe konsentris ini, sehingga pada eksperimen kali ini komponen tersebut diganti dengan tipe *plate heat exchanger* (PHE) yang mempunyai laju perpindahan panas lebih baik dibandingkan dengan tipe konsentris. Dengan demikian, diharapkan temperatur yang dihasilkan pada evaporator *low-stage* jauh lebih rendah dari penelitian sebelumnya.

Sistem refrigerasi *cascade* pada studi eksperimental ini sudah mengalami banyak perubahan pada alat penukar panas dan konstruksinya. Sering berubah-ubahnya temperatur lingkungan juga mempengaruhi performa dari kondensor pada *high-stage*. Sehingga pada studi eksperimental kali ini dilakukan variasi laju kecepatan fan kondensor *high stage* dimana hal tersebut dilakukan untuk mengetahui performa dari

sistem refrigerasi *cascade* dengan menggunakan refrigeran yang ramah lingkungan dan menggunakan katup ekspansi tipe TXV (*Thermostat Expansion Valve*) agar di dapat performa yang lebih baik.

1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan penjelasan latar belakang diatas, maka perumusan masalah pada eksperimental kali ini adalah :

1. Bagaimana performa dari sistem refrigerasi *cascade* dengan fluida kerja MC-22 pada *high stage* dan R407F pada *low stage* ?
2. Bagaimana performa *intermediate* tipe *plate heat exchanger* dengan membuat variasi laju pengeluaran kalor kondensor pada HS (*high stage*) ?

1.3 Batasan Masalah

Agar tercapainya tujuan penelitian ini maka digunakan beberapa batasan masalah sebagai berikut :

1. Energi kinetik dan potensial diabaikan.
2. Tidak ada heat loss pada ruang pendinginan (*freezer*).
3. Kompresor yang digunakan adalah jenis *hermetic reciprocating* pada *low stage* dan *hermetic rotary* pada *high stage* dengan masing-masing berdaya 1 PK.
4. Sistem ekspansi TXV pada *low stage* dan *high stage*.
5. Refrigeran yang digunakan adalah *Musicool-22* pada *high stage* dan R407F pada *low stage*.
6. Pengujian dilakukan saat sistem bekerja dalam kondisi *steady state*.
7. Pengujian dilakukan pada saat beban *heater* tidak menyala.
8. Penelitian dilakukan di laboratorium Pendingin dan Pengkondisian Udara jurusan Teknik Mesin ITS.
9. Analisa MC-22 menggunakan properti termodinamika dari R290 karena dianggap sama.

1.4 Tujuan

Dari perumusan masalah yang sudah disebutkan, adapun tujuan dari studi ekperimental kali ini adalah :

1. Menganalisa performa sistem refrigerasi *cascade* dengan variasi laju pengeluaran kalor kondensor *high stage*.
2. Menganalisa performa *intermediate* tipe *plate heat exchanger* dengan membuat variasi laju pengeluaran kalor kondensor pada HS (*high-stage*).

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari studi eksperimental ini diuraikan sebagai berikut:

1. Dapat mengembangkan teknologi dan ilmu pengetahuan tentang sistem pendingin *cascade*.
2. Menjadi referensi untuk pengembangan sistem pendingin selanjutnya, agar dapat bekerja lebih optimal lagi.

BAB II

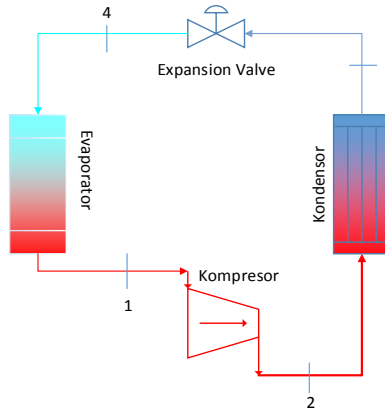
TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1. Dasar Teori

2.1.1 Siklus Kompresi Uap

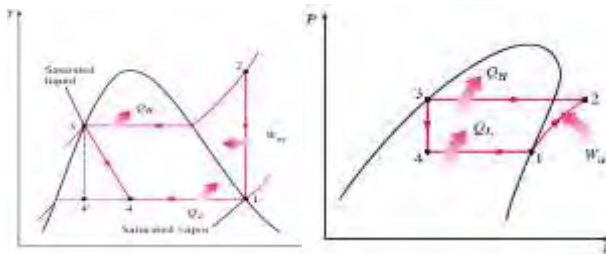
Siklus refrigerasi kompresi uap mengambil keuntungan dari kenyataan bahwa fluida yang bertekanan tinggi pada temperatur tertentu cenderung menjadi lebih dingin. Jika perubahan tekanan cukup tinggi, maka gas yang ditekan akan menjadi lebih panas daripada sumber dingin di luar dan gas yang mengembang akan menjadi lebih dingin daripada temperatur dingin yang dikehendaki. Dalam kasus ini, fluida digunakan untuk mendinginkan kabin bertemperatur rendah dan membuang panas ke lingkungan yang bertemperatur tinggi.

Siklus refrigerasi kompresi uap memiliki dua keuntungan. Pertama, sejumlah besar energi panas diperlukan untuk merubah cairan menjadi uap, dan oleh karena itu banyak panas yang dapat dibuang dari ruang/kabin yang didinginkan. Kedua, sifat-sifat *isothermal* penguapan membolehkan pengambilan panas tanpa menaikkan temperatur fluida kerja ke temperatur yang didinginkan. Hal ini berarti laju perpindahan panas menjadi tinggi, karena semakin dekat temperatur fluida kerja mendekati temperatur sekitarnya akan semakin rendah laju perpindahan panasnya. Fluida kerja yang biasanya digunakan adalah refrigeran. Refrigeran akan menyerap kalor dengan proses evaporasi dan membuang kalor ke ruangan lain dengan proses kondensasi.



Gambar 2.1 Siklus Refrigerasi Kompresi Uap

Pada sistem ini terdapat alat penukar panas. Alat penukar panas yang pertama adalah 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 lingkungan. Siklus kompresi uap standar pada sistem pendinginan udara terdiri dari empat komponen utama, komponen tersebut bekerja secara bersama-sama membentuk suatu proses yang berulang (siklus) dengan refrigeran sebagai media yang digerakan. Dari gambar siklus refrigerasi kompresi uap diatas, dapat digambarkan siklus diagram P-h dan T-s seperti berikut ini:

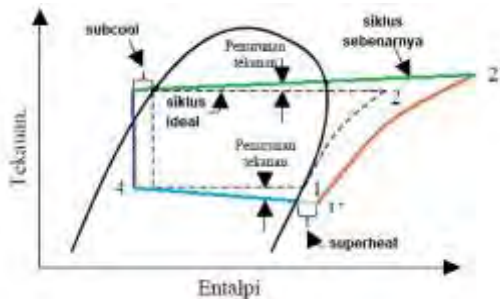


Gambar 2.2 (a) P-h Diagram Siklus Kompresi Uap Standar
(b) T-s Diagram Siklus Kompresi Uap Standar

Proses-proses yang membentuk siklus kompresi uap standar diatas adalah sebagai berikut :

- Proses 1 – 2 : kompresi adiabatik dan reversibel, dari uap jenuh menuju tekanan kondensor.
- Proses 2 – 3 : pelepasan kalor reversibel pada tekanan konstan, menyebabkan penurunan panas lanjut (desuperheating) dan pengembunan refrigeran.
- Proses 3 – 4 : ekspansi tidak reversibel pada entalpi konstan, dan cairan jenuh menuju tekanan evaporator.
- Proses 4 – 1 : penambahan kalor reversibel pada tekanan tetap, yang menyebabkan penguapan menuju uap jenuh.

Sedangkan pada siklus refrigerasi sebenarnya terdapat ketidak idealan pada mesin refrigerasi yang menyebabkan daur siklus kompresi uap mengalami perubahan, seperti pada gambar 2.3 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.

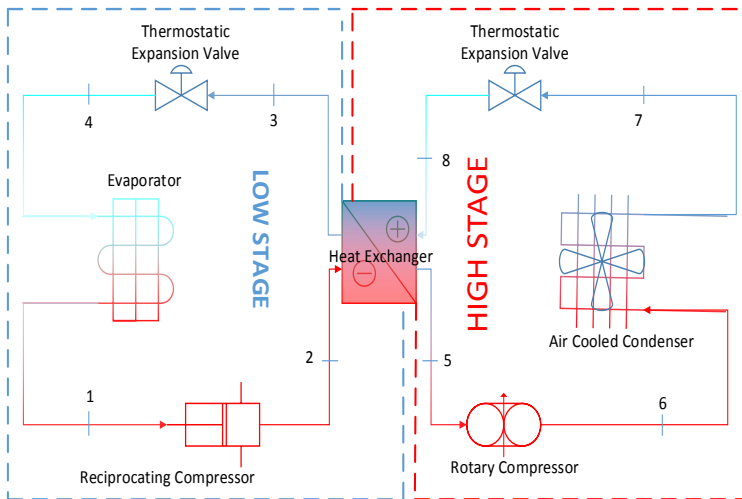


Gambar 2.3 Siklus Kompresi Uap Aktual Dibanding Siklus Kompresi Uap Ideal

2.1.2 Siklus Refrigerasi *Cascade*

Sistem refrigerasi kompresi uap bertingkat merupakan sistem kompresi uap lanjutan yang memiliki dua atau lebih jumlah kompresor sebagai komponen yang dapat memompa dan mensirkulasikan refrigeran dan menaikkan tekanannya. Sistem refrigerasi *cascade*, terdiri dari dua sistem refrigerasi siklus tunggal, yaitu :

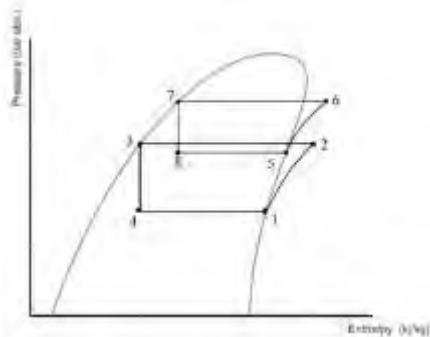
1. Sistem pertama disebut *high-stage* (HS)
2. Sistem kedua disebut *low-stage* (LS)



Gambar 2.4 Skema Refrigerasi *cascade*

Sistem pendinginan *cascade* sering digunakan untuk aplikasi industri pendingin yang menggabungkan dua atau lebih siklus pendingin secara seri. Hal ini dilakukan untuk memperoleh temperatur rendah, yang tidak dapat dicapai dengan siklus refrigerasi uap standar. Pada prinsipnya efek refrigerasi yang dihasilkan oleh evaporator HS dimanfaatkan untuk menyerap kalor yang dilepas oleh

kondensor LS, sehingga dihasilkan temperatur yang sangat rendah pada evaporator LS.



Gambar 2.5 p-h Diagram Refrigerasi *Cascade*

2.1.3 Komponen-komponen Sistem Refrigerasi *Cascade*

Adapun komponen-komponen utama secara umum agar sistem refrigerasi *cascade* dapat bekerja dengan baik. Komponennya adalah :

- a) Kompresor
- b) Kondensor
- c) *Expansion valve*
- d) Evaporator
- e) Alat penukar panas (*Intermediate*)

Sebagaimana yang diketahui pada empat komponen utama sistem refrigerasi kompresi uap standar tidak akan dapat bekerja dengan sesuai fungsinya jika salah satu komponen tersebut tidak ada atau tidak digunakan. Komponen utama tersebut tidak beda jauh dengan sistem refrigerasi *cascade* dimana terdapat lima komponen utama yaitu empat komponen utama sistem refrigerasi kompresi uap standar dan adanya *intermediate* sebagai alat penghubung untuk mentransfer energi kalor dari *high stage* ke *low stage*.

A. Kompresor

Kompresor merupakan unit tenaga dalam sistem pendingin. Dimana fungsi dari kompresor itu sendiri adalah menekan bahan pendingin refrigeran agar tetap bersirkulasi di dalam sistem pendingin. Kompresor akan menekan gas refrigeran di bawah tekanan dan panas yang tinggi pada sisi tekanan tinggi dari sistem dan menghisap gas bertekanan pada sisi *intake* (sisi tekanan rendah). Komponen ini bekerja secara *isentropic*, yaitu kompresor bekerja tanpa ada energi panas yang keluar ataupun energi panas masuk. Jenis kompresor yang digunakan pada eksperimen ini adalah jenis *hermetic rotary* pada *high stage* dan *hermetic reciprocating* pada *low stage*. Kompresor *type hermetic* ini mempunyai motor penggerak kompresornya berada dalam satu rumah yang tertutup, bersatu dengan kompresor seperti pada gambar berikut :



(a)



(b)

Gambar 2.6 Jenis kompresor *hermetic* (a) *hermetic rotary*, (b) *hermetic reciprocating*

B. Kondensator

Kondensator merupakan salah satu komponen yang berada pada daerah tekanan tinggi dari sistem pendingin. Kondensator itu sendiri berfungsi sebagai alat pembuangan kalor (*heat rejection*) dari dalam sistem ke luar sistem. Pada saat refrigeran memasuki kondensator maka uap refrigeran tersebut akan mengembun dan berubah fasa dari uap menjadi cair (terkondensasi).

Ada beberapa jenis kondensator, salah satunya adalah jenis *air cooled condensor* yang akan kita gunakan dalam eksperimen ini. Dimana metode untuk mengalirkan udara pada jenis ini, yaitu konveksi alamiah dan konveksi paksa dengan bantuan kipas. Konveksi secara alamiah memiliki laju aliran udara yang melewati kondensator sangat rendah, karena hanya mengandalkan kecepatan angin yang terjadi pada saat itu. Oleh karena itu jenis ini hanya cocok untuk unit-unit kecil seperti kulkas, *freezer* untuk keperluan rumah tangga, dll.



Gambar 2.7 *Air cooled condensor*

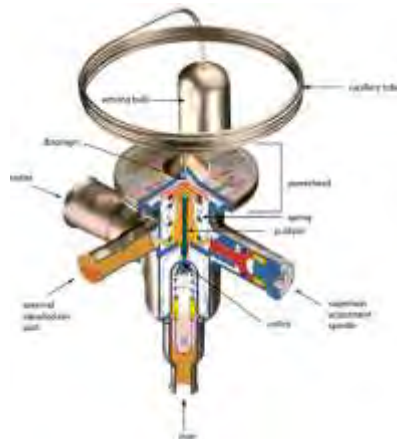
C. *Expansion Device*

Setelah refrigeran terkondensasi di kondensator, refrigeran cair tersebut masuk ke katup ekspansi dimana akan mengontrol jumlah refrigeran yang masuk ke

evaporator. Ada banyak jenis katup ekspansi, tiga diantaranya adalah pipa kapiler, katup ekspansi otomatis dan katup ekspansi termostatik.

Dalam eksperimen saat ini digunakan jenis katup ekspansi termostatis, karena jenis TXV (*thermostatic expansion valve*) adalah satu katup ekspansi yang mempertahankan besarnya panas lanjut pada uap refrigeran di akhir evaporator tetap konstan, apapun kondisi beban di evaporator. Jika beban bertambah, maka cairan refrigeran di evaporator akan lebih banyak menguap, sehingga besarnya temperatur panas lanjut di evaporator akan meningkat. Pada akhir evaporator diletakkan tabung sensor suhu (*sensing bulb*) dari TXV tersebut. Peningkatan temperatur dari evaporator akan menyebabkan uap atau cairan yang terdapat ditabung sensor temperatur tersebut akan menguap (pemuai) sehingga tekanannya meningkat. Peningkatan tekanan tersebut akan menekan difragma ke bawah dan membuka katup lebih lebar.

Hal ini menyebabkan cairan refrigeran yang berasal dari kondensor akan lebih banyak masuk ke evaporator. Akibatnya temperatur panas lanjut di evaporator kembali pada keadaan normal, dengan kata lain temperatur panas lanjut di evaporator di jaga tetap konstan pada segala keadaan beban.



Gambar 2.8 *Thermostat Expansion Valve (TXV)*
(Sumber : www.achrnews.com)

D. Evaporator

Pada evaporator, refrigeran menyerap kalor dari produk yang didinginkan. Penyerapan kalor ini menyebabkan refrigeran mendidih dan berubah wujud dari cair menjadi uap (kalor / panas laten). Panas yang dipindahkan berupa :

1. Panas sensibel (perubahan temperatur)

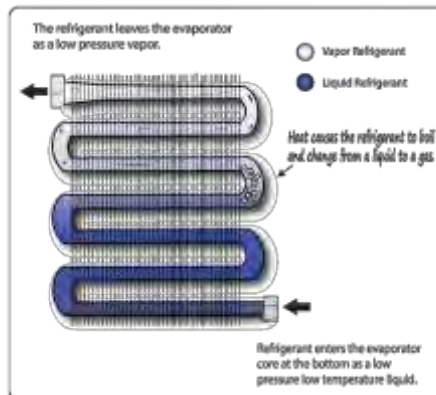
Temperatur refrigeran yang memasuki evaporator dari katup ekspansi harus sampai temperatur jenuh penguapan (*evaporator saturation temperature*). Setelah terjadi penguapan, temperatur uap yang meninggalkan evaporator harus pula dinaikkan untuk mendapatkan kondisi uap panas lanjut (*super heated vapor*).

2. Panas laten (perubahan wujud)

Perpindahan panas terjadi penguapan pada refrigeran. Untuk terjadinya perubahan wujud, diperlukan panas laten. Dalam hal ini perubahan wujud tersebut adalah dari cair menjadi uap atau

menguap (evaporasi). Refrigeran akan menyerap panas dari ruang sekelilingnya.

Adanya proses perpindahan panas pada evaporator dapat menyebabkan perubahan wujud dari cair menjadi uap. Kapasitas evaporator adalah kemampuan evaporator untuk menyerap panas dalam periode waktu tertentu dan sangat ditentukan oleh perbedaan temperatur evaporator (*evaporator temperature difference*). Kemampuan memindahkan panas dan konstruksi evaporator (ketebalan, panjang dan sirip) akan sangat mempengaruhi kapasitas evaporator.

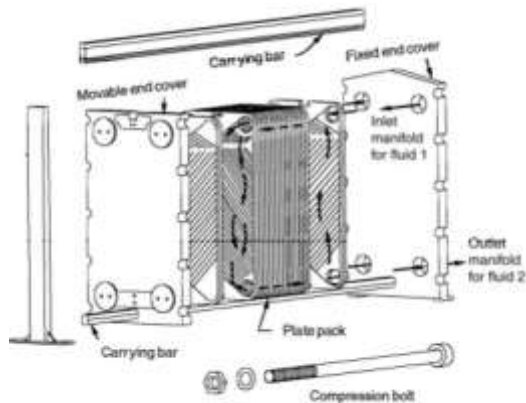


Gambar 2.9 Evaporator (Sumber : www.freeasestudyguides.com)

E. Intermediate pada sistem refrigerasi cascade

Intermediate tipe *plate* (Plat) ini menggunakan plat tipis sebagai komponen utamanya. Plat yang digunakan dapat berbentuk polos ataupun bergelombang sesuai dengan desain yang dikembangkan. *Intermediate* jenis ini tidak cocok untuk digunakan pada tekanan fluida kerja yang tinggi, dan juga pada diferensial temperatur fluida yang tinggi pula. Jenis *intermediate* yang digunakan pada eksperimen kali ini yaitu tipe plat. *Intermediate* tipe ini termasuk yang banyak digunakan pada dunia industri, bisa

digunakan sebagai pendingin air, pendingin oli, dan sebagainya. Prinsip kerjanya adalah aliran dua atau lebih fluida kerja diatur oleh adanya gasket-gasket yang didesain sedemikian rupa sehingga masing-masing fluida kerja dapat mengalir di plat-plat yang berbeda. Saluran setiap plat didesain sedemikian rupa sehingga refrigeran akan terbagi ke setiap bagian plat. Plat ini merupakan pembatas sekaligus ruang area perpindahan panas antara refrigeran *low stage* dan *high stage*. Plat yang tersusun membentuk berderet menghasilkan susunan batasan saluran bagian antara *low stage* dan *high stage* secara berurutan.

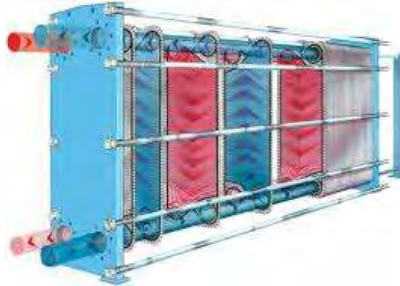


Gambar 2.10 Heat Exchanger Plat Tipe Gasket

(Sumber : <http://artikel-teknologi.com/macam-macam-heat-exchanger-alat-penukar-panas-bagian-3/>)

Pada sistem refrigerasi *cascade*, *intermediate* digunakan pula sebagai penghubung antara *low stage* dan *high stage*. Pada alat penukar panas, refrigeran pada *high stage* biasanya berfase uap dan bertemperatur rendah dibandingkan dengan refrigeran pada *low stage*, sehingga terjadi proses perpindahan panas yang disebabkan oleh perbedaan temperatur tersebut. Kalor dari refrigeran yang

tinggi temperaturnya akan diserap oleh refrigeran yang temperaturnya lebih rendah, sehingga refrigeran pada *high stage* yang berfase cair akan berubah menjadi gas, dan refrigeran pada *low stage* akan berubah fasa menjadi dari gas menjadi cair.



Gambar 2.11 Aliran fluida kerja pada PHE (*Plate Heat Exchanger*)

(Sumber : www.tranter.com)

2.2. Refrigeran

Refrigeran adalah zat kerja utama yang digunakan untuk menyerap dan mengalirkan kalor dalam sistem refrigerasi. Semua refrigeran menyerap kalor pada temperatur dan tekanan rendah selama evaporasi dan melepaskan kalor pada temperatur dan tekanan tinggi selama proses kondensasi. Refrigeran merupakan komponen terpenting siklus refrigerasi karena refrigeran yang menimbulkan efek pendinginan dan pemanasan pada mesin refrigerasi. Refrigeran dapat berubah wujudnya dari gas menjadi cair atau sebaliknya. Untuk unit refrigeran hendaknya dapat dipilih jenis refrigeran yang sesuai dengan jenis kompresor yang dipakai, dan karakteristik termodinamika antara lain meliputi temperatur penguapan dan tekanan penguapan serta temperatur pengembunan dan tekanan pengembunan. Fungsi refrigeran pada sistem pendingin *cascade* adalah untuk menyerap panas dari ruangan sehingga udara yang berada pada ruangan tersebut menjadi dingin.

Proses pendinginannya yaitu : Zat pendingin (refrigeran) diubah bentuknya dari bentuk cair menjadi uap dengan cara dialirkan dari peralatan penerima/penampung (*receiver/reservoir*) melalui katup penyebar (*expansion valve*) ke peralatan “*evaporator coil*”, uap zat pendingin inilah yang kemudian menyerap panas lingkungan di sekelilingnya, dalam hal ini udara dalam ruang pendingin (*refrigerator room*). Fungsi kompresor pada sistem pendingin tidak hanya memberikan tekanan untuk mengirimkan zat pendingin (refrigeran) ke “*evaporator coil*” hingga berubah bentuk dari cair menjadi uap, tetapi kompresor juga memberi tekanan pada peralatan pengembun (*condensor*) untuk mengubah zat pendingin dari bentuk uap ke bentuk cair kembali, hingga proses pendinginan bisa berjalan terus-menerus.

2.2.1 Jenis Refrigeran

Jenis dan bahan senyawa pembentuk refrigeran banyak sekali macamnya, tergantung tingkat suhu dan keperluan dari suatu pendingin. Refrigeran yang digunakan pada sistem pendinginan kompresi uap harus mempunyai mempunyai sifat-sifat kimia, fisika, termodinamika tertentu yang sesuai dengan kondisi penggunaan. Selain itu refrigeran hendaknya dapat dipilih jenis refrigeran yang sesuai dengan jenis kompresor yang dipakai, temperatur penguapan dan tekanan penguapan serta temperatur pengembunan dan tekanan pengembunan. Berikut dibawah ini beberapa jenis refrigeran :

A. Golongan Halokarbon

Kelompok senyawa halokarbon merupakan jenis yang masih umum digunakan. Refrigeran jenis ini yang mengandung satu atau lebih dari ketiga unsur halogen, yaitu klorin, flurin, dan bromin. Contoh refrigeran halokarbon yang merupakan hasil pengembangan secara sintetik oleh manusia, sebagai berikut :

Tabel 2.1 Beberapa Jenis Refrigeran Halokarbon

Nomor>Nama Refrigeran	Nama Kimia	Rumus Kimia
11	Trikloromonofluorometan	CCl ₃ F
12	Diklorodifluorometan	CCl ₂ F ₂
22	Monoklorodifluorometan	CHClF ₂
40	Metilklorida	CH ₃ Cl
113	Triklorotrifluoroetan	CCl ₂ FCClF ₂
115	Diklorotetrafluoroetan	CClF ₂ CClF ₂

Perlu diketahui refrigeran halokarbon yang mengandung unsur *chloor* seperti *Chlorofluorocarbon* (CFC) merupakan senyawa organik yang mengandung karbon, klorin, dan flourin, juga refrigeran lainnya seperti hidrokloroflourokarbon (HCFC), yang tentunya berisi senyawa hidrogen, dapat menyebabkan kerusakan ozon, sedangkan yang mengandung unsur flourin dapat menyebabkan pemanasan global.

B. Senyawa Hidrokarbon

Pada awalnya Banyak senyawa hidrokarbon yang digunakan sebagai refrigeran, umumnya digunakan pada industri minyak bumi, seperti metana, etana, propana, etilen, dan isobutilen. Kesemuanya *flammable* dan eksplosif. Digolongkan sedikit beracun karena mengandung efek bius pada tingkat tertentu. Karena hal tersebut refrigeran jenis ini berangsur-angsur ditinggalkan. Tetapi setelah aspek lingkungan mengemuka hidrokarbon kembali diperhitungkan sebagai alternatif pengganti CFC.

Senyawa hidrokarbon terdiri dari unsur hidrogen dan karbon. Refrigeran ini bersifat alami dan tidak menimbulkan masalah bagi lingkungan hidup. Contoh refrigeran hidrokarbon adalah R-170 (etana), R-50

(metana), R-290 (propana), R600a (iso butana), dan lain-lain.

2.2.2 Refrigeran dan Lingkungan

Refrigeran dan lingkungan dihubungkan dengan reaksi yang terjadi saat refrigeran terlepas di atmosfer. Seperti dijelaskan sebelumnya pada jenis refrigeran, refrigeran halokarbon, memiliki atom klorin yang dapat berikatan dengan ozon di atmosfer, sehingga menyebabkan terjadinya penipisan ozon yang menyebabkan pemanasan global. Terdapat tiga jenis reaksi refrigeran terhadap lingkungan yang umum dikenal, GWP, ODP, dan tahun atmosferik.

GWP (*Global Warming Potential*) adalah ukuran seberapa banyak jumlah gas rumah kaca yang merupakan ukuran relatif perbandingan gas dengan CO₂ dalam jumlah yang sama sehingga dapat memperkirakan pengaruhnya terhadap pemanasan global. ODP (*Ozone Depletion Potential*) merupakan parameter yang menyatakan kemampuan suatu refrigeran untuk berikatan dengan ozon di stratosfer. Umumnya, makin banyak ion klorin dalam suatu refrigeran maka makin tinggi ODPnya. Berikut besarnya GWP dan ODP :

PARAMETER	R-12 (CFC)	R-22 (HCFC)	R-134a (HFC)	MUSICOOL
Ozon Depletion Potential (ODP)	1.0	0.06	0	0
Global Warming Potential (GWP)	4500	510	420	4
Atmospheric Life Time (tahun)	130	15	16	<1

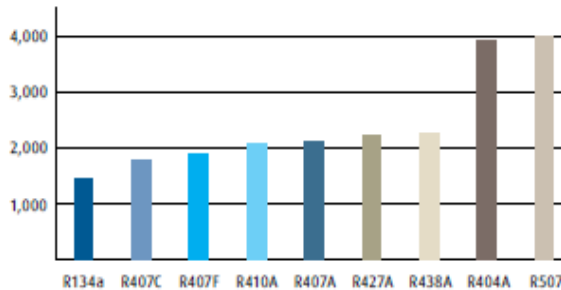
Gambar 2.12 Nilai ODP dan GWP

(sumber: <http://mgmsavingenergy.com/category/musi-cool-by-pertamina>)

Berdasarkan gambar 2.12 dapat diketahui bahwa potensi pemanasan global dan perusakan lapisan ozon bumi yang diakibatkan dari MC22 sangat kecil yaitu 4 dan 0. Maka dari itu pemilihan refrigeran ramah lingkungan sangat dibutuhkan

untuk meminimalisir kerusakan lapisan ozon yang ada di bumi ini dan juga memberikan kenyamanan bagi manusia.

R-407f adalah refrigeran sintetis produksi Honeywell[tm] dengan paduan R-125, R-32 dan R-134a yang diproduksi dengan tujuan secara khusus menggantikan peranan R-404a yang memiliki GWP sangat tinggi dan akan dilarang pada tahun 2020. R-407f termasuk pada kategori HFC, sama dengan R-404a dan R134a namun memiliki ODP 0 dan GWP yang rendah dan dapat digunakan untuk refrigerasi suhu rendah dan menengah.



Gambar 2.13 GWP dari beberapa refrigeran HFC

(sumber: http://www.lindegas.com/internet.global.lindegas.global/en/images/Refrigerants%20R407F%20for%20R22%20and%20R404A%20replacement17_129770.pdf)

2.2.3 Pemilihan Refrigeran

Indonesia adalah negara yang memiliki cadangan gas alam dan minyak bumi, salah satunya dalam hal refrigeran hidrokarbon maupun produk-produk ramah lingkungan berbasis hidrokarbon lainnya seperti : *Aerosol propellant*, *foaming agent*, *solvent*, dan lain-lain. Produk refrigeran hidrokarbon *MUSICOOL* merupakan refrigeran hidrokarbon yang sudah diproduksi di dalam negeri diantaranya MC-12

dan MC-134 sebagai pengganti refrigeran R-12 dan R-134a. MC-22 sebagai pengganti refrigeran R-22.

Sesuai dengan penjelasan diatas, pada studi eksperimen *high stage* pada sistem *cascade* ini menggunakan refrigeran MC-22 sebagai pengganti refrigeran R-22. Berikut ini adalah data spesifikasi perbandingan refrigeran hidrokarbon produk dari pertamina merek dagang musicool 22 (MC-22) dan Freon R-22 dalam tabel 2.2.

Tabel 2.2 Perbandingan Sifat Fisika & Thermodinamika Musicool MC-22 & Freon R-22

NO	PARAMETER	MC-22	R-22
1	Panas Jenis Cairan Jenuh pd 37,8°C, Kj/Kg	2,909	1,325
2	Panas Jenis Uap Jenuh pd 37,8°C, Kj/Kg	2,238	0,9736
3	Konduktivitas Termal Cairan Jenuh pd 37,8°C, w/m	0,0868	0,0778
4	Konduktivitas Termal Uap Jenuh pd 37,8°C, w/m	0,0211	0,0128
5	Kerapatan Cairan Jenuh pd 37,8°C, (kg/m ³)	28,53	62,46
6	Kerapatan Uap Jenuh pd 37,8°C, (kg/m ³)	2,412	4,705
7	Kekentalan Cairan Jenuh pd 37,8°C, (uPa-s)	84,58	143,10
8	Kekentalan Cairan Jenuh pd 37,8°C, (uPa-s)	9,263	13,39

Dari tabel 2.2 menunjukkan panas jenis dan konduktivitas termal baik pada kondisi cair jenuh maupun uap jenuh, dimana fluida kerja MC-22 lebih besar dari R-22. Hal tersebut dapat mengakibatkan efek refrigerasi M-22 lebih baik dari R-22. Lalu sebagaimana dijelaskan pada sifat fisik di atas

sehingga dengan kerapatan dan kekentalan baik pada kondisi cair jenuh maupun uap jenuh, MC-22 lebih rendah dari R-22, hal ini mengakibatkan pemakaian energi lebih kecil sehingga kerja kompresor lebih ringan.

Sedangkan pada bagian *low stage* menggunakan fluida kerja R407F yang memiliki sifat termodinamika seperti titik didih, titik beku, sifat kimia, tingkat bahaya dan sifat fisika seperti viskositas yang menyerupai R404A. Dapat dilihat pada tabel 2.3 perbandingan sifat antara R407F dan R404A sebagai berikut :

Tabel 2.3 Perbandingan Sifat Fisika & Thermodinamika R407F & R404A

NO	PARAMETER	R407F	R404A
1	Panas Jenis Cairan Jenuh pd 25°C, Kj/Kg	1,57	1,54
2	Panas Jenis Uap Jenuh pd 25°C, Kj/Kg	1,18	0,9736
3	Konduktivitas Termal Cairan Jenuh pd 25°C, w/m	0,0897	0,0649
4	Konduktivitas Termal Uap Jenuh pd 25°C, w/m	0,01451	0,0180
5	Kerapatan Cairan Jenuh pd 25°C, (kg/m ³)	1117	1044
6	Kerapatan Uap Jenuh pd 25°C, (kg/m ³)	4,465	5,48
7	Kekentalan Cairan Jenuh pd 25°C, (uPa-s)	143,99	129,3
8	Kekentalan Cairan Jenuh pd 25°C, (uPa-s)	13,20	14,41

Dari tabel 2.3 menunjukkan panas jenis dan konduktivitas termal baik pada kondisi cair jenuh maupun uap jenuh, dimana fluida kerja R407F lebih besar dari R404A. Hal

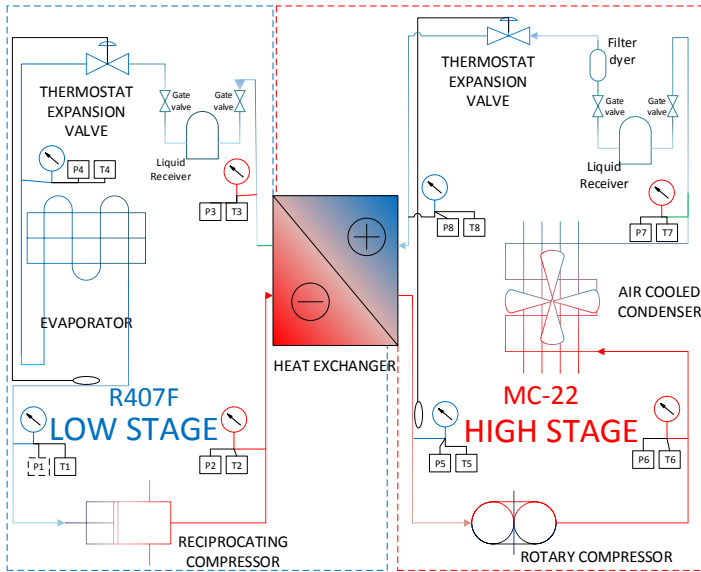
tersebut dapat mengakibatkan efek refrigerasi R407F lebih baik dari R404A. Lalu sebagaimana dijelaskan pada sifat fisik di atas sehingga dengan kerapatan dan kekentalan baik pada kondisi cair jenuh maupun uap jenuh, R407F lebih rendah dari R404A, hal ini mengakibatkan pemakaian energi lebih kecil sehingga kerja kompresor lebih ringan.

Dengan melihat sifat-sifat fisika dan termodinamika dari refrigeran yang digunakan untuk ekperimental kali ini adapun syarat-syarat umum sebuah refrigeran yang baik untuk digunakan dalam sebuah sistem refrigerasi sebagai berikut:

- Tidak beracun dan tidak berbau.
- Ramah lingkungan agar tidak merusak lapisan ozon bumi.
- Tidak mudah terbakar atau meledak jika dicampur dengan udara dan minyak pelumas.
- Tidak menyebabkan korosi terhadap bahan logam yang dipakai pada sistem pendingin.
- Bila terjadi kebocoran mudah dicari.
- Mempunyai titik didih dan kondensasi yang rendah.
- Mempunyai susunan kimia yang stabil, tidak terurai setiap kali dimanfaatkan, diembunkan, dan diuapkan.
- Perbedaan antara tekanan pengembunan dan tekanan penguapan sangat kecil.
- Mempunyai panas laten penguapan yang besar, agar panas yang diserap evaporator bisa maksimal.
- Mempunyai nilai konduktivitas thermal yang tinggi.
- Kekentalan (viskositas) dalam fase cair maupun fase gas cukup rendah, agar tahanan aliran refrigeran dalam pipa kecil.
- Konstanta dielektrika refrigeran yang kecil, tahanan listrik yang besar serta tidak menyebabkan korosi pada material isolator listrik.
- Harga tidak mahal dan mudah diperoleh.

2.3 Persamaan Termodinamika Refrigerasi dan *Effectiveness*

Berikut adalah persamaan-persamaan yang digunakan dalam penelitian tugas akhir ini. Semua persamaan yang ditampilkan di bawah ini kembali merujuk pada skema refrigerasi *cascade* gambar 2.14 di bawah ini.



Gambar 2.14 Skema sistem refrigerasi *cascade*

2.3.1 Persamaan Daya Nyata Kompresor

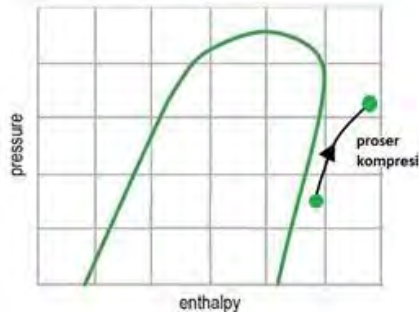
Unjuk kerja nyata kompresor dapat diketahui dari daya yang diberikan terhadap kompresor. Daya tersebut dapat menghasilkan kenaikan tekanan pada keluaran kompresor, sehingga terjadi kenaikan entalpi seperti gambar 2.14. Adapun kerja dari kompresor dapat ditulis dengan persamaan:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{\text{ref}} \times (h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) = \dot{m}_{\text{ref}} \times (h_2 - h_1) = \dot{m}_{\text{ref}} \times (h_6 - h_5) \quad (2.1)$$

Dimana :

$$\dot{W}_c = \text{daya kompresor (watt)}$$

- \dot{m} = laju aliran massa refrigeran (kg/s)
 $h_{1,5}$ = entalpi refrigeran masuk kompresor (kJ/kg)
 $h_{2,6}$ = entalpi refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)



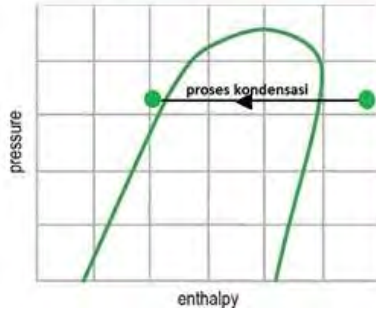
Gambar 2.15 Proses kompresi *high stage* dan *low stage*

Pada sistem refrigerasi *cascade*, besarnya kerja kompresor total didapat dengan menjumlahkan kerja kompresor pada sistem HS dan LS.

$$W_{\text{total}} = W_{\text{HS}} + W_{\text{LS}} \quad (2.2)$$

2.3.2 Persamaan Pengeluaran Kalor pada Kondensor *High Stage*

kondensor merupakan alat pembuang kalor dari refrigeran ke lingkungan, sehingga berkibat perbedaan entalpi pada sisi *inlet* dan *outlet*, seperti pada gambar 2.22 proses 6-7, maka dapat diketahui besarnya panas yang berhasil dikeluarkan oleh refrigeran. Berikut kalor yang dibuat oleh kondensor dinyatakan dengan dengan rumus:



Gambar 2.16 Proses kondensasi pada kondensor *high stage*

$$\dot{Q}_{\text{Cond}} = \dot{m}_{\text{ref HS}} \times (h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) = \dot{m}_{\text{ref HS}} \times (h_6 - h_7) \quad (2.3)$$

Dimana :

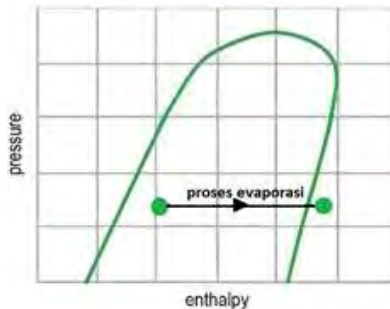
$\dot{m}_{\text{ref HS}}$ = laju aliran massa refrigeran *high stage* (kg/s)

h_7 = entalpi refrigeran keluar kondensor (kJ/kg)

h_6 = entalpi refrigeran masuk kondensor (kJ/kg)

2.3.3 Persamaan Kapasitas Pendinginan *Cascade*

Kapasitas pendinginan pada evaporator tergantung jumlah panas yang diserap refrigeran saat melalui evaporator. Semakin besar panas yang diserap temperatur keluaran semakin besar seperti pada proses 4-1 gambar 2.22. Untuk menghitung besarnya kapasitas pendinginan dapat digunakan persamaan sebagai berikut :



Gambar 2.17 Proses evaporasi pada evaporator *low stage*

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{ref HS}} \times (h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) = \dot{m}_{\text{ref HS}} \times (h_1 - h_4) \quad (2.4)$$

Dimana :

\dot{Q}_{evap} = Kapasitas pendinginan (kW)

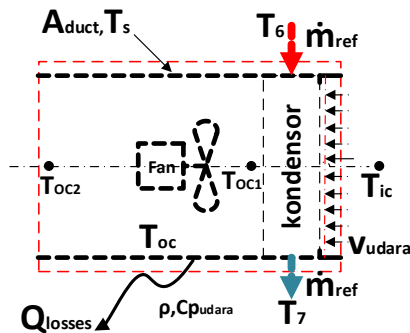
$\dot{m}_{\text{ref LS}}$ = Laju aliran massa refrigeran *low stage* (kg/s)

h_4 = Entalpi refrigeran masuk evaporator (kJ/kg)

h_1 = Entalpi refrigeran keluar evaporator (kJ/kg)

2.3.4 Kestimbangan Laju Aliran Massa Refrigeran pada *High Stage*

Laju aliran massa refrigeran dapat dihitung dengan persamaan kesetimbangan energi yang terjadi pada kondensor *high stage*.



Gambar 2. 18 Model sistem pada *ducting* dan kondensor HS

Dengan data yang didapat dari eksperimen, maka besarnya laju aliran massa udara melewati kondensor dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$\dot{m}_{\text{udara}} = \rho_{\text{udara}} \times v_{\text{udara}} \times A_{\text{p.Kond}} \quad (2.5)$$

Dimana,

\dot{m}_{udara} = Laju aliran massa udara yang melewati kondensor *high stage*(kg/s)

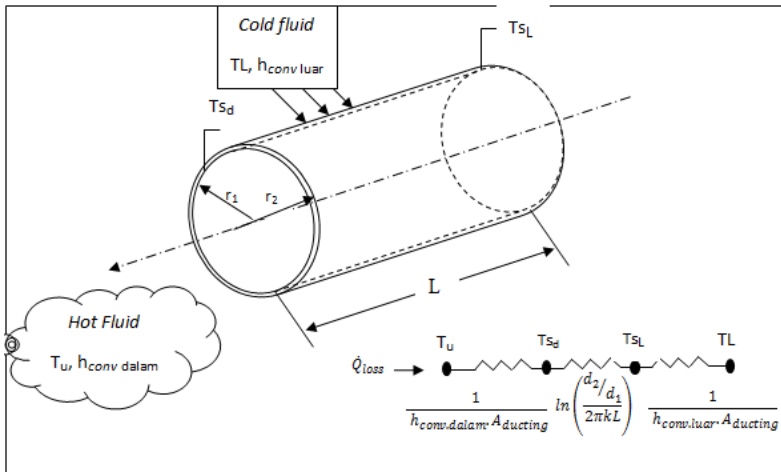
ρ_{udara} = Massa jenis udara (kg/m³)

v_{udara} = kecepatan udara melewati kondensor *high stage* (m/s)

$A_{p.Kond.}$ = Luas penampang kondensor *high stage* (m²)

Setelah mendapatkan laju aliran massa udara yang melewati kondensor *high stage*, selanjutnya dihitung besarnya *losses* pengeluaran kalor yang terjadi pada permukaan pipa ducting dengan persamaan sebagai berikut :

$$\dot{Q}_{loss} = \frac{T_u - T_L}{\sum R_{tot}} \quad (2.6)$$



Gambar 2.19 Resistansi *Thermal* Pada *Ducting*

Dimana berdasarkan Gambar 2.19 di atas,

$$\sum R_{tot} = \frac{1}{h \cdot A} + \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) / (2\pi k L) + \frac{1}{h \cdot A} \quad (2.7)$$

Untuk mendapatkan nilai h (koefisien konveksi) di dalam *ducting* dapat menggunakan persamaan:

$$Re_D = 4 \frac{\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (2.8)$$

$Re_D < 2300$ untuk aliran laminar
 $2300 < Re_D < 4000$ untuk aliran transisi
 $Re_D > 4000$ untuk aliran turbulen

- Aliran laminar ($Re_D < 2300$)

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4,36 \quad (2.9)$$

- Aliran turbulen ($Re_D > 4000$)

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (2.10)$$

Dimana $n = 0,4$ untuk *heating* ($T_s > T_{oc}$) dan $0,3$ untuk *cooling* ($T_s < T_{oc}$).

Maka selanjutnya bisa didapatkan nilai h (koefisien konveksi) dengan persamaan berikut :

$$h = \frac{Nu_D K_f}{D} \quad (2.11)$$

Dimana,

Re_D = Bilangan Reynolds

Nu_D = Bilangan Nusselt

K_f = Konduktifitas fluida (W/m.K)

D = Diameter pipa (m)

h = Koefisien konveksi (W/m².K)

A_{duct} = Luas selimut *ducting* keluaran kondensor *high stage* (m²)

Sedangkan untuk nilai h (koefisien konveksi) di luar *ducting* dengan mencari nilai properties yang dibutuhkan terlebih dahulu. Untuk *isothermal cylinder*, Morgan menyarankan penggunaan persamaan dari:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\overline{h}D}{k} = C Ra_D^n \quad (2.12)$$

Dimana C dan n didapatkan dari table 2.4 dan juga Ra_D dan \overline{Nu}_D berdasarkan dari diameter cylinder.

Tabel 2.4 Nilai konstan dari persamaan 2.12 untuk *free convection* pada silinder horizontal

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

Utntuk mendapatkan nilai Ra_D dapat menggunakan perumusan sebagai berikut:

$$Ra_D = \frac{g \cdot \beta (T_s - T_L) \cdot D^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (2.13)$$

Maka, kemudian didapatkan nilai \overline{h} ,

$$\overline{h} = \frac{k}{D} \overline{Nu}_D \quad (2.14)$$

Laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage* dengan asumsi panas yang dikeluarkan oleh \dot{m}_{ref} dan yang diterima oleh \dot{m}_{udara} pada kondensor *high stage* adalah sama. Dengan merujuk pada gambar 2.18, maka persamaan akan menjadi sebagai berikut :

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{udara} + \dot{Q}_{fan} + \dot{Q}_{loss} \quad (2.15)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \{\dot{m}_{udara} \times C_{p_{udara}} \times (T_{oc} - T_{ic})\} + (1 - \cos\Phi) \cdot V \cdot I + \dot{Q}_{loss} \quad (2.16)$$

Persamaan 2.15 merupakan persamaan untuk panas yang diterima kondensor dari refrigeran.

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{ref}} \times (h_6 - h_7) \quad (2.17)$$

Persamaan (2.17) disubstitusikan ke persamaan (2.16) menjadi :

$$\{\dot{m}_{\text{udara}} \times C_{p_{\text{udara}}} \times (T_{\text{oc}} - T_{\text{ic}})\} + (1 - \cos\Phi) \cdot V \cdot I + \dot{Q}_{\text{loss}} = \dot{m}_{\text{ref}} \times (h_6 - h_7) \quad (2.18)$$

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \frac{\dot{m}_{\text{udara}} \times C_{p_{\text{udara}}} \times (T_{\text{oc}} - T_{\text{ic}}) + (1 - \cos\Phi) \cdot V \cdot I + \dot{Q}_{\text{loss}}}{(h_6 - h_7)} \quad (2.19)$$

Dimana :

\dot{Q}_{cond} = Kapasitas kondensor (kW)

\dot{m}_{udara} = Laju aliran massa udara melewati kondensor *high stage* (kg/s)

\dot{m}_{ref} = Laju aliran massa refrigeran melewati kondensor *high stage* (kg/s)

$C_{p_{\text{udara}}}$ = Kalor spesifik dari udara (kJ/kg.K)

V = Tegangan (volt)

I = Arus listrik (ampere)

$\cos\Phi$ = Faktor daya

T_{oc} = Temperatur udara keluar kondensor ($^{\circ}\text{C}$)

T_{ic} = Temperatur udara masuk kondensor ($^{\circ}\text{C}$)

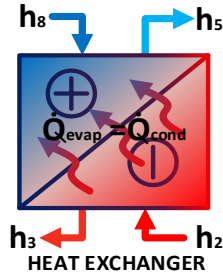
h_6 = Entalpi refrigeran masuk kondensor (kJ/kg)

h_7 = Entalpi refrigeran keluar kondensor (kJ/kg)

T_s = Temperatur permukaan *ducting* ($^{\circ}\text{C}$)

2.3.5 Persamaan Laju Aliran Massa Refrigeran pada *Low Stage*

Dengan mempertimbangkan perpindahan panas pada *heat exchanger* seperti pada gambar 2.25, maka perhitungan nilai laju aliran massa refrigeran *low stage* didasarkan pada kesetimbangan energi pada *heat exchanger*. Dengan mengasumsikan tidak ada *heat loss*.



Gambar 2.20 Perpindahan panas pada *heat exchanger*

$$\dot{Q}_{\text{Cond LS}} = \dot{Q}_{\text{Evap HS}} \quad (2.20)$$

$$\dot{m}_{\text{LS}}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{\text{HS}}(h_5 - h_8) \quad (2.21)$$

$$\dot{m}_{\text{LS}} = \frac{\dot{m}_{\text{HS}}(h_5 - h_8)}{(h_2 - h_3)} \quad (2.22)$$

2.3.6 Persamaan Rasio Pengeluaran Kalor (*Heat Rejection Ratio*) (HRR)

Laju perpindahan panas pada kondensor dalam kaitannya dengan kapasitas pendinginan dinyatakan sebagai “Rasio Pengeluaran Kalor” atau *Heat Rejection Ratio* (HRR).

$$\text{HRR} = \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{\dot{Q}_{\text{evap}}} = \frac{\dot{m}_{\text{refHSx}}(h_7 - h_6)}{\dot{m}_{\text{refLSx}}(h_1 - h_4)} \quad (2.23)$$

Dimana :

\dot{Q}_{cond} = Laju pengeluaran kalor pada kondensor (kW)

\dot{Q}_{evap} = Kapasitas pendinginan (kW)

h_6 = Entalpi refrigeran masuk kondensor (kJ/kg)

h_7 = Entalpi refrigeran keluar kondensor (kJ/kg)

h_4 = Entalpi refrigeran masuk evaporator (kJ/kg)

h_1 = Entalpi refrigeran keluar evaporator (kJ/kg)

2.3.7 *Coefficient of Performance* (COP)

Coefficient of performance dari sebuah sistem refrigerasi merupakan efisiensi sistem atau rasio ketetapan dari perbandingan

kalor yang diserap sebagai energi yang termafaatkan dengan energi yang digunakan sebagai kerja, atau berdasarkan teori sederhananya ditulis :

$$\text{COP} = \frac{\text{Energi termafaatkan}}{\text{Energi yang digunakan sebagai kerja}}$$

Secara aktualnya pada sistem pendingin yaitu perbandingan antara efek refrigerasi dengan kerja dari kompresor atau:

$$\text{COP}_{\text{refrigerasi}} = \frac{\text{efek refrigerasi}}{\text{Kerja kompresor}} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} \quad (2.24)$$

2.3.8 Effectiveness

Untuk mendefinisikan unjuk kerja dari penukar kalor terlebih dahulu harus diketahui laju perpindahan panas maksimum yang dimungkinkan oleh penukar kalor tersebut.

$$\text{Jika } C_c < C_h, \text{ maka } q_{\text{maks}} = C_c (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.25)$$

$$\text{Jika } C_c > C_h, \text{ maka } q_{\text{maks}} = C_h (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.26)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} q = \dot{m}_h (i_{h,i} - i_{h,o}) \\ \text{or} \end{array} \right. \quad (2.27)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} q = C_h (T_{h,i} - T_{h,o}) \\ \text{or} \end{array} \right. \quad (2.28)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} q = \dot{m}_c (i_{c,o} - i_{c,i}) \\ \text{or} \end{array} \right. \quad (2.29)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} q = C_c (T_{c,o} - T_{c,i}) \\ \text{or} \end{array} \right. \quad (2.30)$$

$$q = \varepsilon C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.31)$$

Sedangkan *effectiveness* (ε) adalah perbandingan antara laju perpindahan panas *heat exchanger* dengan laju perpindahan panas maksimum yang dimungkinkan.

$$\varepsilon = \frac{q_{\text{actual}}}{q_{\text{maks}}} = \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (2.32)$$

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

$$\varepsilon = f\left(\text{NTU}, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (2.33)$$

dimana C_{\min} diperoleh untuk nilai yang terkecil dari:

$$C_c = \dot{m}_c \cdot c_{p_c} \quad , \text{ atau} \quad (2.34)$$

$$C_h = \dot{m}_h \cdot c_{p_h} \quad (2.35)$$

2.4 Tinjauan Pustaka

Beberapa penelitian terdahulu tentang penggunaan sistem refrigerasi *cascade* dibandingkan dengan sistem refrigerasi kompresi uap *single stage*, performansi sistem refrigerasi *cascade* dengan menggunakan *heat exchanger* tipe konsentris dan perbandingan *heat transfer* antara *plate heat exchanger* dengan *heat exchanger* tipe konsentris akan dijelaskan secara singkat sebagai berikut :

Faberto melakukan studi eksperimental pada sistem pendingin *cascade* menggunakan alat penukar panas tipe *concentric tube* seperti pada gambar 2.19 di bawah.

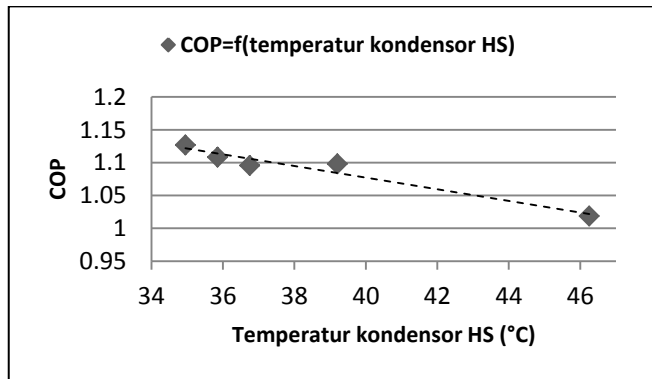


Gambar 2.21 *Intermediate* tipe *concentric tube*

Evaporator *high stage* dan kondensor *low stage* dirakit dalam suatu sistem penukar panas *tube in tube* sehingga terjadi perpindahan panas secara konduksi antara refrigeran dalam pipa dengan refrigeran di sisi luarnya. Adapun kelemahan pada alat penukar panas tipe konsentris yaitu performansi kinerja *thermal* lebih rendah dibandingkan dengan PHE, karena konduktivitas *thermal* tembaga lebih kecil dibandingkan dengan *stainless steel*.

Selain itu alat penukar panas konsentris membutuhkan ruang yang lebih besar.

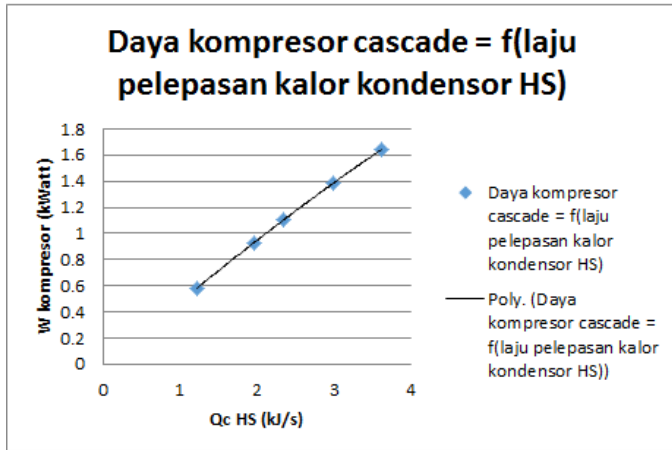
Dari hasil penelitian Faberto didapatkan beberapa hasil, diantaranya :



Gambar 2.22 Pengaruh temperatur kondensator HS terhadap COP (Faberto)

Grafik yang terdapat pada gambar 2.21 memiliki tren yang relatif menurun, nilai COP turun seiring dengan naiknya suhu kondensator *high stage*. Nilai koefisien prestasi yang semakin besar menunjukkan bahwa kerja mesin tersebut semakin baik. Besarnya COP dipengaruhi oleh efek refrigerasi dan kerja kompresi.

Ismu cakra gumilar pada tahun 2012 melakukan studi eksperimental dengan variasi laju pelepasan kalor pada kondensator *high stage* terhadap unjuk kerja sistem refrigerasi *cascade*, didapatkan hubungan grafik daya kompresor *cascade* dengan fungsi laju pelepasan kalor kondensator *high stage*.



Pada grafik diatas terlihat bahwa grafik memiliki tren yang naik, nilai daya kompresor naik seiring dengan naiknya laju pelepasan kalor pada kondensor *high stage*. Ketika laju pelepasan kalor pada kondensor *high stage* semakin naik, maka menyebabkan suhu kondensor yang turun. Suhu kondensor yang turun menyebabkan proses kondensasi pada kondensor semakin baik, sehingga semakin banyak refrigeran yang ini menyebabkan laju alir masa yang semakin meningkat yang akan menyebabkan daya kompresor akan semakin meningkat.

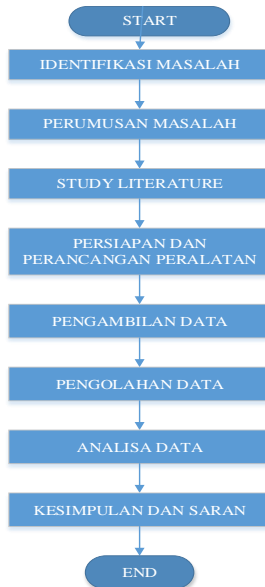
BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Langkah Penelitian

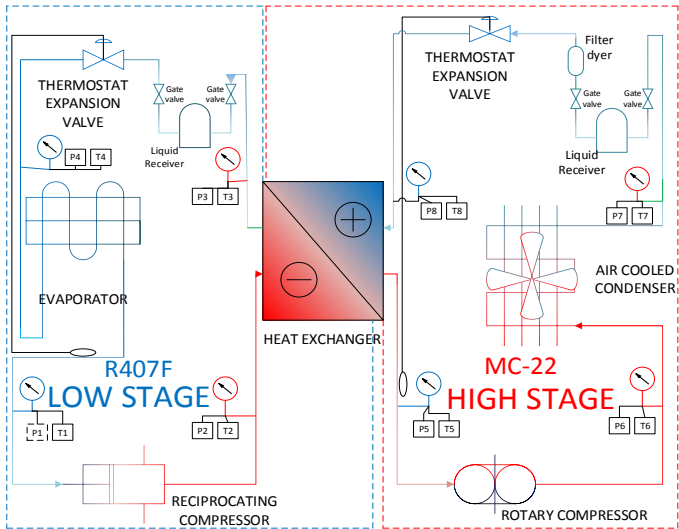
Langkah-langkah analisis pada penelitian ini dilakukan berdasarkan tujuan penelitian. Berikut langkah-langkah analisis yang dilakukan pada penelitian ini:

1. Perumusan masalah
2. Studi literatur
3. Perencanaan dan perancangan peralatan
4. Pengambilan data
5. Pengolahan data
6. Analisa hasil perhitungan dari hasil pengamatan

Untuk lebih jelasnya, berikut langkah-langkah analisis di atas diuraikan lebih rinci seperti gambar 3.1.



Gambar 3.1 Diagram alir langkah penelitian



Gambar 3.2 Skema peralatan sistem pendingin *cascade*

Gambar 3.2 merupakan skema siklus refrigerasi *cascade*. Sedangkan pada gambar 3.3 adalah instalasi peralatan sistem refrigerasi *cascade* yang terpasang untuk uji performansi saat ini.



Gambar 3.3 Peralatan sistem pendingin *cascade*

A. Spesifikasi Komponen Sistem Refrigerasi *Cascade*

1. Kompresor

- *High-stage*

Merek/Tipe : Toshiba/Rotari Hermetik

Horse Power : 1

Voltage/Hz : 230/50

Refrigeran : MC22

Lubricant : *Alkylbeneze*

- *Low-Stage*

Merek/Tipe : Tecumseh/Reciprocating
Hermetik

Horse Power : 1

Voltage/Hz : 230/50

Refrigeran : R404A

Lubricant : *Alkylbeneze*

Adapun bentuk nyatanya seperti pada gambar 3.4 di bawah ini.



(a)



(b)

Gambar 3.4 Kompresor pada sistem refrigerasi *cascade*, (a) *low stage*, (b) *high stage*

2. Kondensator High-Stage

Tipe : *Tubes & fins air cooled*

Material : Pipa tembaga

Fan : 1300 rpm-0.5A

Dimensi : Panjang
3 cm, lebar 9 cm dan tinggi 31 cm
Adapun bentuk nyatanya seperti pada gambar 3.5
di bawah ini.



Gambar 3.5 Kondensor *high stage*

3. Alat Ekspansi

Gambar TXV di bawah ini berada pada sisi
low stage dan juga pada sisi *high stage*..



(a)



(b)

Gambar 3.6 Katup ekspansi thermostatik (TXV) (a) *high stage*
(b) *low stage*

4. *Filter Dryer*

Filter dryer pada gambar 3.7 merupakan suatu alat yang berfungsi untuk menyaring partikel-partikel kecil seperti serpihan logam, plastik dan debu yang dapat membahayakan bagi kerja kompresor. Selain itu alat ini juga bermanfaat untuk menangkap uap air yang dapat menghambat proses perpindahan kalor serta membahayakan kompresor. *Filter dryer* ditempatkan setelah kondensor dan sebelum alat ekspansi.

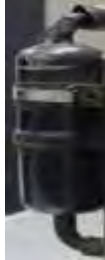


Gambar 3.7 *Filter dryer*

5. Akumulator

Akumulator merupakan *vessel* yang menjadi tempat penampungan refrigeran setelah melewati evaporator sebelum memasuki *suction line* kompresor. Fungsinya adalah untuk memastikan tidak ada cairan yang masuk ke kompresor yang dapat menyebabkan kerusakan karena cairan merupakan fluida *incompressible*. Akumulator ditempatkan sebelum *suction line* kompresor dan

setelah alat ekspansi. Kapasitas akumulator diharuskan minimal 50% dari kapasitas refrigeran dalam sistem. Pada saat sekarang ini akumulator sudah berada satu paket di dalam kompresor. Adapun bentuk nyatanya seperti pada gambar 3.9 di bawah ini.



Gambar 3.8 *Accumulator*

6. *Box Pendingin*

Box pendingin yang digunakan berukuran 46cm x 42cm x 59cm. Dengan kondisi kosong tanpa pembebanan di dalamnya. Adapun bentuk nyatanya seperti pada gambar 3.10 di bawah.



Gambar 3.9 *Box pendingin*

7. *Intermediate*

Intermediate yang digunakan pada eksperimental ini menggunakan tipe PHE yang diproduksi oleh SWEP dan dibuat di Malaysia.

Tipe	: <i>Braze Plate heat exchanger</i>
<i>Plate material</i>	: AISI 316
Jumlah <i>plate</i>	: 12
Tinggi	: 317 mm
Lebar	: 76 mm



Gambar 3.10 *Intermediate tipe PHE*

8. *Fan Kondensor*

Merk / Tipe	: Fujitsu general united /
Vertical mount	
Dimensi	: Diameter 30 cm
Arus / Tegangan	: AC / 220volt



Gambar 3.11 *Fan dan ducting* pengeluaran kalor kondensor *high stage*

9. *Liquid Receiver*

Liquid receiver berfungsi untuk menampung refrigeran cair yang berasal dari kondensor. Dengan ditampungnya refrigeran yang berasal dari kondensor tersebut diharapkan refrigeran yang keluar dari *liquid receiver* ini dalam keadaan cair (*liquid*) semua sebelum masuk ke katup ekspansi.

- *High Stage*

Merk / Tipe : Hub / Vertical mount
 Dimensi : Diameter 8 cm, tinggi 19 cm
 Refrigeran : R-12, R-22, R-500, R-502

- *Low Stage*

Merk / Tipe : San xin / Vertical mount
 Tipe : Vertical mount
 Dimensi : Diameter 14 cm, tinggi 22 cm
 Refrigeran : R-12, R-22, R-500, R-502



(a)



(b)

Gambar 3.12 *Liquid receiver* yang digunakan pada (a) *high stage* dan (b) *low stage*

B. Alat Ukur yang Digunakan

1. Thermocontrol

Sebagai alat untuk menampilkan ukuran temperatur yang sedang diukur secara digital.

2. Pressure Gauge

High pressure : 0-35 bar atau 0-500 psi

Low pressure : 0-17.5 bar atau 0-250 psi

3. Amperemeter dan Cosphimeter

Digunakan untuk mengukur arus listrik dan *cosphi* yang dibutuhkan kompresor HS dan LS.

4. Voltmeter

Digunakan untuk mengukur tegangan listrik yang dibutuhkan kompresor *high stage* dan *low stage*.

5. Anemometer

Digunakan untuk mengukur laju kecepatan udara pada *fan* kondensor.

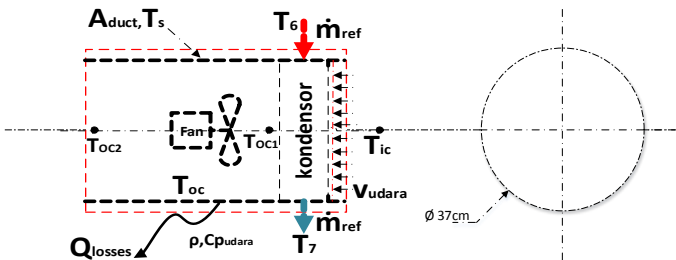
6. Thermocouple

Digunakan untuk mengukur temperatur pada permukaan pipa.

3.1.1 Pengambilan Data

Pengambilan data dilakukan untuk mendapatkan informasi yang dibutuhkan dalam penyelesaian permasalahan. Data yang didapatkan berupa temperatur dan tekanan dari setiap *stage* untuk setiap refrigeran yang diambil langsung dari peralatan uji pada setiap variasi laju pengeluaran kalor pada kondensor HS. Juga diambil data kecepatan udara pada kondensor HS serta tegangan dan arus listrik pada kompresor. Pengujian dilakukan secara bergantian dari satu variasi laju pengeluaran kalor pada kondensor HS ke variasi laju pengeluaran kalor pada kondensor HS lainnya.

Lalu metode pengukuran tekanan dan kecepatan udara pada *ducting* ditunjukkan pada gambar dibawah:

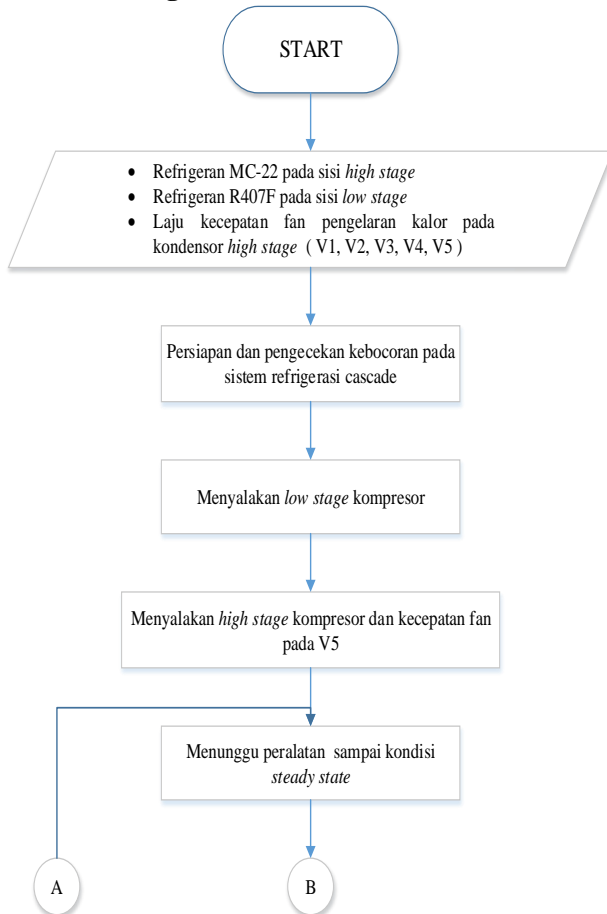


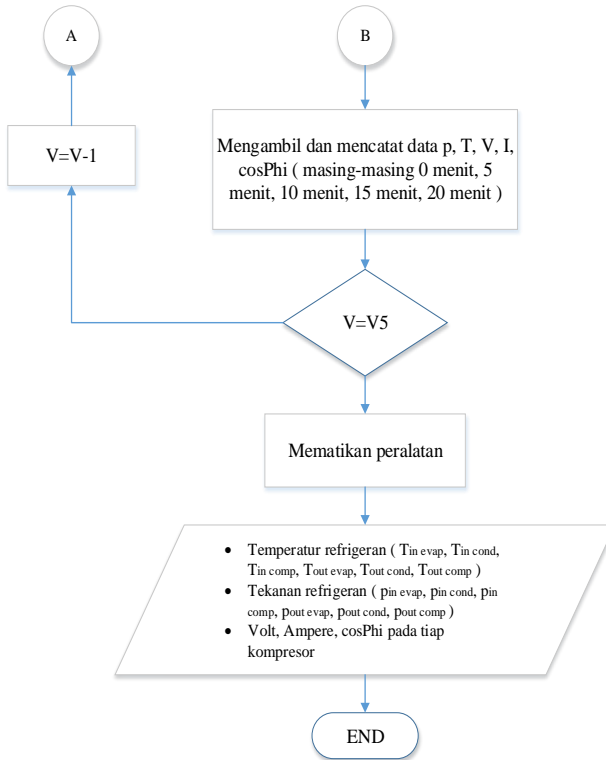
Gambar 3.13 Metode pengukuran temperatur dan kecepatan udara pada *ducting* kondensor *high stage*

Pada gambar 3.13 dapat dilihat posisi pengukuran temperatur dan kecepatan udara dalam *ducting*. Udara mengalir yang dihisap *fan* dari T_{ic} , kemudian melalui kondensor dan dikeluarkan kembali hingga posisi T_{oc1} . Kecepatan udara diukur dengan menggunakan alat ukur anemometer. Sedangkan untuk pengukuran temperatur menggunakan *thermocouple*. Jarak titik pengukuran T_{ic} ,

Toc1 dan Toc2 dapat dilihat pada gambar dengan jarak dari *fan* sampai dengan ujung *ducting* 30cm, dengan diameter pada *ducting* $\varnothing 37$ cm.

3.2 Diagram Alir Pengambilan Data





Gambar 3.14 Diagram alir pengambilan data

3.3 Prosedur Pengujian

Prosedur dalam pengujian ini adalah sebagai berikut terdiri dari dua langkah, yaitu langkah persiapan dan langkah pengujian.

3.3.1 Langkah Persiapan

- Pastikan semua kondisi kelistrikan dalam keadaan siap.
- Koreksi setiap alat ukur dan sesuaikan dengan acuan.

- Melakukan pemvakuman menggunakan pompa vakum selama 20 menit untuk mengeluarkan uap air dari sistem.
- Mengisi refrigeran musicool 22 di *high-stage* dan R-404A di *low-stage* sesuai dengan perbandingan kompresi kompresor.
- Persiapkan pengaturan laju pengeluaran kalor pada kondensor untuk variasi.

3.3.2 Langkah Pengujian

- Hidupkan kompresor HS dan LS sampai kondisi *steady state*.
- Atur variasi laju pengeluaran kalor pada kondensor dengan kecepatan aliran udara sebagai berikut :
 1. Kecepatan 1 = 0,7 m/s
 2. Kecepatan 2 = 1,7 m/s
 3. Kecepatan 3 = 2 m/s
 4. Kecepatan 4 = 2,4 m/s
 5. Kecepatan 5 = 2,8 m/s
- Pengamatan dilakukan sampai sistem dalam keadaan stabil. Stabilitas sistem tercapai apabila laju aliran refrigeran dan bacaan setiap alat ukur telah stabil.
- Amati dan catat semua bacaan alat ukur.

3.4 Grafik Hasil Pengolahan Data

Hasil dari pengolahan data disajikan dalam bentuk grafik-grafik, diantaranya sebagai berikut:

1. \dot{m} udara = f (Kecepatan udara pada kondensor HS)
2. \dot{m} refrigeran HS = f (Laju pengeluaran kalor pada kondensor HS)
3. Tekanan dan temperatur kondensasi HS = f (Laju pengeluaran kalor kondensor HS)
4. RE evaporator LS = f (Laju pengeluaran kalor pada kondensor HS)

5. Kerja kompresi kompresor HS = f (Laju pengeluaran kalor pada kondensor HS)
6. Kerja kompresi kompresor LS = f (Laju pengeluaran kalor pada kondensor HS)
7. Daya kompresor LS = f (Laju pengeluaran kalor pada kondensor HS)
8. HRR = f (Temperatur kondensasi HS)
9. Kapasitas refrigerasi HS dan LS = f (Laju pengeluaran kalor kondensor HS)
10. COP = f (Laju pengeluaran kalor kondensor HS)
11. COP = f (Temperatur kondensasi HS)
12. *Evectiveness* = (Laju pengeluaran kalor kondensor HS)

BAB IV PERHITUNGAN DAN ANALISA DATA

4.1 Data Hasil Pengujian

Pengujian ini dilakukan di laboratorium Pendingin dan Pengkondisian Udara Teknik Mesin ITS Surabaya, dengan melakukan uji performansi sistem refrigerasi *cascade* menggunakan dua fluida kerja MC22 dan R407F dengan variasi kecepatan *fan* kondensor *high stage*.

Pengambilan data dilakukan dengan cara memvariasikan kecepatan *fan* kondensor HS (0.7 m/s ; 1.7 m/s ; 2 m/s ; 2.4 m/s ; 2.8 m/s) dimana akan didapatkan hasil berupa: temperatur [°C], tekanan [bar], tegangan [volt], arus [ampere] pada tiap-tiap stage (*high stage* dan *low stage*). Data hasil percobaan dan hasil perhitungan akan dilampirkan pada lembar lampiran.

4.2 Contoh Perhitungan Data

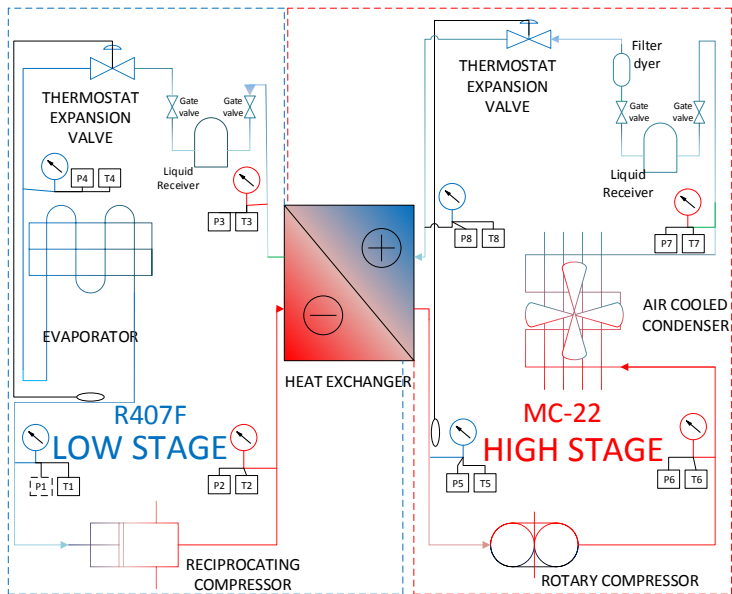
4.2.1 Data Perhitungan Alat Ukur

Contoh perhitungan menggunakan salah dari data yang ada, yaitu pada kecepatan fan kondensor HS yang paling besar dengan nilai 2.8 m/s. Data yang akan diperhitungkan adalah sebagai berikut :

Tabel 4.1 Data percobaan pada kecepatan udara 2,8 m/s

TABEL PERHITUNGAN DATA PADA SISTEM REFRIGERASI CASCADE								
KECEPATAN 5 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 2.8 m/s)	LOW STAGE				HIGH STAGE			
	TEMPERATURE [°C]							
	T_{in} comp	T_{in} cond	T_{out} cond	T_{in} evap	T_{in} comp	T_{in} cond	T_{out} cond	T_{in} evap
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8
	-24.68	82.76	2.52	-42.84	11.06	78.7	36.64	-0.88
	TEKANAN [Psi]							
	P_{in} comp	P_{in} cond	P_{out} cond	P_{in} evap	P_{in} comp	P_{in} cond	P_{out} cond	P_{out} cond
	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8
	2	92	86	4	51	185	172	50

Dari table 4.1 dapat dilihat bahwa data temperatur dan tekanan yang dihasilkan dari tiap masing-masing titik pengukuran pada HS maupun LS merupakan hasil dari sistem kompresi uap. Data pengukuran T5 dan P5 (temperatur dan tekanan refrigerasi HS saat keluar evaporator) di kompresikan di dalam kompresor HS sehingga keluaran dari kompresor menghasilkan data T6 dan P6 (temperatur dan tekanan refrigerasi HS saat keluar kompresor HS) mengalami kenaikan nilai pengukuran, kemudian fluida kerja pada HS (MC22) berkondensasi di dalam kondensor HS sehingga didapatkan data T7 dan P7 (temperatur dan tekanan refrigerasi HS saat keluar kondensor HS) akan mengalami penurunan nilai pengukuran. Setelah proses tersebut MC22 akan di ekspansi pada katup ekspansi, dimana proses ekspansi tersebut akan mengakibatkan P8 (tekanan refrigerasi HS saat keluar katup ekspansi) akan turun, turunnya tekanan P8 juga akan mengakibatkan turunnya temperatur T8 (temperatur refrigerasi HS saat keluar katup ekspansi) berdasarkan dari fungsi katup ekspansi tersebut. Proses yang sama pun terjadi pada bagian LS (*low stage*), dimana T1 dan P1 (temperatur dan tekanan refrigerasi LS saat keluar evaporator) akan dikompresikan di dalam kompresor LS sehingga menghasilkan T2 dan P2 (temperatur dan tekanan refrigerasi LS saat keluar kompresor LS), setelah itu fluida kerja tersebut dikondensasikan di dalam kondensor LS dan keluarannya akan menghasilkan T3 dan P3 (temperatur dan tekanan refrigerasi LS saat keluar kondensor LS), kemudian di ekspansikan menjadi T4 dan P4 (temperatur dan tekanan refrigerasi LS saat masuk evaporator).



Gambar 4.1 Titik pengukuran sistem refrigerasi *cascade*

4.2.2 Pengolahan Data

Pengolahan data dilakukan dengan menggunakan *software coolpack* untuk mendapatkan nilai h (enthalpy) agar memudahkan dalam perhitungan. Sebelum dilakukannya pengeplotan, data tersebut di konversi satuan tekanan untuk memudahkan dalam pencarian propertis refrigerant. Konversi tekanan dilakukan dengan mengubah satuan tekanan dari [psi] menjadi [bar] dengan cara mengalikan nilai tekanan satuan psi dengan angka 0,06894757, kemudian hasil perkalian tersebut di tambahkan 1 agar mendapatkan tekanan absolute. Dimana hal ini dilakukan untuk memudahkan plot data-data yang diperoleh kedalam grafik P-h diagram pada *software coolpack*. Data yang diperoleh sebagai berikut:

a. Konversi Tekanan [Bar]

1. P1, Tekanan keluar evaporator LS atau masuk kompresor LS = 1.14 [Bar]
2. P2, Tekanan keluar kompresor LS atau masuk kondensor LS = 7.34 [Bar]
3. P3, Tekanan keluar kondensor LS atau masuk katup ekspansi LS = 6.93 [Bar]
4. P4, Tekanan keluar katup ekspansi LS atau masuk evaporator LS = 1.28 [Bar]
5. P5, Tekanan keluar evaporator HS atau masuk kompresor HS = 4.52 [Bar]
6. P6, Tekanan keluar kompresor HS atau masuk kondensor HS = 13.76 [Bar]
7. P7, Tekanan keluar kondensor HS atau masuk katup ekspansi HS = 12.86 [Bar]
8. P8, Tekanan keluar katup ekspansi HS atau masuk evaporator HS = 4.45 [Bar]

b. Temperatur Sistem *Cascade* Pada Kecepatan Udara Fan 2.8 m/s [°C]

1. T1, Temperatur keluar evaporator LS atau masuk kompresor LS = -24.68 [°C]
2. T2, Temperatur keluar kompresor LS atau masuk kondensor LS = 82.76 [°C]
3. T3, Temperatur keluar kondensor LS atau masuk katup ekspansi LS = 2.52 [°C]
4. T4, Temperatur keluar katup ekspansi LS atau masuk evaporator LS = -42.84 [°C]
5. T5, Temperatur keluar evaporator HS atau masuk kompresor HS = 11.06 [°C]
6. T6, Temperatur keluar kompresor HS atau masuk kondensor HS = 78.7 [°C]
7. T7, Temperatur keluar kondensor HS atau masuk katup ekspansi HS = 36.64 [°C]

8. T8, Temperatur keluar katup ekspansi HS atau masuk evaporator HS = -0.88 [°C]

4.2.3 Perhitungan Pada Udara

- Mencari Propertiis Udara

Sesuai dengan data hasil percobaan, terdapat dua titik pengukuran temperatur *outlet ducting* kondensor *high stage* dan satu titik temperatur *inlet ducting* kondensor yang diketahui temperaturnya. Sehingga didapatkan temperatur rata-rata :

$$T_{\text{outlet udara}} = \frac{T_{oc\ 1} + T_{oc\ 2}}{n}$$

$$T_{\text{outlet udara}} = \frac{34 + 32,6}{2} = 33,3\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Setelah itu didapatkan Tmean udara dari *inlet* dan *oulet* kondensor sehingga dapat digunakan untuk mencari properties udara.

$$T_{\text{mean udara}} = \frac{T_{in} + T_{\text{outlet udara}}}{n}$$

$$T_{\text{mean udara}} = \frac{29.24 + 33.3}{2} = 31.27^{\circ}\text{C}$$

Sesuai dengan properties udara yang berdasarkan table A-4 buku *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* karangan Frank P.Incropera didapatkan properties sebagai berikut :

$$T = 31.27^{\circ}\text{C} + 273 = 304.27\text{ K (Diinterpolasi antara temperatur 300 K dan 350 K)}$$

Maka,

$$\rho = 1.147\text{ kg/m}^3$$

$$c_p = 1.0072\text{ kJ/kg.K}$$

$$\mu = 0.00001866154 \text{ N. s/m}^2$$

$$\text{Pr} = 0.706$$

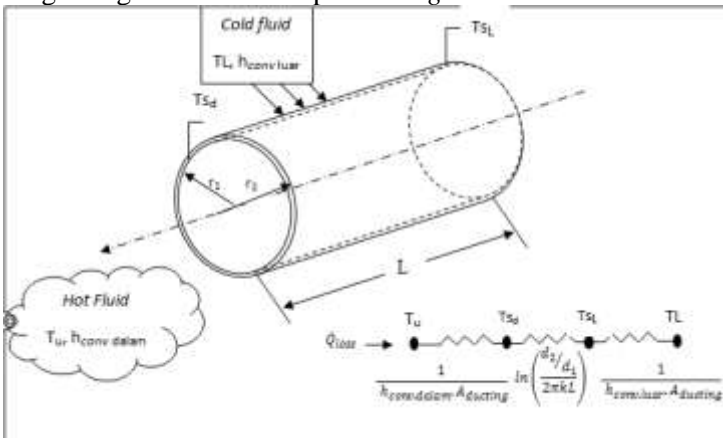
$$\text{Kf} = 0.026$$

-Menghitung Laju Aliran Massa Udara

Perhitungan laju aliran didapatkan dari *ducting*, dimana pemberian *ducting* bertujuan untuk memudahkan perhitungan laju alir massa udara. Dimana luas permukaan *inlet ducting* (0.35m x 0.45m) = 0.1575 m² dan luas selimut *outlet ducting* kondensor HS adalah (3.14 x 0.45m x 0.5m) = 0.706 m². Kecepatan udara pada *ducting* kondensor adalah 2.8 m/s dan dengan nilai massa jenis yang diketahui, maka laju aliran massa udara dapat dihitung dengan persamaan :

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \rho \cdot v \cdot A_{inlet} \\ \dot{m} &= 1.147 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2.8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.1575 \text{ m}^2 \\ \dot{m} &= 0.51 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

-Menghitung *Losses* Pada Pipa *Ducting*



Gambar 4.2 Resistansi *Thermal* Pada *Ducting*

$$\dot{Q}_{\text{loss}} = \frac{T_u - T_L}{\sum R_{\text{tot}}}$$

Dimana,

$$\sum R_{\text{tot}} = \frac{1}{h \cdot A} + \ln\left(\frac{d_2/d_1}{2\pi kL}\right) + \frac{1}{h \cdot A}$$

- Mencari nilai nilai h (koefisien konveksi) di dalam *ducting* dengan mencari nilai *Reynold* terlebih dahulu dengan menggunakan perumusan:

$$Re_D = \frac{4 \frac{\dot{m}}{\pi D \mu}}{4 \times 0.51 \text{ kg/s}}$$

$$Re_D = \frac{3.14 \times 0.45 \text{ m} \times 0.00001866154 \text{ N.s/m}^2}{= 342109}$$

$$Re_D > 4000 \text{ (aliran turbulen)}$$

Sehingga dengan nilai *Reinold* adalah 77658, maka Nu_D :

$$Nu_D = 0.0265 Re_D^{4/5} Pr^{0.3} \quad (T_s < T_{oc})$$

$$Nu_D = 0.0265 \times 342109^{4/5} \times 0.706^{0.3} = 194.7705$$

$$h = \frac{Nu_D \cdot Kf}{D} = \frac{636.632 \times 0.027 \text{ (W/m.K)}}{0.45\text{m}}$$

$$h = 37.596 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

- Mencari nilai resistansi *thermal* pada material *ducting*. Dimana untuk material *ducting* sendiri terbuat dari seng (Zn), maka untuk mendapatkan properties dari material Zn didapatkan dari table konduktivitas *thermal* material,

Tabel 4.2 Nilai Konduktivitas *Thermal Material*

Material	k [W/m.K]
Zn	116

$$R_{cond} = \ln \left(\frac{d_2/d_1}{2\pi kL} \right)$$

$$R_{cond} = \ln \left(\frac{0.47 \text{ m}/0.45 \text{ m}}{116 \frac{\text{W}}{\text{m.K}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0.0004 \text{ m}} \right)$$

$$R_{cond} = 1.2761 \text{ [K/W]}$$

- Mencari h (koefisien konveksi) di luar *ducting*, dengan mencari nilai dari Nu_D dahulu dengan persamaan:

$$Nu_D = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 \cdot Ra_D^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + (0.559/Pr)^{\frac{9}{16}} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

Dimana,

$$Ra_D = \frac{g \cdot \beta (T_s - T_L) \cdot D^3}{v \cdot \alpha}$$

$$Ra_D = \frac{9,81 \cdot (3,2355) \frac{1}{K} (32.6 - 29.24) \cdot 0.45^3}{(16,249 \cdot 10^{-6}) \cdot (27,411 \cdot 10^{-6})}$$

$$Ra_D = 21820,31 \cdot 10^6$$

Maka,

$$Nu_D = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 \cdot (21820,31 \times 10^6)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + (0.559/0.7044)^{\frac{9}{16}} \right]^{8/27}} \right\}^2 = 35.609$$

dan,

$$h = \frac{k}{D} Nu_D$$

$$h = \frac{0.02641 \text{ W/m.K}}{0.45 \text{ m}} \cdot 35.609$$

$$h = 2.08997 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Maka, *Losses* panas pada *ducting* kondensor HS:

$$\dot{Q}_{\text{loss}} = \frac{T_u - T_L}{\frac{1}{h.A} + \ln\left(\frac{d_2/d_1}{2\pi kL}\right) + \frac{1}{h.A}}$$

$$\dot{Q}_{\text{loss}} = \frac{(306.3 - 302.24)K}{\frac{1}{37.596 \cdot \pi \cdot 0.45 \text{ m} \cdot 0.50 \text{ m}} + \ln\left(\frac{0.47 \text{ m}/0.45 \text{ m}}{116 \frac{\text{W}}{\text{m.K}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0.0004 \text{ m}}\right) + \frac{1}{2.08997 \cdot \pi \cdot 0.45 \cdot 0.50}}$$

$$\dot{Q}_{\text{loss}} = 0.00204 \text{ kW}$$

- Menghitung Panas yang Diserap Udara Dari Refrigeran
Udara yang melewati kondensor akan menyerap panas dari refrigerant yang ada di dalam *tube*. Maka dari itu dengan mengetahui *losses* panas pada permukaan pipa *ducting*, laju alir massa udara, kalor spesifik, serta *mean* temperatur *inlet* dan *outlet ducting*, maka panas yang diserap oleh udara dari refrigerant:

Dengan,

$$\dot{Q}_{udara} = \{\dot{m}_{udara} \times C_p \times \Delta T\} + \dot{Q}_{fan} + \dot{Q}_{loss}$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{fan} &= (1 - \cos\Phi) \cdot V \cdot I \\ \dot{Q}_{fan} &= (1 - 0.8) \cdot 210 \text{ volt} \cdot 2.5 \text{ A} \\ \dot{Q}_{fan} &= 0.11 \text{ kW},\end{aligned}$$

dan nilai \dot{Q}_{loss} didapatkan dari perhitungan sebelumnya sebesar 0.00204 kW. Maka didapatkan nilai \dot{Q}_{udara} adalah:

$$\dot{Q}_{udara} = \left\{ 0.51 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1.0072 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \times (33.3 - 29.24) \text{K} \right\} + 0.11 \text{ kJ/s} + 0.00204 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{Q}_{udara} = 9.2252 \text{ kW}$$

4.2.4 Perhitungan Pada Refrigeran

-Mencari propertis refrigeran

Properties refrigeran didapatkan pada sebuah *software coolpack*. Refrigeran MC22 pada sisi *high stage* menggunakan R-290 hal ini disebabkan karena belum adanya *software* yang terpasang untuk *musicool*, namun kandungan kimia yang terkandung dari *musicool* terdiri dari propana dan iso butana sehingga hampir mirip dengan R-290 yaitu mengandung propana. Sedangkan untuk R407F pada sisi *low stage* pada *software Coolpack* menggunakan properties refrigeran R407A dikarenakan ketersediaan properties R407F, Properties R407A dipilih karena merupakan refrijeran dengan komposisi yang sama, perbedaannya hanya perusahaan yang memproduksi kedua refrigeran tersebut.

Adapun tabel propertis untuk setiap jenis refrigeran yang digunakan terdapat dalam lembar lampiran, dari pencarian properties tersebut dapat diperoleh nilai sebagai berikut :

- *Low Stage R407F*
 1. $h_1 = 386.493 \left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$
 2. $h_2 = 445.662 \left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$
 3. $h_3 = 200.932 \left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$
 4. $h_4 = 200.932 \left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$

- *High Stage MC22*
 5. $h_5 = 594.315 \left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$
 6. $h_6 = 656.994 \left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$
 7. $h_7 = 287.496 \left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$
 8. $h_8 = 287.496 \left[\frac{kJ}{kg.K} \right]$

Untuk tekanan evaporasi pada P4 yang terbaca oleh *pressure gage* tidak dapat langsung dihitung. Hal ini dikarenakan fasa fluida saat masuk evaporator dalam bentuk campuran, yaitu pada daerah dalam kubah pada diagram p-h. Menyebabkan tekanan yang terbaca adalah parsial yaitu antara tekanan fasa cair atau fasa gas. Untuk mengetahui tekanan dengan pasti, maka dicari tekanan aktual saat refrijeran berada pada temperature T4 (-42.84°C) dengan melakukan interpolasi pada table properties R407F:

Temperatur [°C]	Tekanan [Bar]
-46.06	1.013
-37.7	1.50

Tabel 4.3 Tabel Properties Termodinamika R407F

$$\frac{-46.06 - (-42.84)}{-46.06 - (-37.7)} = \frac{1.013 - P_{evap}}{1.013 - 1.50}$$

$$P_{evap \text{ aktual}} = 1.20 \text{ [Bar]}$$

Dengan diasumsikan bahwa tekanan P_{evap} aktual bekerja tanpa adanya kehilangan energy selama titik 1 ke 4, maka dicari temperature pada P_{evap} actual menggunakan properties di titik uap jenuh dan diinterpolasi. Data yang didapatkan adalah:

$$\frac{1.50 - 1.20}{1.50 - 1.013} = \frac{-31.4 - (T_{evaporasi})}{-31.4 - (-39.67)}$$

$$T_{evaporasi} = -36.50 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

4.2.5 Perhitungan Laju Aliran Massa Refrigeran

- *High Stage*

Perhitungan nilai laju aliran massa refrigeran didasarkan pada kesetimbangan energi pada kondensor. Pemberian *ducting* pada kondensor bertujuan untuk memudahkan perhitungan tersebut. Prinsip kesetimbangan energi yang digunakan untuk menghitung laju aliran massa refrigeran adalah dengan menyamakan antara panas yang dikeluarkan oleh refrigeran pada kondensor dengan panas yang diterima oleh udara yang melewati *fin* kondensor.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{KondensorHS} &= \dot{Q}_{udara} \\ m_{HS}(h_6 - h_7) &= \dot{Q}_{udara}\end{aligned}$$

Sesuai dengan perhitungan sebelumnya \dot{Q} udara bernilai $\dot{Q}_{udara} = 9.124 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$ dan nilai dari h_6 dan h_7 diketahui, maka :

$$\dot{m}_{HS} \left(656.994 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 287.496 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) = 9.2243 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{HS} = \frac{9.2243 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{\left(656.994 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 287.496 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)}$$

$$\dot{m}_{HS} = 0.0249 \text{ kg/s}$$

- *Low Stage*

Perhitungan nilai laju aliran massa refrigeran didasarkan pada kesetimbangan energi pada *heat exchanger*. Dengan mengasumsikan tidak ada *heat loss*.

$$\dot{Q}_{KondensorLS} = \dot{Q}_{EvaporatorHS}$$

$$\dot{m}_{LS}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{HS}(h_5 - h_8)$$

$$\dot{m}_{LS} \left(445.662 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 200.932 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) = 0,0249 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(594.315 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 287.496 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$$

$$\dot{m}_{LS} = 0.0313 \text{ kg/s}$$

4.2.6 Perhitungan \dot{Q} Evaporator LS

Nilai dari panas yang diserap refrigeran pada evaporator LS dapat diketahui dengan mengalikan laju alir massa refrigeran LS dengan selisih entalpi pada evaporator.

$$\dot{Q}_{evaporator} = \dot{m}_{LS}(h_1 - h_4)$$

$$\dot{Q}_{evaporator} = 0.0313 \text{ kg/s} \left(386.493 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 200.932 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$$

$$\dot{Q}_{evaporator} = 9.6028 \text{ kW}$$

4.2.7 Perhitungan \dot{w} Input Kompresor

\dot{w} kompresor adalah daya yang dibutuhkan oleh kompresor. Besarnya nilai daya aktual yang dibutuhkan kompresor dapat diperoleh dengan mengalikan massa alir refrigeran LS maupun HS tergantung kompresor yang digunakan. Adapun perhitungannya adalah sebagai berikut :

- *High Stage*

$$\dot{w}_{HS\text{kompresor}} = \dot{m}_{HS}(h_6 - h_5)$$

$$\dot{w}_{HS\text{kompresor}} = 0.0249 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (656.994 - 594.315) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{w}_{HS\text{kompresor}} = 1.5647 \text{ kW}$$

- *Low Stage*

$$\dot{w}_{LS\text{kompresor}} = \dot{m}_{LS}(h_2 - h_1)$$

$$\dot{w}_{LS\text{kompresor}} = 0.0313 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (445.662 - 386.493) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{w}_{LS\text{kompresor}} = 1.8518 \text{ kW}$$

- W kompresor total

$$\dot{w}_{total} = \dot{w}_{LS\text{kompresor}} + \dot{w}_{HS\text{kompresor}}$$

$$\dot{w}_{total} = 1.8518 \text{ kW} + 1.5647 \text{ kW}$$

$$\dot{w}_{total} = 3.4166 \text{ kW}$$

4.2.8 Perhitungan \dot{Q} Kondensor HS

Panas yang dikeluarkan oleh kondensor dapat dihitung dengan cara mengalikan laju alir massa refrigeran dengan selisih *enthalpy* pada kondensor.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{HS}(h_6 - h_7)$$

$$\dot{Q}_{cond} = 0.0249 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(656.994 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 287.496 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$\dot{Q}_{cond} = 9.224 \text{ kW}$$

4.2.9 Perhitungan COP Sistem *Cascade*

Nilai COP actual diperoleh dengan membandingkan antara panas yang diserap oleh refrijeran pada evaporator (Q evaporator) dengan daya kompresor total .

$$COP = \frac{\dot{Q}_{\text{evaporator}}}{\dot{w}_{\text{total kompresor}}}$$

$$COP = \frac{5.8077 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{3.4166 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}$$

$$COP = 1.6998$$

4.2.10 Perhitungan *Heat Rejection Ratio* (HRR) Sistem *Cascade*

Heat Rejection Ratio adalah perbandingan antara panas yang dibuang oleh sistem dengan panas yang diserap oleh sistem. Dalam hal ini, panas dibuang oleh kondensor dan diserap oleh evaporator. Nilai dari *Heat Rejection Ratio* diperoleh dengan membandingkan nilai Q kondensor dengan nilai Q evaporator.

$$HRR = \frac{\dot{Q}_{\text{kondensorHS}}}{\dot{Q}_{\text{evaporatorLS}}}$$

$$HRR = \frac{9.224 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{5.807 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}$$

$$HRR = 1.5883$$

4.2.11 Perhitungan C_c (MC-22)

Data yang didapatkan $T = 5.09 \text{ }^\circ\text{C}$ dan $P = 3.48 \text{ Bar}$, Sehingga cp_c dapat dicari dengan menggunakan software *coolpack* dan didapatkan $cp_c = 1,806 \text{ kJ/kg.K}$

$$C_c = \dot{m}_c \cdot cp_c$$

$$C_c = 0.0249 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1.806 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

$$C_c = 0.0451 \frac{\text{kW}}{\text{K}}$$

4.2.12 Perhitungan C_h (R-407F)

Data yang didapatkan, $T = 42.64$ °C dan $P = 6.13$ Bar, Sehingga C_{ph} dapat dicari dengan menggunakan software *coolpack* dan didapatkan $c_{pc} = 0,8937$ kJ/kg

$$C_h = \dot{m}_h \cdot c_{ph}$$

$$C_h = 0.0313 \text{ kg/s} \cdot 0.8937 \text{ kJ/kg.K}$$

$$C_h = 0.0279 \text{ kW/K}$$

4.2.13 Menentukan C_{min}

C_{min} adalah nilai terkecil diantara C_c dan C_h . Dari hasil perhitungan di atas dapat dilihat nilai $C_c > C_h$ atau $0,0451 > 0,0279$. Sehingga yang dijadikan sebagai C_{min} untuk perhitungan q_{max} adalah C_h .

4.2.14 Perhitungan *Effectiveness* (ε)

$$q_{max} = C_{min}(T_{hi} - T_{ci})$$

$$q_{max} = 0,0279 \text{ kW/K} (82.76 \text{ °C} - (-0.88) \text{ °C}) \times 1000 \text{ [W/kW]}$$

$$q_{max} = 2339.72 \text{ watt}$$

dan

$$q = C_h(T_{hi} - T_{ho})$$

$$q = 0,0279 \text{ kW/K} (82.76 \text{ °C} - 2.52 \text{ °C}) \times 1000 \text{ [W/kW]}$$

$$q = 2244.61 \text{ watt}$$

Maka didapatkan,

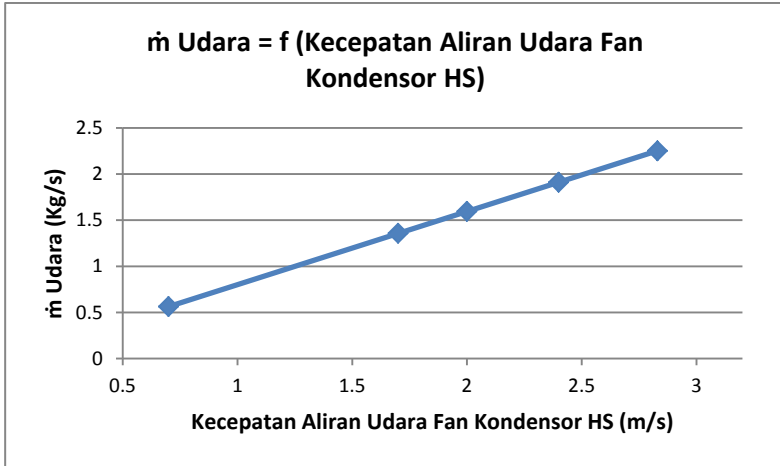
$$\varepsilon = \frac{q}{q_{maks}} \times 100 \%$$

$$\varepsilon = \frac{2244.61 \text{ watt}}{2339.72 \text{ watt}} \times 100 \%$$

$$\varepsilon = 95.93 \%$$

4.3 Pembahasan Grafik

4.3.1 Pengaruh Kecepatan Aliran Udara *Fan* Kondensor HS Terhadap \dot{m} udara



Gambar 4.3 Grafik pengaruh kecepatan aliran udara *fan* kondensor HS terhadap \dot{m} udara

Pada grafik di atas terlihat bahwa grafik memiliki tren yang semakin naik, nilai \dot{m} udara naik seiring dengan bertambah besarnya laju aliran udara pada kondensor *high stage*. Hal ini sesuai dengan teori yang telah dipelajari.

Bila ditinjau dari sisi perumusan, kita dapat menggunakan persamaan-persamaan berikut ini :

$$\dot{m}_{udara} = v_{udara} \times A_{duct} \times \rho_{udara} \quad (2.5)$$

Dimana,

\dot{m}_{udara} = Laju aliran massa udara yang melewati kondensor *high stage* (kg/s)

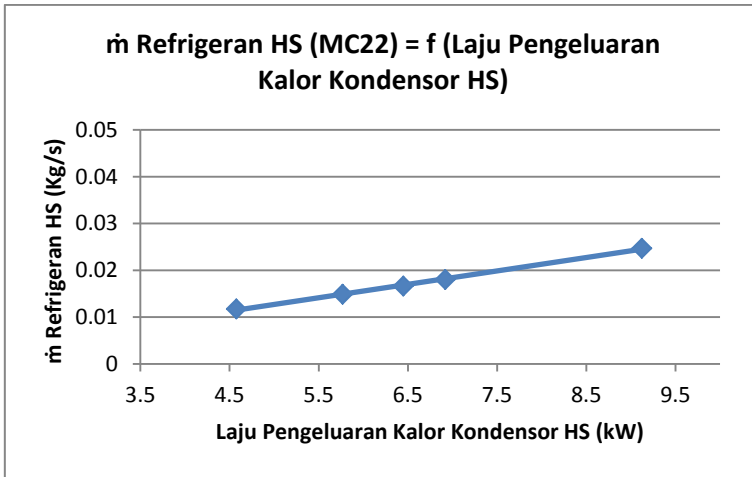
v_{udara} = kecepatan udara melewati kondensor *high stage* (m/s)

A_{duct} = Luas penampang ducting kondensor *high stage* (m²)

ρ_{udara} = Massa jenis udara (kg/m³)

Dari persamaan di atas ketika laju aliran udara kondensor *high stage* semakin besar nilai luasan dan massa jenis udara yang relatif konstan maka akan menyebabkan nilai \dot{m} udara semakin besar karena berbanding lurus.

4.3.2 Pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap \dot{m} refrigeran HS



Gambar 4.4 Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap \dot{m} refrigeran HS

Pada grafik di atas terlihat bahwa grafik memiliki tren yang semakin naik, nilai \dot{m} refrigeran HS naik seiring dengan bertambah besarnya laju pengeluaran kalor kondensor *high stage*. Hal ini sesuai dengan teori yang telah dipelajari.

Bila ditinjau dari sisi perumusan, kita dapat menggunakan persamaan-persamaan berikut ini :

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{m}_{udara} \times c p_{udara} \times (T_{oc} - T_{ic}) + \dot{Q}_{loss}}{(h_6 - h_7)} \quad (2.16)$$

dimana :

\dot{m}_{udara} = Laju aliran massa udara *high stage* (kg/s)

\dot{m}_{ref} = Laju aliran massa refrigeran (kg/s)

Cp_{udara} = Kalor spesifik dari udara (kJ/kg.K)

T_{oc} = Temperatur udara keluar kondensor *high stage* ($^{\circ}\text{C}$)

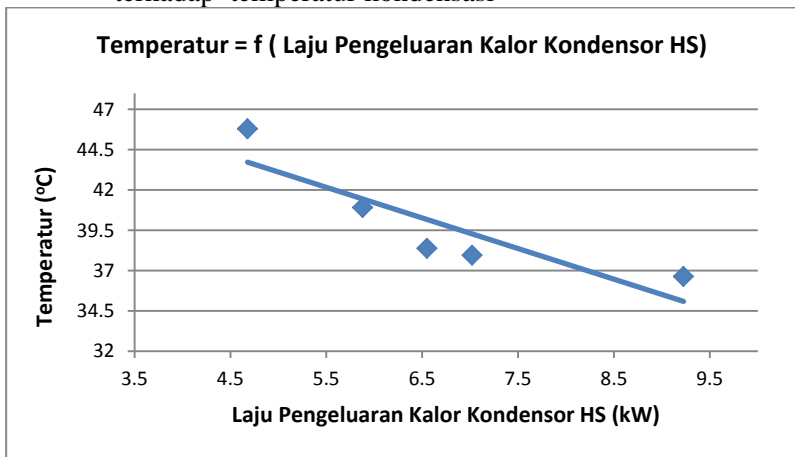
T_{ic} = Temperatur udara masuk kondensor *high stage* ($^{\circ}\text{C}$)

h_6 & h_7 = Entalpi refrigeran masuk & keluar kondensor *high stage* (kJ/kg)

Pada saat nilai \dot{m} udara semakin besar, maka nilai \dot{m} refrigeran HS akan bertambah besar juga karena berbanding lurus dengan \dot{m} udara.

4.3.3 Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap Tekanan dan Temperatur Kondensasi HS

- Pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap temperatur kondensasi

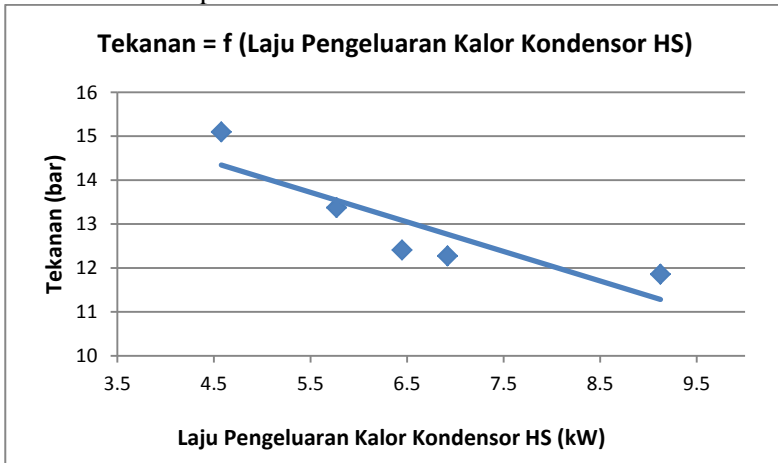


Gambar 4.5 Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor terhadap temperatur kondensasi HS

Pada grafik di atas terlihat bahwa grafik temperatur memiliki tren yang cenderung turun, nilai temperatur kondensasi refrigeran HS semakin kecil seiring dengan kenaikan laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage*. Hal ini sesuai dengan teori yang telah dipelajari.

Ketika nilai laju pengeluaran kalor pada kondensor HS bertambah besar, maka mengakibatkan kalor yang dikeluarkan oleh kondensor semakin banyak. Sehingga temperatur kondensor HS mengalami penurunan, seperti terlihat pada grafi di atas.

- Pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor hs terhadap tekanan kondensasi HS



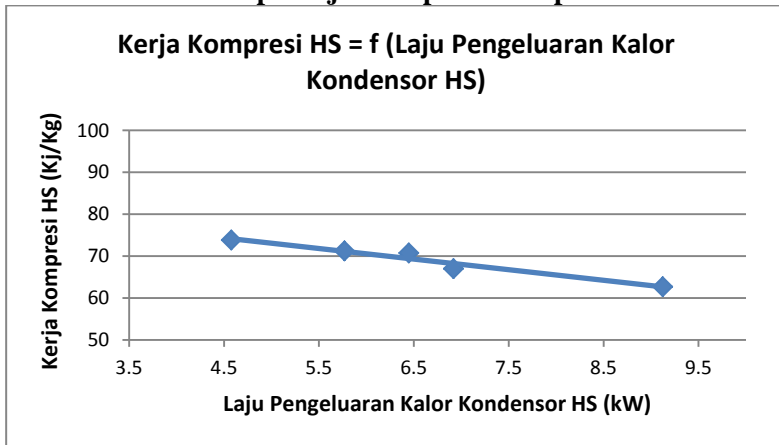
Gambar 4.6 Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor terhadap tekanan kondensasi HS

Pada grafik di atas terlihat bahwa grafik tekanan memiliki tren yang cenderung turun, nilai tekanan kondensasi refrigeran HS semakin kecil seiring dengan kenaikan laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage*. Hal ini sesuai dengan teori yang telah dipelajari.

Ketika nilai laju pengeluaran kalor pada kondensor HS bertambah besar, maka mengakibatkan kalor yang dikeluarkan

oleh kondensor semakin banyak. Sehingga tekanan yang berbanding lurus dengan temperatur kondensasi HS mengalami penurunan.

4.3.4 Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap Kerja Kompresi Kompresor HS



Gambar 4.7 Grafik Pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap kerja kompresi kompresor HS

Pada grafik diatas terlihat tren yang cenderung semakin turun, nilai kerja kompresi kompresor *high stage* turun seiring dengan naiknya laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage*.

Bila ditinjau dari sisi perumusan, kita dapat menggunakan persamaan-persamaan berikut ini :

$$W_{HS} = (h_6 - h_5)$$

dimana :

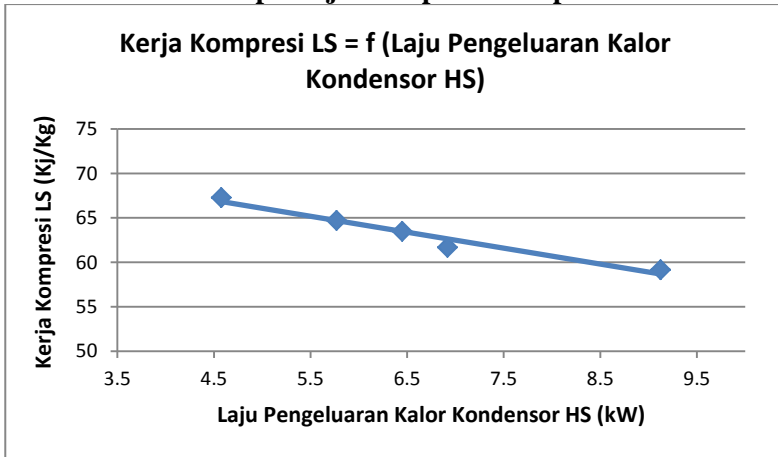
h_5 = Entalpi refrigeran masuk kompresor (kJ/kg)

h_6 = Entalpi refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)

Kerja kompresi semakin turun karena ketika nilai laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage* semakin besar,

maka banyak kalor yang dibuang ke lingkungan. Hal ini menyebabkan penurunan temperatur pada *suction* (T5) dan *discharge* (T6) kompresor HS. Namun penurunan temperatur pada T6 lebih signifikan daripada T5. Hal ini menyebabkan selisih temperatur kompresi yang semakin mengecil. Nilai temperatur *superheated* berbanding lurus dengan nilai entalpi. Sehingga kerja kompresi kompresor semakin kecil sesuai dengan teori pada Stoecker halaman 204 ^[16].

4.3.5 Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap Kerja Kompresi Kompresor LS



Gambar 4.8 Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap kerja kompresor LS

Pada grafik di atas terlihat tren yang cenderung semakin turun, nilai kerja kompresi kompresor *low stage* turun seiring dengan naiknya laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage*. Kenaikan dari laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage* akan menurunkan kerja kompresi dari kompresor *low stage*.

Bila ditinjau dari sisi perumusan, kita dapat menggunakan persamaan-persamaan berikut ini :

$$W_{ls} = (h_2 - h_1)$$

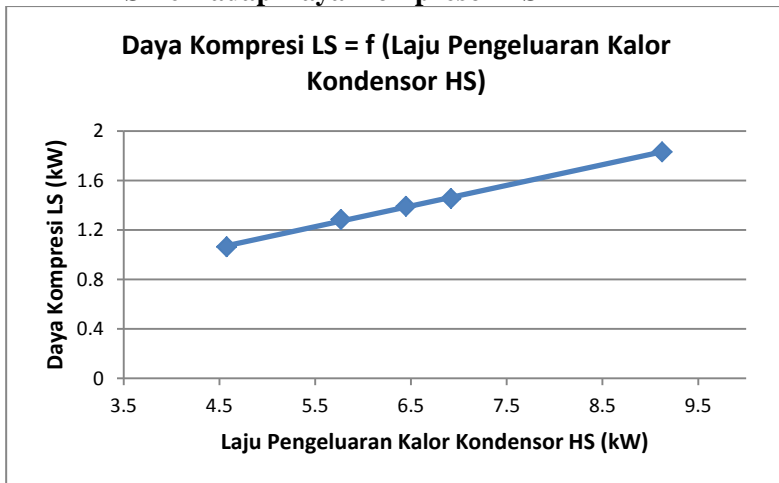
dimana :

h_1 = Entalpi refrigeran masuk kompresor (kJ/kg)

h_2 = Entalpi refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)

Ketika nilai laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage* semakin besar, maka banyak kalor yang dibuang ke lingkungan. Hal ini menyebabkan penurunan temperatur pada *suction* (T1) dan *discharge* (T2) kompresor LS. Namun penurunan temperatur pada T2 lebih signifikan daripada T1. Sehingga hal ini menyebabkan selisih temperatur kompresi yang semakin mengecil. Nilai temperatur *superheated* berbanding lurus dengan nilai enthalphi. Sehingga kerja kompresi kompresor semakin kecil. Hal ini sesuai dengan teori pada buku refrigerasi dan pengkondisian karangan Stoecker halaman 204 ^[16].

4.3.6 Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap Daya Kompresor LS



Gambar 4.9 Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap daya kompresor LS

Pada grafik diatas terlihat tren yang cenderung semakin naik, nilai daya kompresor LS semakin besar seiring dengan

naiknya laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage*. Hal ini sesuai dengan teori yang telah dipelajari.

Bila ditinjau dari sisi perumusan, kita dapat menggunakan persamaan-persamaan berikut ini :

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref} x (h_2 - h_1) \quad (2.3)$$

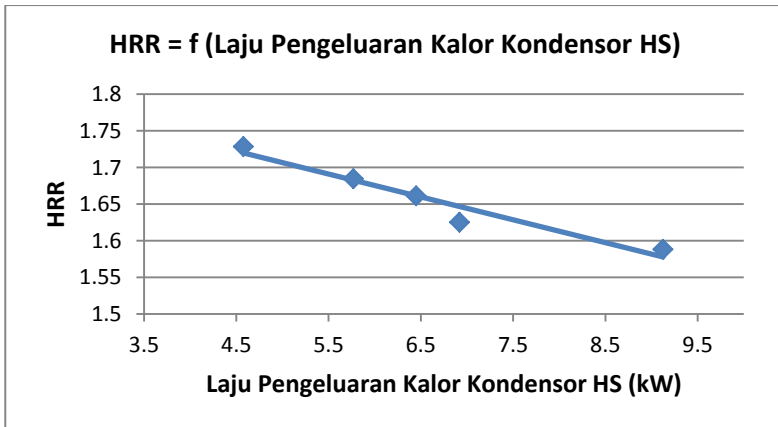
dimana :

h_1 = Entalpi refrigeran masuk kompresor (kJ/kg)

h_2 = Entalpi refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)

Ketika nilai laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage* semakin besar, maka menyebabkan temperatur kondensor LS semakin kecil. Temperatur kondensor ini menyebabkan nilai laju alir massa LS semakin besar. Sehingga kompresor LS membutuhkan daya yang semakin besar agar dapat mengkompresi refrigeran sesuai dengan kemampuan rasio kompresinya. Hal ini sesuai dengan teori pada buku refrigerasi dan pengkondisian karangan Stoecker.

4.3.7 Pengaruh Temperatur Kondensor HS Terhadap HRR

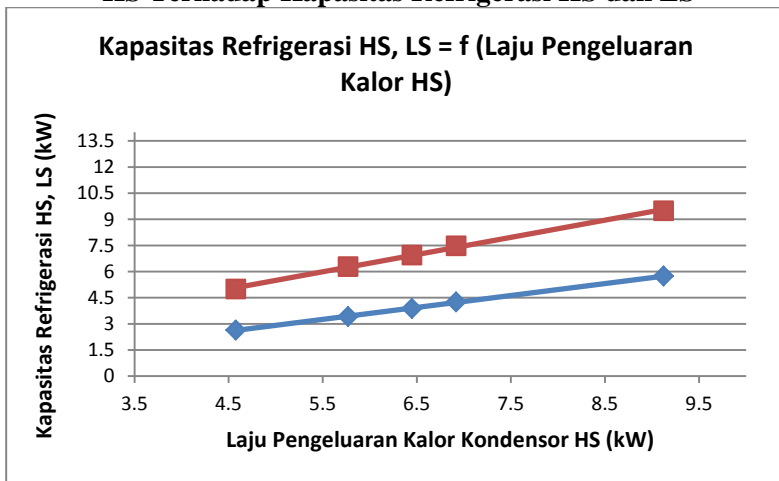


Gambar 4.10 Grafik pengaruh temperatur kondensor HS terhadap HRR

Pada grafik diatas terlihat tren yang cenderung semakin turun, nilai *heat rejection ratio* (HRR) semakin turun seiring dengan naiknya temperatur kondensor *high stage*. Hal ini tidak sesuai dengan teori yang telah dipelajari.

HRR seharusnya menjadi naik karena laju perpindahan kalor yang terjadi di dalam kondensor merupakan fungsi dari kapasitas refrigerasi, suhu penguapan serta suhu pengembunan. Kondensor harus dapat mengeluarkan energi yang diserap oleh evaporator serta kalor kompresi yang diberikan oleh kompresor. Namun pada saat laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage* semakin besar, maka menyebabkan temperatur keluar kondensor yang semakin kecil. Namun, semakin kecil temperatur kondensor HS, pendinginan pada *heat exchanger* semakin baik dan menyebabkan temperatur keluaran refrigeran LS dari *heat exchanger* semakin kecil. Hal tersebut menyebabkan pendinginan Evaporator LS ikut bertambah besar dan HRR menjadi besar.

4.3.8 Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap Kapasitas Refrigerasi HS dan LS



Gambar 4.11 Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap kapasitas refrigerasi HS, LS

Pada grafik diatas terlihat tren yang cenderung semakin naik, nilai kapasitas refrigerasi naik seiring dengan naiknya laju pengeluaran kalor kondensor *high stage*. Hal ini sesuai dengan teori yang telah dipelajari.

Beban di dalam ruangan yang diisolasi memberikan kalornya kepada refrigeran pada evaporator. Refrigeran akan mengalami proses penguapan yang akan mengakibatkan perubahan entalpi dari sebelum masuk evaporator dan setelah keluar evaporator. Perubahan entalpi ini dapat disebut sebagai efek refrigerasi. Kapasitas refrigerasi adalah hasil kali antara efek refrigerasi dengan laju aliran masa refrigeran. Bila ditinjau dari sisi perumusan, kita dapat menggunakan persamaan-persamaan berikut ini :

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref}LSx (h_1 - h_4) \quad (2.2)$$

dimana :

\dot{Q}_{evap} = Kapasitas pendinginan (kW)

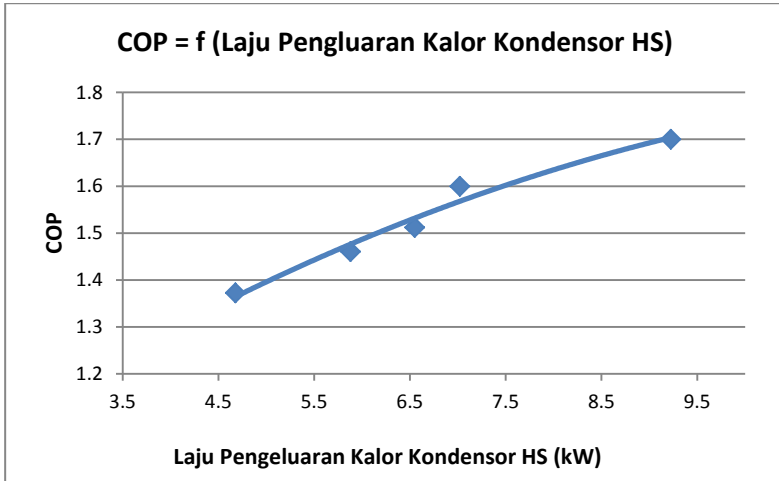
\dot{m}_{ref} = Laju aliran massa refrigerann (kg/s)

h_4 = Entalpi refrigeran masuk evaporator (kJ/kg)

h_1 = Entalpi refrigeran keluar evaporator (kJ/kg)

Ketika laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage* semakin besar, maka banyak kalor yang dibuang ke lingkungan. Sehingga menyebabkan temperatur kondensor semakin kecil. Temperatur kondensor yang turun akan menyebabkan nilai efek refrigerasi dan nilai kapasitas refrigerasi semakin besar. Hal ini sesuai dengan teori pada buku refrigerasi dan pengkondisian udara karangan Stoecker halaman 203 ^[16].

4.3.9 Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Pada Kondensor HS Terhadap COP

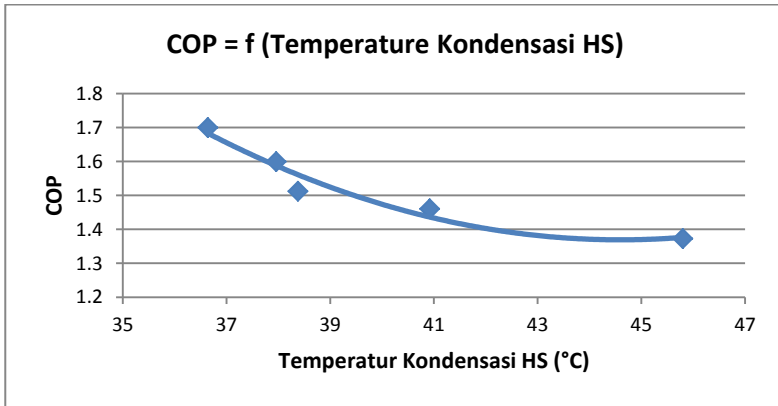


Gambar 4.12 Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor pada kondensor HS terhadap COP

Pada grafik di atas terlihat tren yang cenderung semakin naik, nilai COP sistem *cascade* semakin besar seiring dengan naiknya laju pengeluaran kalor pada kondensor *high stage*. Koefisien prestasi adalah bentuk penilaian dari suatu mesin refrigerasi. Semakin besar koefisien prestasi, maka semakin baik kerja suatu mesin pendingin.

Nilai koefisien prestasi yang semakin besar menunjukkan bahwa kerja mesin tersebut semakin baik. Besarnya COP dipengaruhi oleh efek refrigerasi dan kerja kompresi. Kenaikan kecepatan udara pendingin kondensor menyebabkan efek refrigerasi meningkat, sedangkan kerja kompresi mengalami penurunan sehingga nilai koefisien prestasi (COP) akan menjadi semakin naik.

4.3.10 Pengaruh Temperatur Kondensasi HS Terhadap COP

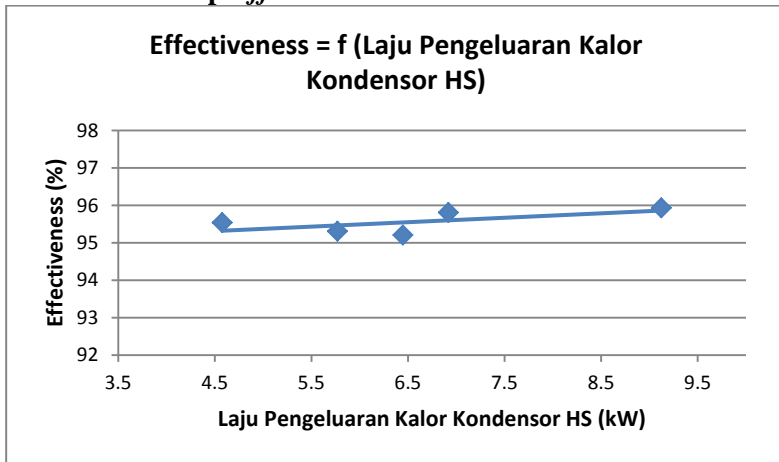


Gambar 4.13 Grafik pengaruh temperatur kondensor HS terhadap COP

Pada grafik diatas terlihat tren yang cenderung semakin turun, nilai COP sistem *cascade* semakin kecil seiring dengan naiknya temperatur pada kondensor *high stage*.

Nilai koefisien prestasi yang semakin besar menunjukkan bahwa kerja mesin tersebut semakin baik. Besarnya COP dipengaruhi oleh efek refrigerasi dan kerja kompresi. Kenaikan kecepatan udara pendingin kondensor menyebabkan efek refrigerasi meningkat, sedangkan kerja kompresi mengalami penurunan sehingga nilai koefisien prestasi (COP) akan menjadi semakin naik.

4.3.11 Pengaruh Laju Pengeluaran Kalor Kondensor HS Terhadap *Effectiveness* Alat Penukar Kalor *Cascade*



Gambar 4.14 Grafik pengaruh laju pengeluaran kalor kondensor HS terhadap *effectiveness* alat penukar kalor *cascade*

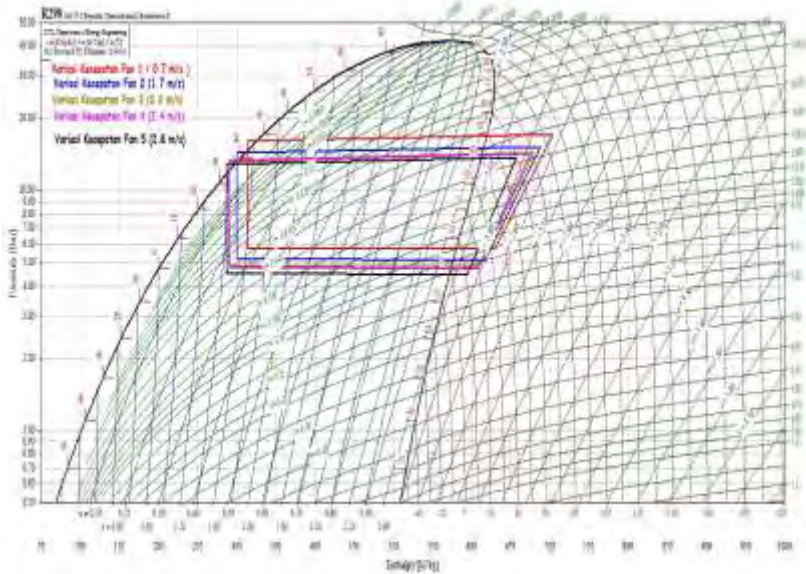
Pada grafik diatas terlihat tren yang cenderung semakin naik. Nilai *effectiveness* semakin besar seiring meningkatnya laju pengeluaran kalor kondenser. Bila ditinjau dari sisi perumusan, kita dapat menggunakan persamaan-persamaan berikut ini :

$$\varepsilon = \frac{q_{actual}}{q_{maks}} = \frac{Ch (Th,i - Th,o)}{C_{min}(Th,i - Tc,i)} \quad (2.29)$$

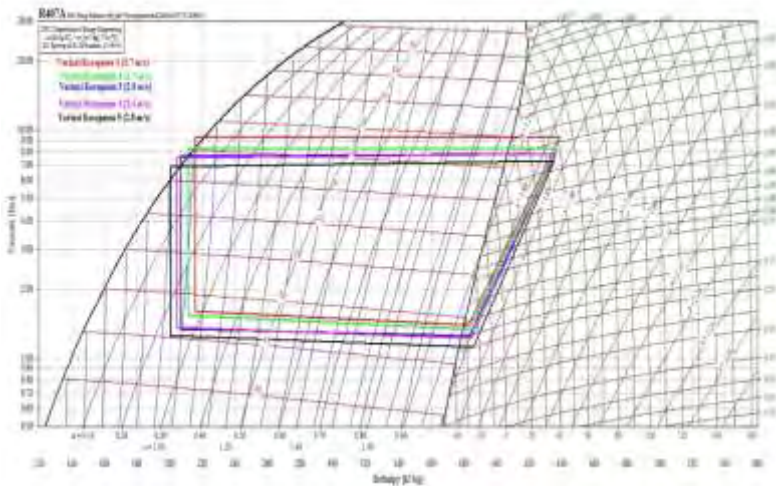
Nilai *effectiveness* alat penukar panas *plate heat exchanger* akan semakin naik seiring dengan naiknya laju pengeluaran kalor kondensor HS. Hal ini diakibatkan karena semakin besar laju pengeluaran kalor kondensor maka semakin meningkatnya laju aliran massa refrigeran dan kemampuan mendinginkan pada alat penukar panas *plate heat exchanger* akan semakin besar. Nilai q_{maks} naik secara konstan sedangkan q_{actual} naik secara signifikan. Kenaikan q_{actual} yang signifikan terjadi karena seiring dengan naiknya laju aliran massa refrigeran dan selisih suhu Th_i dikurangi dengan Th_o lebih besar dibandingkan dengan selisih suhu Th_i dikurangi dengan Tc_i .

Kemampuan pendinginan dari evaporator HS pada *plate heat exchanger* bekerja konstan berdasarkan variasi kalor yang di buang di kondensor. Sedangkan LS yang bertemperatur lebih tinggi dapat diturunkan lebih cepat. Penurunan temperatur yang cenderung cepat tersebut terjadi karena perpindahan panas yang terjadi pada PHE lebih baik dibandingkan dengan pengaruh pergeluaran panas pada kondensor HS, sebagaimana dijelaskan oleh Fard dkk^[3].

4.3.12 P-h Diagram Refrigeran Pada HS dan LS



Gambar 4.15 P-h Diagram refrigeran Musicool 22 pada HS



Gambar 4.16 P-h diagram refrigeran R407F pada LS

Pada kedua p-h diagram terlihat bahwa tren sistem yang semakin bergeser ke kiri dan semakin turun untuk laju pengeluaran kalor yang semakin besar. Pada gambar 4.15 dan 4.16 menunjukkan bahwa titik kondensasi bergeser ke kiri dan turun.

Temperatur evaporasi cenderung semakin kecil dan terjadi penambahan selisih entalpi evaporator. Semakin tinggi putaran fan kondensor HS maka laju pengeluaran kalor kondensor akan semakin besar. Hal ini mengakibatkan uap refrigeran yang dikondensasi juga semakin banyak sehingga titik kondensasi bergeser ke kiri yaitu ke daerah *subcool*.

Karena fase *liquid* yang dihasilkan oleh kondensor semakin banyak, maka *friction factor* lebih besar yang mengakibatkan pressure drop pada pipa kapiler semakin besar. Sehingga tekanan evaporasi akan semakin turun juga. Rasio kompresi yang cenderung konstan menyebabkan tekanan kondensasi semakin turun.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari performansi pengujian sistem refrigrasi *cascade* yang telah dilakukan, juga studi dan pembahasan terhadap data yang didapatkan, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Dengan performansi sistem yang dilakukan temperature dan tekanan kondensor HS semakin kecil dengan bertambahnya kecepatan laju pengeluaran kalor kondensor HS yang mengakibatkan nilai kapasitas refrigerasi dan COP sistem semakin naik. Dengan turunnya temperatur kondensor HS maka *heat rejection ratio* (HRR) sistem cascade akan semakin turun. Dimana saat variasi kecepatan *fan* tertinggi 2,8 m/s, HRR sistem sebesar 1.588292.
2. Nilai *Coefficient of Performance* atau koefisien prestasi dengan performansi yang dilakukan memiliki nilai semakin besar seiring bertambahnya laju pengeluaran kalor kondensor HS dengan nilai 1.37258, 1.460546, 1.51207, 1.59960, 1.69983.
3. Nilai kapasitas refrigerasi *high stage* maupun *low stage* memiliki nilai yang semakin besar seiring dengan bertambahnya laju pengeluaran kalor kondensor HS dengan nilai tertinggi sebesar 5.74449 kW pada LS dan 9.498334 kW pada HS.
4. Nilai *effectiveness* dari *intermediate* tipe *plate heat exchanger* (PHE) semakin naik seiring dengan bertambahnya laju pengeluaran kalor kondensor HS. Nilai *effectiveness* terbesar adalah 95.93 % pada saat kecepatan *fan* tertinggi 2.8 m/s.
5. Dengan performansi sistem yang dilakukan temperatur kabin yang dapat dihasilkan semakin besar seiring dengan bertambahnya laju pengeluaran kalor kondensor HS. Nilai temperatur kabin tertinggi adalah -35.22°C pada saat kecepatan *fan* tertinggi 2.8 m/s.

6. Dengan performansi sistem yang dilakukan temperatur evaporasi yang dapat dihasilkan semakin besar siring dengan bertambahnya laju pengeluaran kalor kondensor HS. Nilai temperatur evaporasi tertinggi adalah -42.84°C pada saat kecepatan *fan* tertinggi 2.8 m/s.

5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan untuk penyempurnaan penelitian yang sejenis adalah :

1. Pada sistem ditambahkan *flowmeter* agar data untuk nilai laju aliran massa refrigeran lebih akurat.
2. Untuk mendapat performa kerja yang lebih baik kompresor HS lebih baik di ganti.
3. Pada LS sebaiknya ditambahkan akumulator.
4. *Fan* pada evaporator LS (didalam kabin) sebaiknya diganti dengan spesifikasi yang sesuai dengan sistem.

DAFTAR PUSTAKA

Moran, M.J and Howard N. Shapiro. 2000. **Fundamental of Engineering Thermodynamics**. John Wiley & Sons Inc. Chicester.^[1]

Althouse, Andrew D., Tunquist, Carl K., and Bracciano, Alfred F. 2004. **Modern Refrigeration and Air Conditioning**. United State of America : The Goodheart-Willcox Company, Inc.^[2]

P.Incropera, Frank.,P.Dewitt, David.,L.Bergman, Theodore.,S.Lavine, Adrienne. 2007. **Fundamental of Heat and Mass Transfer Seventh Edition**. Asia : John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd.^[3]

Fauzi, Muhammad. 2014. **Studi Variasi Laju Pengeluaran Kalor Kondensor High Stage Sistem Refrigerasi Cascade Menggunakan Refrigeran MC22 Dan R404A Dengan Heat Exchanger Tipe Plate Heat Exchanger**. Surabaya :InstitutTeknologiSepuluhNopember.^[4]

Heat Exchanger : B8Tx12.CASCADE – Rating. Swep International AB, Inc.,Landskrona, Sweden.^[5]

Sondex. 2014. **Sondex Plate Heat Exchanger - Working Principle**. <<https://www.youtube.com/watch?v=Jv5p7o-7Pms>>atau <http://www.sondex.net/Sondex-Global/Products/Heat-Exchangers.aspx>^[6]

Subrida, Faberto. 2013. **Studi Variasi Laju Pengeluaran Kalor Kondensor High Stage Sistem Refrigerasi Cascade Menggunakan Refrigeran Mc22 Dan R404a Dengan Heat Exchanger Tipe Concentric Tube**. Surabaya :InstitutTeknologiSepuluhNopember Surabaya^[7]

Department of Mecanical Engineering Technical University of Denmark, 2000, **CoolPack Version 1.46**, Denmark : Technical University of Denmark.^[8]

Miller, Rex and Miller, Mark Richard. 2004. **Refrigeration Home & Commercial.** Indianapolis : Wiley Publishing, Inc.^[9]

Trott, A. R., and Welch, T. 2000. **Refrigeration and Air-Conditioning.** Great Britain :Butterworth-Heinemann^[10]

Wang, Shan K., 2000. **Handbook of Air Conditioning and Refrigeration.** New York :Mcgraw-Hill^[11]

LAMPIRAN A
(DATA HASIL PERCOBAAN VARIASI KECEPATAN 1 FAN KONDENSOR *HIGH STAGE*)

WAKTU	KECEPATAN 1 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 0,7 m/s)																									
	TEMPERATUR (°C)										TEKANAN (Psi)								LOW STAGE			HIGH STAGE				
	LOW STAGE					HIGH STAGE					TK	TL	LOW STAGE				HIGH STAGE				I	V	cos ϕ	HIGH STAGE		
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	P1	P2			P3	P4	P5	P6	P7	P8	I	V				cos ϕ	I	V
menit 0	-28.3	88.6	10.7	-38.2	32.5	93.4	45.8	7.1	-32.4	29.4	5	120	120	8	69	230	215	67	2.5	210	0.8	2.7	220	0.8		
menit 5	-28.1	89.1	10.8	-38.2	33.1	94.2	45.7	7.3	-32.7	29.3	5	120	120	8	69	235	220	68	2.5	210	0.8	2.7	220	0.8		
menit 10	-28	89.7	11	-38.2	32.5	94.8	45.7	7.4	-32.7	29.2	5	120	120	8	69	235	220	68	2.5	210	0.8	2.7	220	0.8		
menit 15	-27.7	88.5	11.2	-37.6	33.8	94.6	45.9	7.4	-31.4	29.2	5	120	120	8	69	235	220	68	2.5	210	0.8	2.7	220	0.8		
menit 20	-27.9	88.9	11.3	-37.7	33.7	95	45.9	7.6	-31.7	29.1	5	120	120	8	69	235	220	69	2.5	210	0.8	2.7	220	0.8		

WAKTU	KECEPATAN 1 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 0,7 m/s)			
	TEMPERATUR (°C)			TEMPERATUR RATA-RATA
	KIRI	KANAN	TENGAH	
menit 0	38,1	36,9	38,8	37,9
menit 5	38,5	37	38,4	38,0
menit 10	37,4	38,4	39	38,3
menit 15	38,4	37,5	38,5	38,1
menit 20	38,4	38,3	38,5	38,4

Keterangan :

T1 dan P1 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor LS
 T2 dan P2 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor LS
 T3 dan P3 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor LS
 T4 dan P4 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator LS
 T5 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor HS
 T6 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor HS

T7 dan P7 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor HS
 T8 dan P8 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator HS
 TK = Temperatur kabin
 TL = Temperatur lingkungan

LAMPIRAN B

(DATA HASIL PERCOBAAN VARIASI KECEPATAN 2 FAN KONDENSOR *HIGH STAGE*)

WAKTU	KECEPATAN 2 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 1,7 m/s)																							
	TEMPERATUR (°C)										TEKANAN (Psi)								LOW STAGE			HIGH STAGE		
	LOW STAGE				HIGH STAGE				TK	TL	LOW STAGE				HIGH STAGE				I	V	cos φ	I	V	cos φ
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8			P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8						
menit 0	-27.9	87.1	7.9	-38.7	26.5	86.4	41.1	3.9	-32.5	30.4	5	105	105	8	61	205	195	60	2.5	200	0.8	2.7	210	0.8
menit 5	-27.6	86.4	9.3	-38.9	24.6	86.7	41.3	4.0	-33.1	30.3	5	105	105	8	61	210	195	60	2.5	200	0.8	2.7	210	0.8
menit 10	28.2	86.5	7.2	-39.2	24.7	86.7	40.8	4.0	-33.0	30.0	5	105	105	8	61	210	195	60	2.5	200	0.8	2.7	210	0.8
menit 15	-28.2	86.5	7.2	-39.2	24.3	86.5	40.7	3.9	-33.3	29.9	5	105	105	8	61	205	190	60	2.5	200	0.8	2.7	210	0.8
menit 20	-27.9	86.4	7.3	-39.2	24.5	86.5	40.7	3.7	-33.4	29.9	5	105	105	8	61	205	195	60	2.5	200	0.8	2.7	210	0.8

WAKTU	KECEPATAN 2 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 1,7 m/s)			
	TEMPERATUR (°C)			TEMPERATUR RATA-RATA
	KIRI	KANAN	TENGAH	
menit 0	34	33,5	35,6	34,4
menit 5	35,6	33,5	35	34,7
menit 10	35,2	33,4	35,2	34,6
menit 15	35	33	35,2	34,4
menit 20	35,1	33,3	35	34,5

Keterangan :

T1 dan P1 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor LS
 T2 dan P2 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor LS
 T3 dan P3 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor LS
 T4 dan P4 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator LS
 T5 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor HS
 T6 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor HS

T7 dan P7 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor HS
 T8 dan P8 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator HS
 TK = Temperatur kabin
 TL = Temperatur lingkungan

LAMPIRAN C
(DATA HASIL PERCOBAAN VARIASI KECEPATAN 3 FAN KONDENSOR HIGH STAGE)

WAKTU	KECEPATAN 3 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 2 m/s)																								
	TEMPERATUR (°C)											TEKANAN (Psi)								LOW STAGE			HIGH STAGE		
	LOW STAGE				HIGH STAGE				TK	TL	LOW STAGE				HIGH STAGE				LOW STAGE			HIGH STAGE			
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	TK	TL	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	I	V	cos φ	I	V	cos φ	
menit 0	-27.7	90.0	6.3	-40.8	18.3	81.0	38.0	1.4	-34.0	30.0	4	100	95	6	56	195	180	55	2.2	200	0.8	2.5	210	0.8	
menit 5	-27.9	90.1	6.7	-40.7	18.3	81.1	38.4	1.6	-34.7	29.9	4	100	95	6	56	195	180	55	2.2	200	0.8	2.5	210	0.8	
menit 10	-27.8	90.0	5.0	-40.7	19.2	81.4	38.4	1.6	-34.8	29.9	5	100	95	6	56	195	180	55	2.2	200	0.8	2.5	210	0.8	
menit 15	-26.5	89.3	5.5	-39.9	25.1	81.4	38.5	1.8	-33.3	29.8	5	100	100	6	57	195	180	56	2.2	200	0.8	2.5	210	0.8	
menit 20	-28.0	88.5	5.1	-40.0	18.8	82.4	38.6	2.1	-33.0	29.9	5	100	100	6	57	195	180	56	2.2	200	0.8	2.5	210	0.8	

WAKTU	KECEPATAN 3 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 2 m/s)			
	TEMPERATUR (°C)			TEMPERATUR RATA-RATA
	KIRI	KANAN	TENGAH	
menit 0	34,7	33,1	34,7	34,2
menit 5	34,7	33,2	34,4	34,1
menit 10	34,5	33,2	34,5	34,1
menit 15	34,5	33,2	33,9	33,9
menit 20	34,5	33	34,6	34,0

Keterangan :

T1 dan P1 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor LS
 T2 dan P2 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor LS
 T3 dan P3 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor LS
 T4 dan P4 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator LS
 T5 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor HS
 T6 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor HS

T7 dan P7 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor HS
 T8 dan P8 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator HS
 TK = Temperatur kabin
 TL = Temperatur lingkungan

LAMPIRAN D

(DATA HASIL PERCOBAAN VARIASI KECEPATAN 4 FAN KONDENSOR *HIGH STAGE*)

WAKTU	KECEPATAN 4 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 2,4 m/s)																							
	TEMPERATUR (°C)										TEKANAN (Psi)								LOW STAGE			HIGH STAGE		
	LOW STAGE				HIGH STAGE				TK	TL	LOW STAGE				HIGH STAGE				LOW STAGE			HIGH STAGE		
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	TK	TL	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	I	V	cos φ	I	V	cos φ
menit 0	-26.3	91.7	5.0	-41.0	18.5	80.5	37.8	1.2	-34.6	30.3	4	100	95	6	55	190	180	54	2.2	200	0.8	2.5	210	0.8
menit 5	-26.1	91.7	4.7	-40.9	19.5	81.1	38.5	1.3	-34.6	30.3	4	100	95	6	55	195	180	54	2.2	200	0.8	2.5	210	0.8
menit 10	-26.3	91.7	4.8	-40.7	19.0	81.4	38.2	1.4	-34.5	30.3	4	100	95	6	55	195	180	54	2.2	200	0.8	2.5	210	0.8
menit 15	-26.2	91.3	4.7	-41.0	19.7	81.7	37.8	1.4	-34.4	30.2	4	100	95	6	55	190	175	54	2.2	200	0.8	2.5	210	0.8
menit 20	-26.0	91.2	4.6	-40.7	19.7	81.5	37.5	1.1	-34.5	30.2	4	100	95	6	55	190	175	54	2.2	200	0.8	2.5	210	0.8

WAKTU	KECEPATAN 4 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 2,4 m/s)			
	TEMPERATUR (°C)			TEMPERATUR RATA-RATA
	KIRI	KANAN	TENGAH	
menit 0	36,2	33,4	34,0	34,5
menit 5	35,0	33,4	34,3	34,2
menit 10	36,6	33,3	34,3	34,7
menit 15	35,0	33,3	35,0	34,4
menit 20	35,0	33,5	35,0	34,5

Keterangan :

T1 dan P1 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor LS
 T2 dan P2 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor LS
 T3 dan P3 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor LS
 T4 dan P4 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator LS
 T5 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor HS
 T6 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor HS

T7 dan P7 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor HS
 T8 dan P8 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator HS
 TK = Temperatur kabin
 TL = Temperatur lingkungan

LAMPIRAN E
(DATA HASIL PERCOBAAN VARIASI KECEPATAN 5 FAN KONDENSOR HIGH STAGE)

WAKTU	KECEPATAN 5 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 2,8 m/s)																								
	TEMPERATUR (°C)										TEKANAN (Psi)								LOW STAGE			HIGH STAGE			
	LOW STAGE				HIGH STAGE				TK	TL	LOW STAGE				HIGH STAGE				I	V	cos φ	HIGH STAGE			
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8			P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8				i	V	cos φ	i
menit 0	-21.3	71.9	1.3	-42.8	8.1	80.6	36.3	-2.3	-33.5	30.4	2	90	80	4	48	185	170	46	2.2	200	0.8	2.5	210	0.8	
menit 5	-21.9	81.1	2.5	-42.5	12.0	78.9	36.7	-1.1	-35.3	30.4	2	90	80	4	51	185	170	51	2.2	200	0.8	2.5	210	0.8	
menit 10	-26.4	85.2	3.0	-42.9	11.8	78.3	36.8	-0.4	-35.9	30.4	2	90	80	4	52	185	170	51	2.2	200	0.8	2.5	210	0.8	
menit 15	-26.6	87.1	2.8	-43.0	11.6	77.9	36.7	-0.3	-35.9	30.4	2	90	80	4	52	185	175	51	2.2	200	0.8	2.5	210	0.8	
menit 20	-27.2	88.5	3.0	-43.0	11.8	77.8	36.7	-0.3	-35.5	30.2	2	90	80	4	52	185	175	51	2.2	200	0.8	2.5	210	0.8	

WAKTU	KECEPATAN 5 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 2,8 m/s)			
	TEMPERATUR (°C)			TEMPERATUR RATA-RATA
	KIRI	KANAN	TENGAH	
menit 0	33,5	33,1	33,3	33,3
menit 5	33,3	33,2	33,1	33,2
menit 10	33,5	33	33,6	33,4
menit 15	33,8	33	33,4	33,4
menit 20	33,8	33	33,1	33,3

Keterangan :

T1 dan P1 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor LS
 T2 dan P2 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor LS
 T3 dan P3 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor LS
 T4 dan P4 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator LS
 T5 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor HS
 T6 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor HS

T7 dan P7 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor HS
 T8 dan P8 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator HS
 TK = Temperatur kabin
 TL = Temperatur lingkungan

LAMPIRAN F

(DATA HASIL PERCOBAAN VARIASI KECEPATAN 1 - 5 FAN KOND. *HIGH STAGE*)

KECEPATAN 1-5 FAN KONDENSOR HIGH STAGE (KECEPATAN UDARA 2,8 m/s)																									
No	Kec. Udara (m/s)	TEMPERATUR (°C)										TEKANAN (Psi)								LOW STAGE			HIGH STAGE		
		LOW STAGE				HIGH STAGE				TK	TL	LOW STAGE				HIGH STAGE				I	V	cos φ	I	V	cos φ
		T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8			P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8						
1	0,7	-28	88.96	11	-37.98	33.12	94.4	45.8	7.36	-32.18	30.36	5	120	120	8	68.8	234	219	68	2.5	210	0.8	2.7	220	0.8
2	1,7	-27.96	86.58	7.78	-39.04	24.92	86.58	40.92	3.9	-33.06	30.26	5	105	105	8	61	207	194	60	2.5	200	0.8	2.7	210	0.8
3	2	-27.58	85.54	5.72	-40.42	19.94	81.46	38.38	1.7	-33.96	29.96	4.6	100	97	6	56.4	195	180	55.4	2.2	200	0.8	2.5	210	0.8
4	2,4	-26.18	83.8	4.74	-40.86	19.28	81.24	37.96	1.28	-34.52	29.88	4	100	95	6	55	192	178	54	2.2	200	0.8	2.5	210	0.8
5	2,8	-24.68	82.76	2.52	-42.84	11.06	78.7	6.64	-0.88	-35.22	29.24	2	92	86	4	51	185	172	50	2.2	200	0.8	2.5	210	0.8

KECEPATAN FAN KONDENSOR HIGH STAGE				
No	KECEPATAN UDARA			KECEPATAN (m/s) RATA-RATA
	KIRI	KANAN	TENGAH	
1	47	26	45	0,7
2	127	49	122	1,7
3	148	69	143	2,0
4	182	76	179	2,4
5	202	98	210	2,8

Keterangan :

T1 dan P1 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor LS
 T2 dan P2 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor LS
 T3 dan P3 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor LS
 T4 dan P4 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator LS
 T5 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kompresor HS
 T6 dan P6 = Temperatur dan tekanan masuk kondensor HS

T7 dan P7 = Temperatur dan tekanan keluar kondensor HS
 T8 dan P8 = Temperatur dan tekanan masuk evaporator HS
 TK = Temperatur kabin
 TL = Temperatur lingkungan

LAMPIRAN G
(PENGOLAHAN DATA VARIASI KECEPATAN 1 - 5 FAN KONDENSOR *HIGH STAGE*)

Kecepatan Fan (m/s)	Temperatur udara masuk dan keluar kondenser						T_s
	T_{in}	T_{out}				T_{mean}	
		kiri	kanan	tengah	T_{out}		
0.7	30.36	38.4	38.3	38.5	38.4	34.38	37.7
1.7	30.26	35.1	33.3	35	34.5	32.38	33.8
2	29.96	34.5	33	34.6	34.0	31.98	33.3
2.4	29.88	35	33.5	35	34.5	31.69	32.8
2.83	29.24	33.8	33	33.1	33.3	31.27	32.6

Propertis Udara Berdasarkan T_{mean}							
ρ	c_p	$\mu \cdot 10^7$	$\nu \cdot 10^6$	$k \cdot 10^3$	$\alpha \cdot 10^6$	Pr	Kf
(kg/m ³)	(kJ/kg K)	(N.s/m ²)	(m ² /s)	(W/m K)	(m ² /s)		
1.13684	1.0072952	188.08336	16.63243	26.84612	23.59224	0.705967	0.027
1.12944	1.00074	186.85957	16.52420	26.67144	23.43873	0.701373	0.027
1.12796	0.99943	186.61482	16.50256	26.63651	23.40803	0.700455	0.027
1.2689	0.99848	186.43737	16.48687	26.61118	23.38578	0.699789	0.027
1.12534	0.9971	186.18037	16.46414	26.5745	23.35354	0.698824	0.027

Keterangan : T_s = Temperatur permukaan ducting
 $T_{in} = T_L$ = Temperatur masuk kondenser = Temperatur lingkungan
 Diameter ducting = 0,45m
 Panjang ducting = 0,5 m
 Bentuk ducting = circular

Kecepatan Fan (m/s)	m_{udara} (kg/s)	Losses pada permukaan pipa ducting				Q_{udara} (kW)	m_{as} (kj/kg)	m_{s} (kj/kg)
		Re_c	Nu_c	$h_{conv,d}$	Q_{losss}			
				(W/m ² .k)	(kW)			
0.7	0.5625090	85620.729	208.8635	12.4604	0.021245	4.576811	0.011726	0.015799
1.7	1.3572048	205507.48	423.9286	25.1262	0.010921	5.769734	0.014877	0.019858
2	1.5946201	241773.51	482.5995	28.5661	0.010421	6.449016	0.016617	0.021915
2.4	1.9117246	290128.21	558.2232	33.0110	0.00916	6.919084	0.018005	0.023585
2.83	2.2511245	342109.52	636.6318	37.5959	0.010802	9.123937	0.024693	0.030957

Properties Udara Lingkungan													
D m	g m/s ²	Ts (oC)	TL (oC)	T mean (oC)	T mean (K)	k W/m.K	$v \cdot 10^6$ (m ² /s)	$b \cdot 10^3$ (1/K)	$a \cdot 10^6$ (m ² /s)	pr	Ra	Nu	h W/m ² .K
				20	293	0.0257	15.11	3.43	22.5	0.713			
0.45	9.81	37.7	30.36	34.03	307.03	0.0266821	16.41479	3.268655	27.6911	0.711597	47184151.9	45.00157	2.6683031
0.45	9.81	33.8	30.26	32.03	305.03	0.0265083	16.30786	3.247363	27.51072	0.70696164	22905596.9	36.14928	2.129457
0.45	9.81	33.3	29.96	31.63	304.63	0.0264735	16.28648	3.243104	27.47464	0.70603457	21639872.8	35.53167	2.0903303
0.45	9.81	32.8	29.88	31.34	304.34	0.0264483	16.27097	3.240017	27.44849	0.70536244	18936718.4	34.1354	2.0062762
0.45	9.81	32.6	29.24	30.92	303.92	0.0264118	16.24852	3.235546	27.41061	0.70438902	21820309.3	35.60858	2.089973
				40	313	0.0271	16.97	3.2	29.9	0.711			

LAMPIRAN H
(PENGOLAHAN DATA VARIASI KECEPATAN 1 - 5 FAN KONDENSOR HIGH STAGE)

Kecepatan Fan (m/s)	Entalphy (kJ/kg.K)							
	Low Stage R-407F				High Stage Musicoool 22			
	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	h ₅	h ₆	h ₇	h ₈
0.7	383.669	450.956	216.08	216.08	629.945	703.794	313.482	313.482
1.7	383.758	448.468	211.291	211.291	616.686	687.928	300.109	300.109
2	384.149	447.641	207.019	207.019	608.802	679.562	291.453	291.453
2.4	385.228	446.911	204.714	204.714	607.996	675.021	290.73	290.73
2.83	386.493	445.662	200.932	200.932	594.315	656.994	287.496	287.496

Kecepatan Fan (m/s)	Qe LS (kW)	Qe HS (kW)	Kerja Kompresi HS (kJ/kg)	Kerja Kompresi LS (kJ/kg)	W HS (kW)	W LS (kW)	W tot (kW)	Q cond HS (kW)	COP	HRR
0.7	2.64777354	4.999864901	73.849	67.287	0.86595565	1.06308134	1.92903699	4.57681053	1.37258827	1.728550593
1.7	3.4248339	6.286557092	71.242	64.71	1.05989494	1.28500526	2.3449002	5.7697341	1.4605457	1.684675598
2	3.8818046	6.954704502	70.76	63.492	1.17578407	1.39142741	2.56721148	6.44901608	1.51207044	1.661344849
2.4	4.25749414	7.482844184	67.025	61.683	1.20677198	1.45481797	2.66158995	6.91908409	1.59960558	1.625154108
2.83	5.74449584	9.498334616	62.679	59.169	1.54771943	1.83172151	3.37944093	9.12393678	1.69983614	1.588291998

Keterangan :
 h1 = Enthalphy refrigeran masuk kompresor LS
 h2 = Enthalphy refrigeran masuk kondensor LS
 h3 = Enthalphy refrigeran keluar kondensor LS
 h4 = Enthalphy refrigeran masuk evaporator LS
 h5 = Enthalphy refrigeran masuk kompresor HS
 h6 = Enthalphy refrigeran masuk kondensor HS

h7 = Enthalphy refrigeran keluar kondensor HS
 h8 = Enthalphy refrigeran masuk evaporator HS

Kecepatan Fan (m/s)	Tmean evap HS MC22 (oC)	Tmean kond LS R407F (oC)	Pmean evap HS MC22 (bar)	Pmean kond LS R407F (bar)	CP cold HS MC22 (kJ/kg.K)	CP hot LS R407F (kJ/kg.K)	Cc (kW/K)	Ch (Cmin) (kW/K)	q (Watt)	qmaks (Watt)	efektivenes (%)
0.7	20.24	49.98	4.7160138	8.2737084	1.831	0.9057	0.02147	0.014309	1115.5564	1167.6424	95.53922
1.7	14.41	47.18	4.171328	7.23949485	1.819	0.9008	0.027062	0.017888	1409.5747	1478.9802	95.30721
2	10.82	45.63	3.8541692	6.79133565	1.813	0.8982	0.030126	0.019684	1571.1814	1650.3113	95.20515
2.4	10.28	44.27	3.7576426	6.72238808	1.811	0.8965	0.032607	0.021144	1671.6689	1744.8282	95.80707
2.83	5.09	42.64	3.4818523	6.13633373	1.806	0.8937	0.044595	0.027667	2219.974	2314.0407	95.93495

LAMPIRAN I
(Table Propertis Udara)

TABLE A.4 Thermophysical Properties
of Gases at Atmospheric Pressure^a

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^6$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air, $M = 28.97$ kg/kmol							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.3	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728

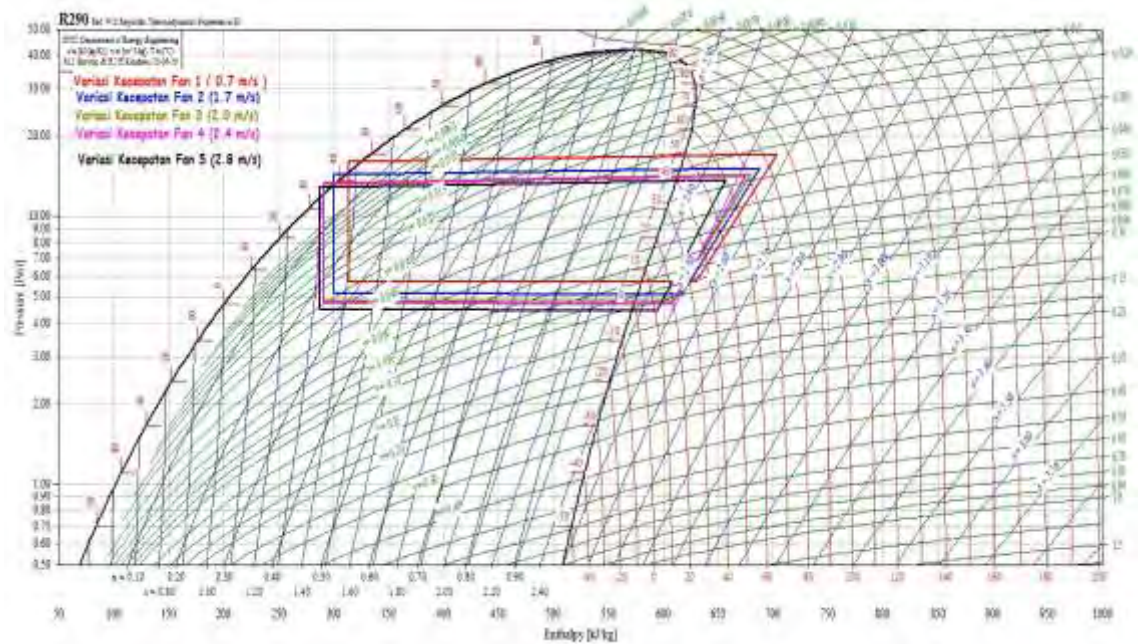
LAMPIRAN J
(Table Thermodynamic Properties R407F)

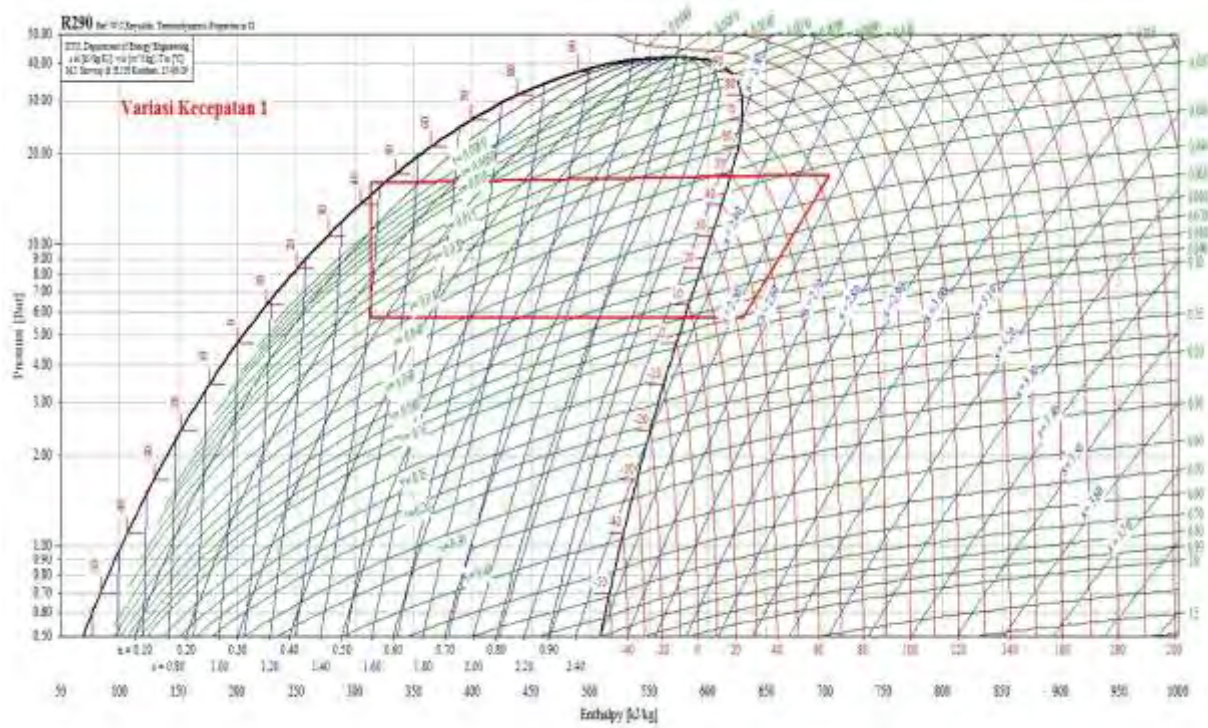
Genetron® Performax™ LT, R407F

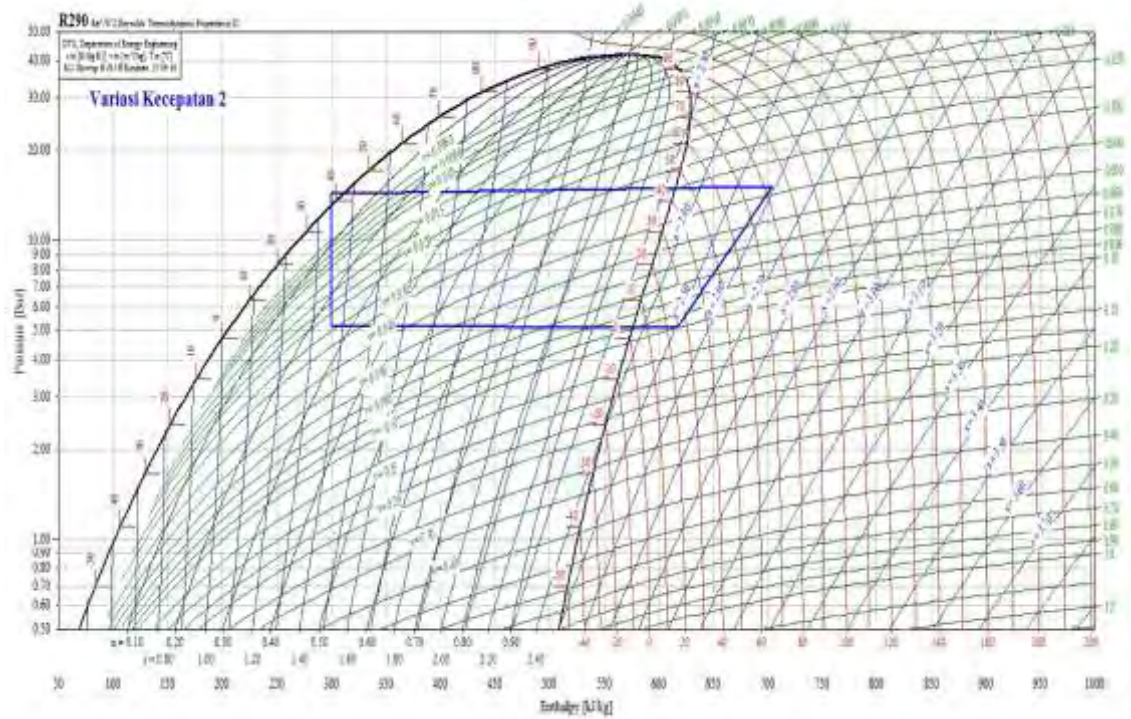
Thermodynamic Properties

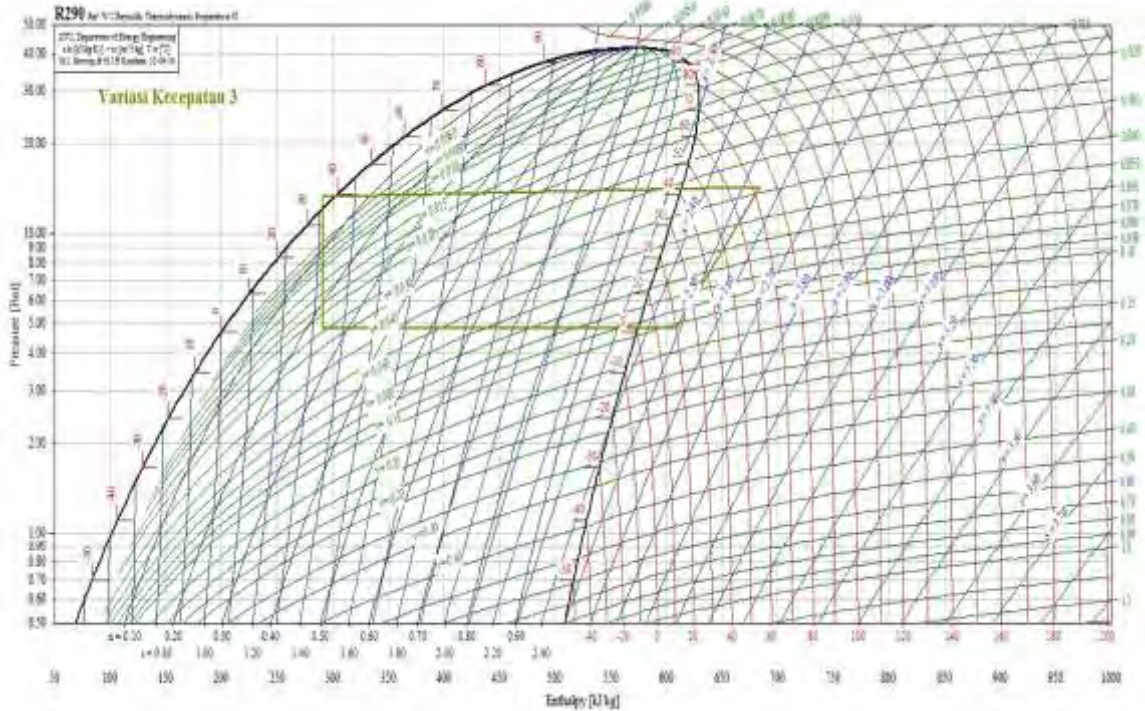
Absolute Pressure (bar)	Bubble Temperature (°C)	Dew Temperature (°C)	Liquid Density (kg/m ³)	Vapour Density (kg/m ³)	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapour Density (kJ/kg)	Liquid Entropy (kJ/kg.K)	Vapour Entropy (kJ/kg.K)
0.50	-59.5	-52.9	1413.3	2.30	119.7	387.0	0.773	2.008
1.00	-46.3	-39.9	1373.3	4.41	137.1	394.5	0.852	1.973
1.013	-46.06	-39.67	1372.5	4.46	137.5	394.7	0.854	1.972
1.50	-37.7	-31.4	1346.3	6.47	148.7	399.3	0.902	1.954
2.00	-31.1	-25.0	1325.3	8.50	157.6	402.8	0.939	1.941
2.50	-25.7	-19.6	1307.6	10.52	165.0	405.6	0.969	1.931
3.00	-21.0	-15.1	1292.2	12.53	171.4	407.9	0.995	1.923
3.50	-16.9	-11.1	1278.4	14.53	177.0	409.9	1.017	1.917
4.00	-13.3	-7.49	1265.9	16.54	182.1	411.7	1.036	1.911
4.50	-10.0	-4.24	1254.3	18.55	186.8	413.2	1.054	1.906
5.00	-6.92	-1.25	1243.5	20.57	191.1	414.6	1.070	1.902

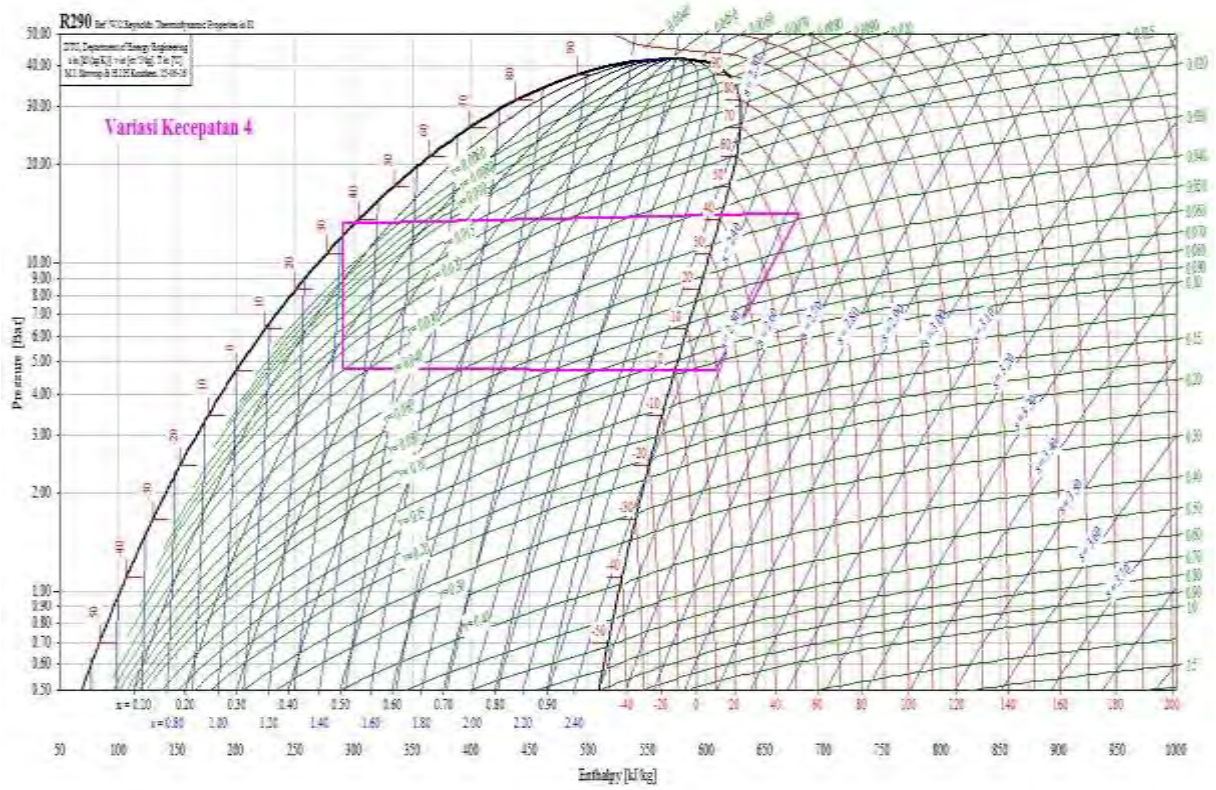
LAMPIRAN K
(PLOT GRAFIK P-h DIAGRAM PADA *HIGH STAGE*)

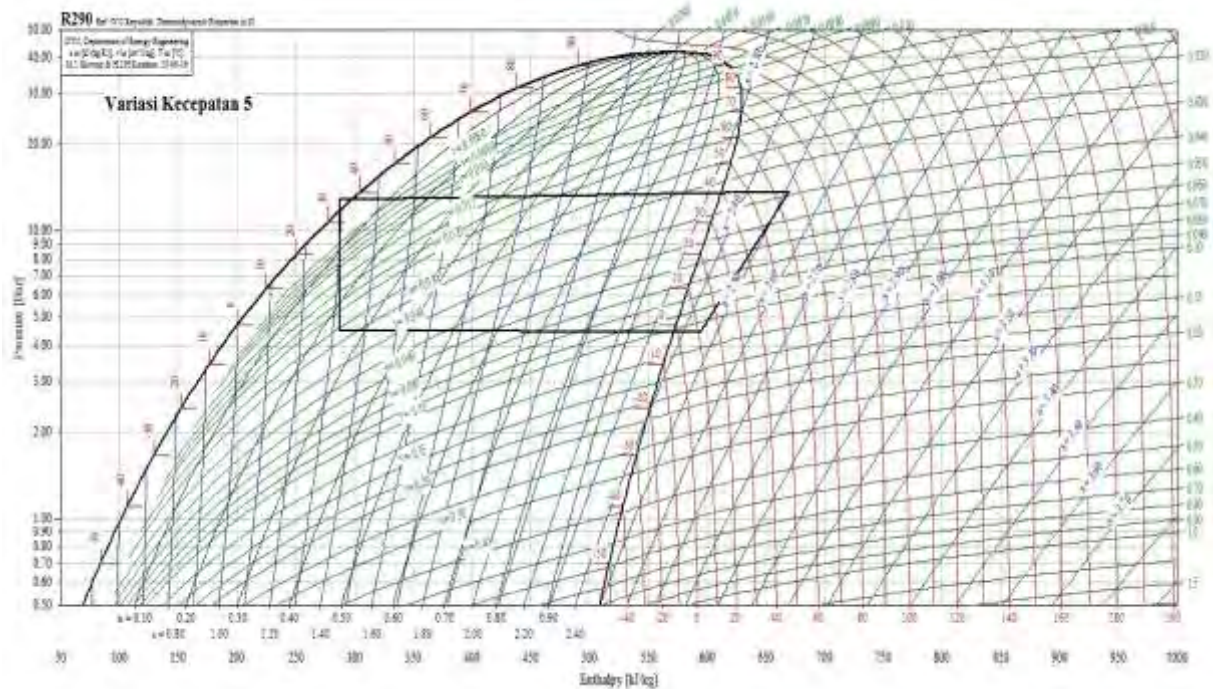




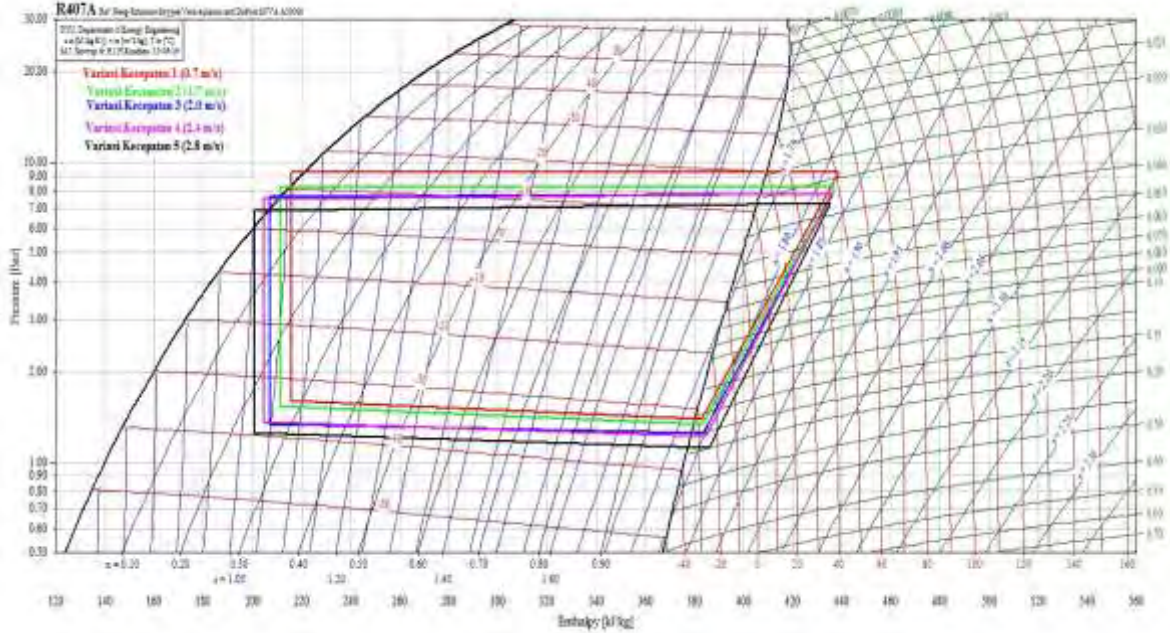


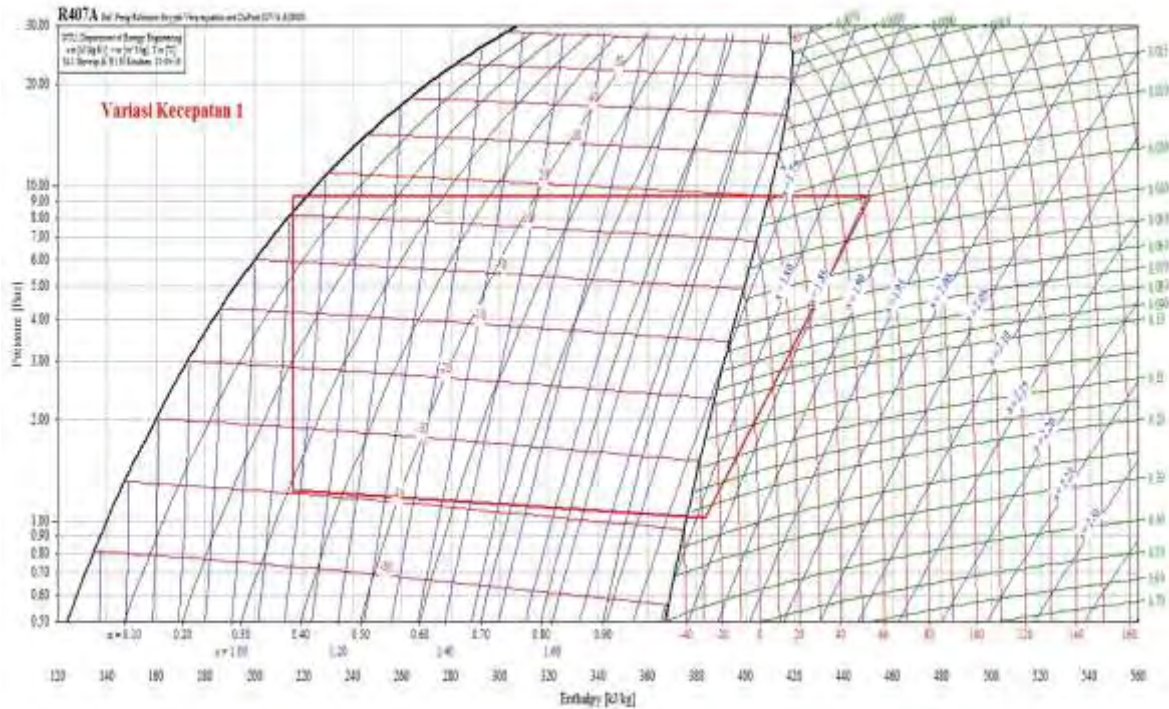


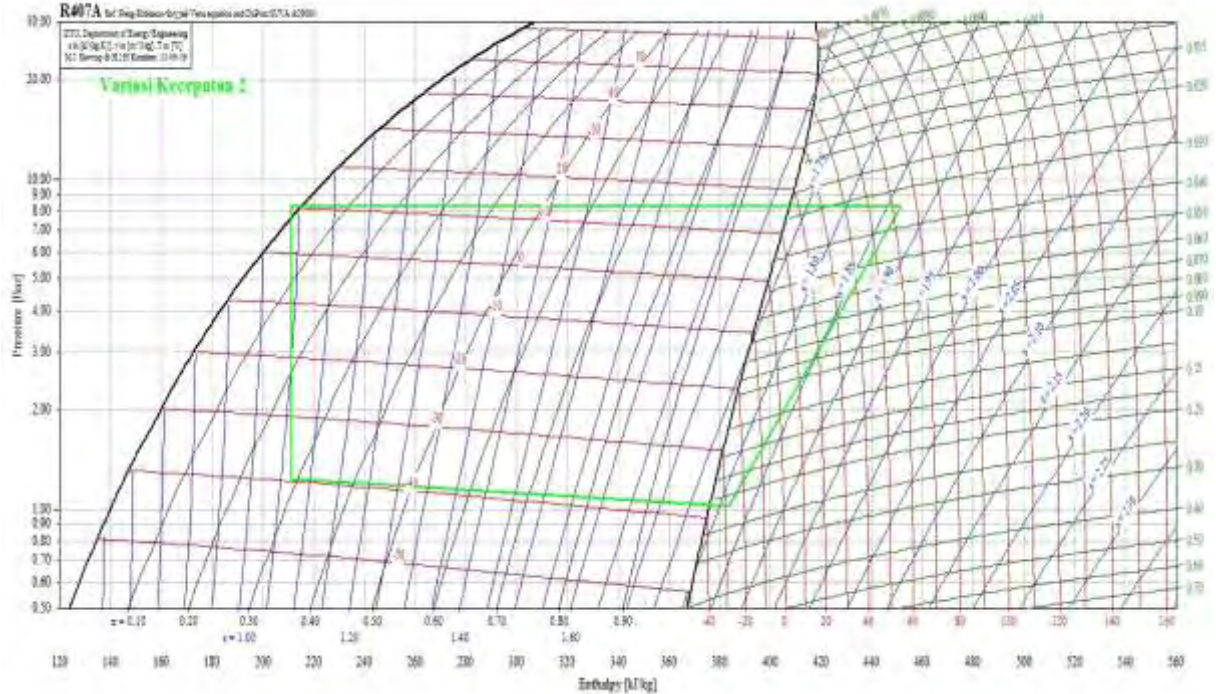


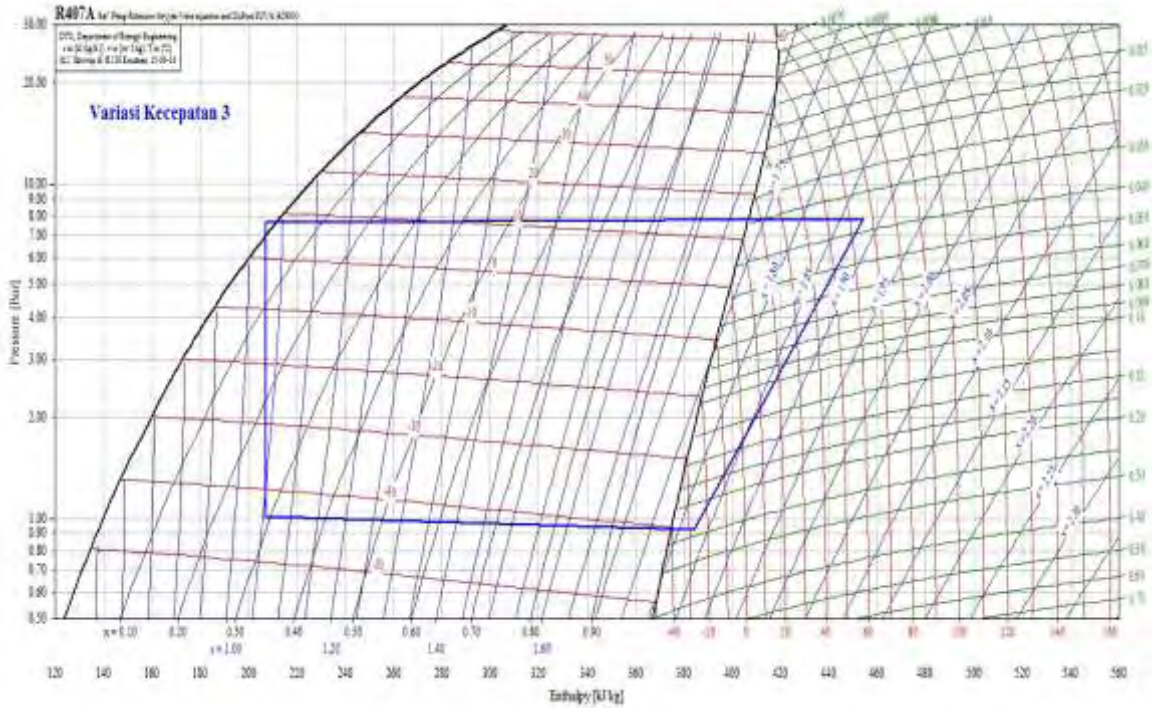


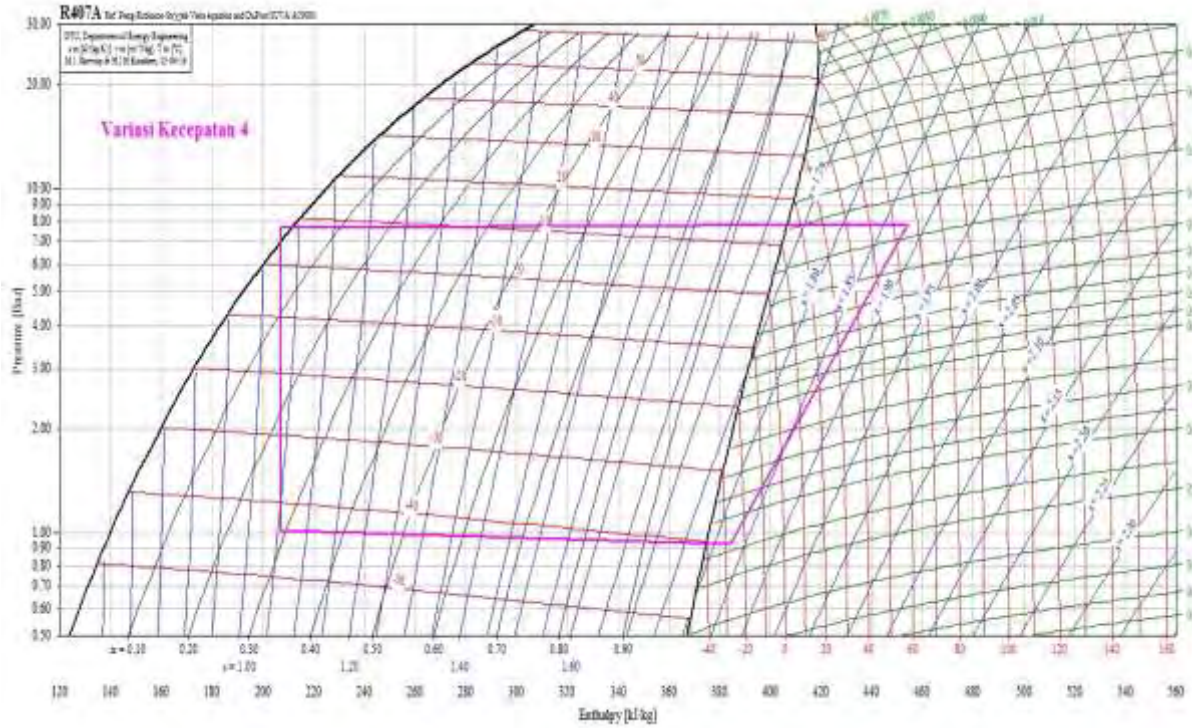
**LAMPIRAN L
(PLOT GRAFIK P-h DIAGRAM PADA LOW STAGE)**

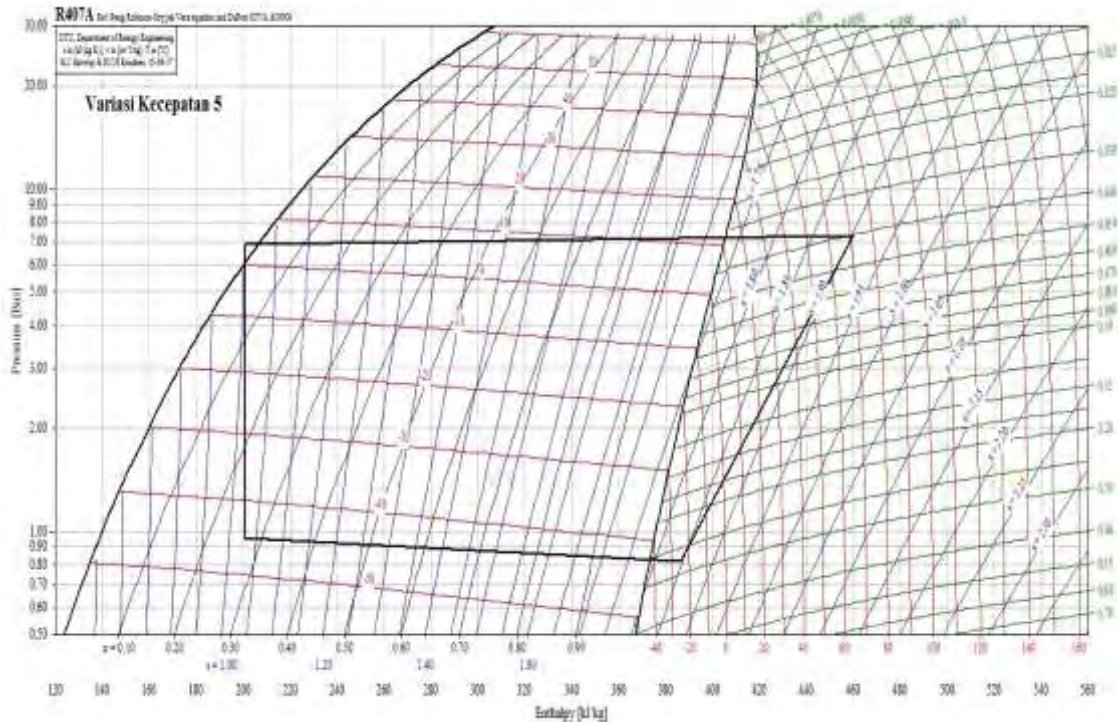












TENTANG PENULIS



Penulis dilahirkan di Jakarta pada tanggal 11 Oktober 1992. Penulis merupakan anak kedua dari lima bersaudara. Pendidikan formal yang telah ditempuh penulis yaitu di SDN 09 Jakarta pada tahun 1997-2003, kemudian melanjutkan sekolah menengah pertama pada tahun 2003-2006 di SMPN 114 Jakarta, setelah itu pada tahun 2006-2009 di SMAN 41 Jakarta, kemudian melanjutkan studi D3 pada tahun 2009 di Politeknik Negeri Jakarta dengan jurusan Teknik Mesin dan Program Studi Alat Berat . Kemudian penulis melanjutkan kuliah S-1 Lintas Jalur di Teknik Mesin FTI-ITS dengan mengambil Jurusan Teknik Mesin, dengan NRP 2112106024.

PT Trakindo merupakan tempat kerja praktek penulis selama enam bulan terhitung pada tahun 2010-2011 dan 2011-2012 dengan masing-masing 3 bulan tiap tahunnya. Penulis juga pernah menjadi asisten di Laboratorium Pendingin dan Pengkondisian Udara Teknik Mesin FTI-ITS.

Jika ingin mengetahui tentang tugas akhir, silahkan menghubungi agungdwiperkasa92@gmail.com.