



TUGAS AKHIR - TM141585

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH
VISKOSITAS PELUMAS TERHADAP
PERFORMANSI *COMPRESSOR*
*REFRIGERATION***

**HAIRUN APRIADI RAMADHAN S
NRP 2113106008**

**Dosen Pembimbing
Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT, Ph.D**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industr**



TUGAS AKHIR - TM141585

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH VISKOSITAS
PELUMAS TERHADAP PERFORMANSI
*COMPRESSOR REFRIGERATION***

**HAIRUN APRIADI RAMADHAN S
NRP 2113106008**

**Dosen Pembimbing
Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT, Ph.D**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**



FINAL PROJECT - TM141585

**EXPERIMENTAL STUDIES EFFECT OF LUBRICANTS
VISCOSITY ON COMPRESSOR REFRIGERATION
PERFORMANCE**

**HAIRUN APRIADI RAMADHAN S
NRP 2113106008**

**Supervisor
Ary Bachtiar Krishna Putra, ST, MT, Ph.D**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Tehcnology
Surabaya 2017**

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH VISKOSITAS
PELUMAS TERHADAP PERFORMANSI
COMPRESSOR REFRIGERATION**

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

Hairon Apriadi Ramadhan S.

NRP. 2113 106 008

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ary Bachtiar K. P., ST., MT., Ph.D. (Pembimbing)
NIP. 197105241997021001
2. Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng. (Penguji I)
NIP. 196505051990031005
3. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D. (Penguji II)
NIP. 196412281990031002
4. Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT. (Penguji III)
NIP. 197301161997021001

SURABAYA

JULI, 2017

**PENGARUH VISKOSITAS PELUMAS
TERHADAP PERFORMANSI COMPRESSOR
REFRIGERATION**

Nama : Hairun Apriadi Ramadhan.S
NRP : 2113106008
Jurusan/Fakultas : Teknik Mesin/Fakultas
Teknologi Industri
Dosen : Ary Bachtiar Krishna Putra,
Pembimbing ST, MT, Ph.D

ABSTRAK

Minyak pelumas atau oli kompresor pada sistem AC berguna untuk melumasi bagian-bagian kompresor agar tidak cepat aus karena gesekan. Selain untuk mengurangi dan memperkecil gesekan dan keausan diantara permukaan-permukaan mesin yang bergerak, pelumas juga berperan untuk menyerap panas yang timbul karena gesekan antara komponen-komponen mesin, hal ini membuat komponen mesin terhindar dari *overheating* atau panas berlebih. Akan tetapi ada kemungkinan performansi kompresor dapat bekerja dengan baik dengan oli kompresor yang memiliki viskositas yang stabil. Viskositas merupakan ukuran kekentalan fluida yang menyatakan besar kecilnya gesekan dalam fluida. Semakin besar viskositas fluida, maka semakin sulit suatu fluida untuk mengalir dan juga semakin sulit suatu benda bergerak di dalam fluida tersebut.

Alat dan bahan yang digunakan dalam penelitian ini antara lain AC *split*, refrigeran jenis terhidrogenasi chlrofluokarbon, pelumas jenis mineral *oil*. AC *split* yang tersusun dari sebuah *indoor unit* dan *outdoor unit* dirangkai dengan TXV (*thermostatic expansion valve*), *inverter*, serta alat ukur berupa *flowmeter*, termokopel, dan *pressure gauge*.

Pengambilan data dilakukan dengan menggunakan variasi putaran *evaporator fan* (*low, medium, high*), penggunaan oli seri 3GS, 4GS dan 5GS. Pada setiap variasi, pengambilan data dilakukan selama 1 jam dengan interval 5 menit.

Hasil yang didapatkan dari studi eksperimen pengaruh viskositas pelumas terhadap performansi compressor refrigeration, dengan dengan penggunaan viskositas 100cSt(5GS) efisiensi kompresor yang dihasilkan pada beban *high* mencapai 73.6% dan nilai tersebut lebih besar jika dibandingkan dengan kedua viskositas 55cSt(4GS) dan 30cSt(3GS), yaitu 72.1% dan 70.3% pada pada kondisi beban *high*. Penggunaan viskositas yang lebih tinggi, menghasilkan efisiensi kompresor yang lebih besar sehingga mempengaruhi kerja kompresor

Kata kunci: *Sistem pengkondisian udara, viskositas, refrigerant, COP, kompresor*

EFFECT OF LUBRICANTS VISCOCITY ON COMPRESSOR REFRIGERATION PERFORMANCE

Name : **Hairun Apriadi Ramadhan.S**
NRP : **2113106008**
Department : **TeknikMesin/Fakultas Teknologi
Industri**
Supervisor : **Ary Bachtiar Krishna Putra, ST,
MT, Ph.D**

ABSTRACT

Lubricating oil or compressor oil in AC system is useful to lubricate parts of the compressor so as not to wear out quickly because of friction. In addition to reducing and minimizing friction and wear between moving machine surfaces, lubricants also contribute to absorbing heat generated by friction between machine components, thus keeping the engine components from overheating or overheating. However, it is possible that the performance of the compressor may work well with a compressor oil that has a stable viscosity. Viscosity is a measure of the viscosity of a fluid that expresses the magnitude of friction in a fluid. The larger the viscosity of the fluid, the harder it is for a fluid to flow and also the harder it will move in the fluid.

Tools and materials used in this research include split air conditioning, hydrolysed refrigerant chlrofluokarbon type, lubricating type of mineral oil. Split AC composed of an indoor unit and outdoor unit coupled with TXV (thermostatic expansion valve), inverter, and measuring instruments such as flowmeter, thermocouple, and pressure gauge. The data were collected by using variation of rotator of fan evaporator (low, medium, high), use of oil series 3GS,

4GS and 5GS. At each variation, data retrieval is performed for 1 hour at 5 min intervals.

The results obtained from experimental studies of the effect of lubricant viscosity on the performance of compressor refrigeration, with With the use of 100cSt viscosity (5GS) the efficiency of the compressor produced at high load reaches 73.6% and the value is greater than both the 55cSt (4GS) and 30cSt (3GS) viscosities of 72.1% and 70.3% under high load conditions. The use of higher viscosity, resulting in greater compressor efficiency thus affecting the compressor work

Keywords: *air conditioning system, viscosity, refrigerant, COP, compressor.*

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis kehadirat Allah *subhanahu wa ta'ala* karena berkat rahmat dan karunia-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul

PENGARUH VISKOSITAS PELUMAS TERHADAP PERFORMANSI *COMPRESSOR REFRIGERATION*

Tugas Akhir ini merupakan salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis ingin menyampaikan terima kasih yang sebesar-besarnya atas dukungan dan semangat yang diberikan dan membantu penulis baik secara langsung maupun tidak dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini. Penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Allah *subhanahu wa ta'ala* karena berkat rahmat dan karunia-Nya penulis berhasil menyelesaikan Tugas Akhir ini.
2. Orang tua dan keluarga penulis yang selalu memberikan doa dan dukungan selama penulis kuliah di Jurusan Teknik Informatika ITS.
3. Bapak Ir. Bambang Pramujati, M.Sc. Eng., Ph.D. selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Bapak Ary Bachtiar Krishna Putra, S.T., M.T., Ph.D., selaku dosen pembimbing yang tidak henti-hentinya memberikan arahan, dukungan dan ilmu yang tak ternilai harganya sehingga penulis mampu menyelesaikan tugas akhir ini.
5. Bapak Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D., Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T, dan Prof. Dr.Eng. Ir. Prabowo, M.Eng, selaku dosen penguji Sidang Tugas

Akhir, terima kasih atas semua kritik, saran dan masukan demi kesempurnaan Tugas Akhir ini.

6. Seluruh staf dan karyawan Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah membantu selama penulis berkuliah di Jurusan Teknik Mesin ITS.
7. Seluruh pihak lain yang tidak bisa penulis sebutkan satu persatu yang telah mendukung penulis.

Penulis mohon maaf apabila terdapat kekurangan dalam penulisan Tugas Akhir ini. Kritik dan saran penulis harapkan untuk perbaikan dan pembelajaran di kemudian hari. Semoga Tugas Akhir ini dapat memberikan manfaat yang sebesar-besarnya.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK.....	i
ABSTRACT.....	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR.....	xi
DAFTAR TABEL.....	xiii
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Rumusan Masalah.....	2
1.3. Tujuan Penelitian.....	3
1.4. Batasan Masalah.....	3
1.5. Manfaat Penelitian.....	3
1.6. Sistematika Penulisan.....	4
BAB 2 DASAR TEORI.....	5
2.1 Penelitian Terdahulu.....	5
2.1.1 Pengertian Umum.....	5
2.1.2 Dwi Purwanto (2004).....	5
2.2 Daur Kompresi Uap Standar.....	6
2.3 Daur Kompresi Uap Nyata.....	9
2.4 Komponen Utama Sistem Refrigerasi.....	11
2.4.1 Kompresor.....	11
2.4.2 Kondensor.....	21

2.4.3	Alat Ekspansi	21
2.4.4	Evaporator	22
2.4.5	Refrigeran.....	23
2.4.6	Coefficient of Performance (COP) actual	24
2.4.7	Rasio Pelepasan Kalor (HRR).....	25
2.5	Pelumasan Pada Mesin Refrigerasi	25
2.5.1	Metode Pelumasan	28
2.5.2	Hubungan Refrigeran dengan Pelumasan	30
2.5.3	Kelarutan Refrigeran Dengan Pelumas (<i>Oil Miscibility</i>).....	31
2.5.4	Syarat-Syarat Pelumas Mesin Refrigerasi.....	34
2.5.5	Pengujian Viskositas Terhadap Kelarutan	39
BAB 3 METODOLOGI PERCOBAAN		39
3.1	Tahapan Penelitian	39
3.1.1	Identifikasi Masalah.....	39
3.1.2	Studi Literatur dan Penentuan Metodologi.....	39
3.1.3	Pengambilan dan Pengolahan Data	39
3.1.3	Pembahasan Data.....	40
3.1.4	Kesimpulan dan Saran	40
3.2	Peralatan Ekperimen.....	40
3.2.1.	Alat Pengujian	41
3.2.3	Alat Ukur	44
3.3	Skema Peralatan Percobaan.....	45
3.4	Prosedur Pengujian.....	46

3.4.1	Langkah Persiapan	46
3.4.2	Langkah Pengujian	47
3.5	Rancangan Eksperimen	48
3.6	Diagram Alir Penelitian	50
BAB 4 PERHITUNGAN DAN ANALISIS DATA.....		51
4.1	Data Hasil Penelitaian	51
4.2	Perhitungan Data	51
4.2.1	Konversi Tekanan	52
4.2.2	Mencari properti Refrigerant	53
4.2.3	Menghitung laju aliran massa refrijeran	54
4.2.4	Perhitungan mencari daya <i>input compressor</i>	54
4.2.5	Perhitungan Kerja Aktual Kompresor	55
4.2.6	Perhitungan Kerja Isentropis Kompresor.....	55
4.2.7	Perhitungan Efisiensi Kompresi Kompresor	55
4.2.8	Perhitungan Q Evaporator	56
4.2.9	Perhitungan Q Kondenser	56
4.2.10	Menghitung <i>Heat Rejection Ratio</i> (HRR).....	56
4.2.11	Perhitungan COP (Coefficient of Performance)	57
4.3	Analisa Grafik.....	57
4.3.1	Analisa Grafik Kerja Kompresor sebagai Fungsi beban Evaporator	58
4.3.2	Analisa Grafik Efisiensi Isentropis Kompresor sebagai Fungsi beban Evaporator	60

4.3.3 Analisa Grafik Kapasitas Evaporator sebagai Fungsi beban Evaporator	61
4.3.4 Analisa Grafik Kapasitas Kondensor sebagai Fungsi beban Evaporator	63
4.3.5 Analisa Grafik COP sebagai Fungsi beban Evaporator.....	64
4.3.6 Analisa Grafik HRR sebagai Fungsi beban Evaporator.....	66
4.3.7 Analisa Grafik Daya Listrik sebagai Fungsi beban Evaporator	68
4.3.8 Analisa P-h diagram sebagai Fungsi beban Evaporator <i>Low</i>	70
4.3.9 Analisa P-h diagram sebagai Fungsi beban Evaporator <i>Medium</i>	71
4.3.10 Analisa P-h diagram sebagai Fungsi beban Evaporator <i>High</i>	72
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN.....	69
5.1 Kesimpulan.....	69
5.2 Saran.....	70
DAFTAR PUSTAKA	72
LAMPIRAN	
BIODATA PENULIS	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Grafik Hasil penelitian Dwi Purwanto (2004). 5	
Gambar 2.2 (a) Daur Kompresi Uap Standar; (b) Daur Kompresi Uap Standar Dalam Diagram Tekanan- Entalpi; (c) Diagram Aliran..... 7	
Gambar 2.3 Daur Kompresi Uap Nyata Dibanding dengan Daur Standar..... 10	
Gambar 2.4 Kompresor torak (a) Konstuksi kompresor torak, (b) Mekanisme kompresor torak..... 13	
Gambar 2.5 Mekanisme kompresor putar (a) Kompresor putar jenis daun berputar, (b) Kompresor putar jenis daun diam..... 14	
Gambar 2.6 Kompresor sekrup (a) Penampang rotor kompresor sekrup, (b) Konstruksi kompresor sekrup, (c) Mekanisme kompresor sekrup 16	
Gambar 2.7 Langkah kompresi pada kompresor..... 19	
Gambar 2.8 Skema termodinamika kondensor..... 21	
Gambar 2.9 Gambar sistem pada evaporator..... 22	
Gambar 2.10 <i>Oil supply system</i> yang terdapat di dalam kompresor <i>hermetic rotary</i> 29	
Gambar 3.1 <i>Indoor unit</i> 41	
Gambar 3.2 <i>Outdoor unit</i> 42	
Gambar 3.3 Kompresor hermetik tipe <i>rotary</i> (Matshusita <i>Rotary Compressor</i>)..... 43	
Gambar 3.4 Skema Sistem AC 45	
Gambar 3.5 Titik Pengukuran untuk Pengambilan Data.. 46	
Gambar 3.6 Diagram alir penelitian 50	
Gambar 4.1 Grafik kerja kompresor sebagai fungsi beban evaporator..... 58	
Gambar 4.2 Grafik efisiensi isentropis kompresor sebagai fungsi beban evaporator 60	

Gambar 4.3 Grafik kapasitas evaporator sebagai fungsi beban evaporator	61
Gambar 4.4 Grafik kapasitas kondensor sebagai fungsi beban evaporator	63
Gambar 4.5 Grafik COP sebagai fungsi beban evaporator	64
Gambar 4.6 Grafik HRR sebagai fungsi beban evaporator	66
Gambar 4.7 P-h diagram sebagai fungsi beban evaporator <i>low</i>	70
Gambar 4.8 P-h diagram sebagai fungsi beban evaporator <i>medium</i>	71
Gambar 4.9 P-h diagram sebagai fungsi beban evaporator <i>high</i>	72

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Tabel Viskositas dasar	38
Tabel 2.2 Refrigeran dan pemilihan pelumas	40
Tabel 2.3 Merk dagang beberapa pelumas kompresor	41
Tabel 3.1 Spesifikasi <i>indoor unit</i>	41
Tabel 3.2 Spesifikasi <i>outdoor unit</i>	42
Tabel 3.3 Keterangan gambar kompresor hermetik tipe <i>rotary</i> (Matshusita <i>Rotary Compresor</i>).....	43
Tabel 3.4 Tipikal Data SUNISO GS	44
Tabel 3.5 Parameter-Parameter Eksperimen	49
Tabel 4.1 Parameter analisis yang digunakan sebagai contoh perhitungan.....	51

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Kompresor adalah alat untuk memompa bahan pendingin (refrigeran) agar tetap bersirkulasi di dalam sistem. Performansi kompresor gas refrigeran yang menurun dapat menjadi kendala besar untuk mencapai kinerja. Permasalahan yang terjadi pada sebuah kompresor AC yang melewati umur produktif biasanya adalah ketidakmampuan untuk memampatkan gas *refrigerant* atau *freon* AC yang ditandai dengan keausan pada torak. Keausan yang terjadi pada kompresor biasanya pada piston ini ditandai dengan tidak dinginnya *evaporator*, arus kecil, tekanan *freon* pada pipa tekan dan pipa hisap tidak jauh berbeda. Karat dapat terjadi pada *body* kompresor dan dapat menimbulkan bocor pada kompresor. Permasalahan tersebut adalah salah satu penyebab utama turunnya performansi pada kompresor.

Keausan pada komponen-komponen kompresor dapat diperkecil dengan memberikan pelumas yang tepat, meliputi sistem pelumasan dan kualitas dari pelumasnya. Bagian-bagian dari mesin kompresor yang bergerak relatif satu sama lain dan saling bergesekan membutuhkan pelumas agar gesekan yang ditimbulkan menjadi lebih kecil. Gesekan yang tidak bisa dikendalikan tidak saja memberi kerugian langsung dalam energi dan material, tetapi juga dapat berpengaruh langsung pada kinerja mesin. Gesekan dan gerakan yang tidak terkendali tersebut dapat menyebabkan temperatur bagian yang bergesekan menjadi lebih tinggi dari lingkungan sekitar dan akan semakin tinggi. Jika gesekan tersebut tidak dikendalikan, akan mengganggu operasi mesin dan dapat berakibat pada kegagalan mesin.

Minyak pelumas atau oli kompresor pada sistem AC berguna untuk melumasi bagian-bagian kompresor agar tidak cepat aus karena gesekan. Selain untuk mengurangi dan memperkecil gesekan dan keausan diantara permukaan-permukaan mesin yang bergerak, pelumas juga berperan untuk menyerap panas yang timbul karena gesekan antara komponen-komponen mesin, hal ini membuat komponen mesin terhindar dari *overheating* atau panas berlebih. Akan tetapi ada kemungkinan performansi kompresor dapat bekerja dengan baik dengan oli kompresor yang memiliki viskositas yang stabil. Viskositas merupakan ukuran kekentalan fluida yang menyatakan besar kecilnya gesekan dalam fluida. Semakin besar viskositas fluida, maka semakin sulit suatu fluida untuk mengalir dan juga semakin sulit suatu benda bergerak di dalam fluida tersebut.

Untuk mengetahui performansi dari kompresor maka dilakukan variasi beban pendinginan, sehingga dapat diketahui daya yang dikonsumsi. viskositas pelumas dalam sebuah mesin dapat dijadikan sebagai acuan dalam penelitian ini, namun dalam sebuah mesin yang bergetar atau bergerak pasti terjadi gesekan dan tumbukan antar komponen didalamnya sehingga selain menghasilkan panas, mesin juga akan menghasilkan suara. Maka dari itu dilakukan penelitian dengan judul “Pengaruh Viskositas Pelumas Terhadap Performansi *Compressor Refrigeration*”.

1.2. Rumusan Masalah

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

1. Bagaimana hubungan viskositas pelumas berpengaruh terhadap *performance* kompresor.
2. Bagaimana menganalisis optimalisasi kerja kompresor dan efektifitasnya terhadap pendinginan udara.

1.3. Tujuan Penelitian

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

1. Untuk mengetahui hubungan viskositas pelumas berpengaruh terhadap *performance* kompresor.
2. Untuk mengetahui optimalisasi kerja kompresor dan efektifitasnya terhadap pendinginan udara.

1.4. Batasan Masalah

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

1. Efisiensi volumetrik dan adiabatik.
2. Pembahasan tentang perhitungan daya kompresor untuk mengetahui berapa efisiensi energi yang dibutuhkan.
3. Putaran kompresor dianggap konstan.
4. Pelumas yang digunakan adalah jenis mineral oil.

1.5. Manfaat Penelitian

Manfaat yang akan dicapai dari penelitian ini adalah:

1. Meningkatkan performansi kompresor.

2. Mengurangi konsumsi daya yang berlebih, mengurangi kebisingan dan getaran serta memperpanjang umur AC.

1.6. Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan yang digunakan adalah sebagai berikut :

- **BAB 1 PENDAHULUAN**
Pada bagian ini diuraikan latar belakang, perumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah dan sistematika penulisan.
- **BAB 2 DASAR TEORI**
Pada bagian ini diuraikan beberapa landasan teori dan hasil penelitian sebelumnya.
- **BAB 3 METODE PENELITIAN**
Pada bagian ini akan diuraikan metode penelitian, spesifikasi peralatan yang akan dipakai dalam pengujian, cara pengujian, dan data yang diambil
- **BAB 4 DATA DAN ANALISA HASIL**
Pada bab ini berisi tentang data-data dari hasil percobaan, contoh perhitungan dan hasil penelitian yang ditampilkan dalam bentuk grafik, serta memberikan analisa tentang hasil percobaan.
- **BAB 5 PENUTUP**
Pada bab ini berisi kesimpulan yang diambil dari hasil analisa penelitian dan saran-saran.

BAB 2 DASAR TEORI

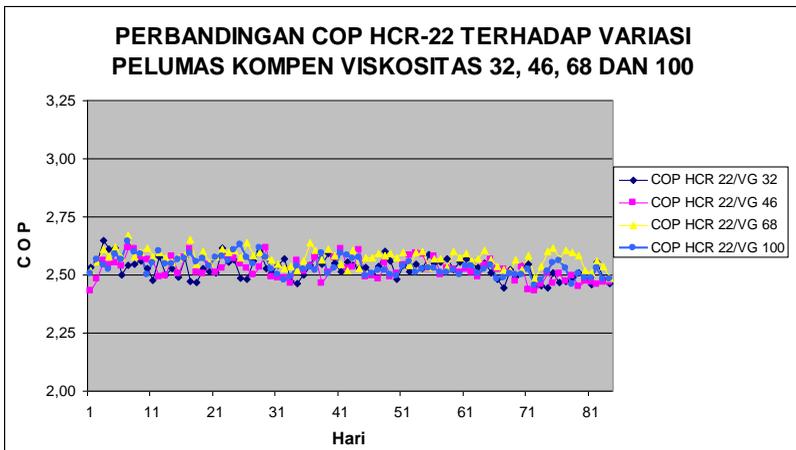
2.1 Penelitian Terdahulu

Telah dilakukan beberapa penelitian tentang viskositas pelumas terhadap performansi compressor refrigeration. Berikut paparan tinjauan pustaka tersebut.

2.1.1 Pengertian Umum

Suatu rangkain mesin yang memiliki fungsi sebagai pendingin udara yang dirancang untuk menstabilkan suhu udara dan kelembapan suatu area dengan cara menyerap kalor udara dalam ruangan kemudian kalor tersebut dilepaskan ke udara lingkungan menggunakan system refrigerasi uap.

2.1.2 Dwi Purwanto (2004)



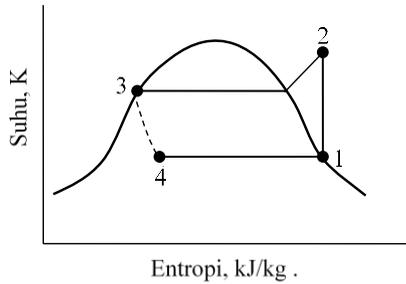
Gambar 2.1 Grafik Hasil penelitian Dwi Purwanto (2004)

Gambar diatas menunjukkan hasil penelitian Dwi Purwanto yang melakukan penelitian dengan pengujian ketahanan kompresor dan pengujian karakteristik kombinasi penggunaan refrigerant dan pelumas pada suatu mesin pendingin. Dari hasil penelitian dapat dilihat bahwa COP pada kombinasi HCR-22 dengan pelumas viskositas 46 cenderung lebih kecil bila dibandingkan dengan kombinasi refrigeran HCR-22 dengan viskositas lainnya. Dari grafik terlihat bahwa nilai COP dari kombinasi HCR 22 – 46, cenderung berada dibawah dari nilai COP HCR 22 – 68 dan 22 – 100, serta nilainya cenderung berdekatan dengan COP HCR 22 – 32. Oleh karena itu dari grafik perbandingan tersebut dapat kita simpulkan bahwa dari segi performa atau unjuk kerja, kombinasi HCR 22 – 68 memiliki performa yang paling baik diikuti oleh HCR 22 – 100 lalu untuk HCR 22 – 46 dan HCR 22 – 32 memiliki performa yang cenderung berada dibawah performa dua kombinasi sebelumnya.

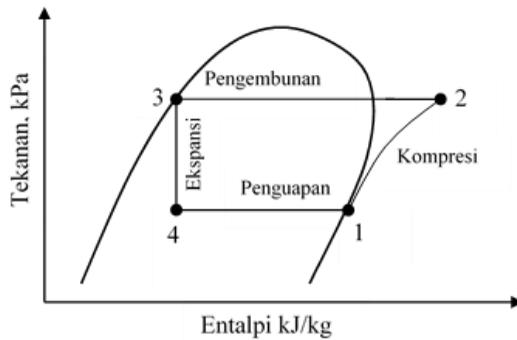
2.2 Daur Kompresi Uap Standar

Yang perlu diperhatikan dalam daur kompresi uap standar adalah uap refrigeran yang keluar dari evaporator dan masuk ke kompresor merupakan uap jenuh pada tekanan dan temperatur penguapan. Selain itu, refrigeran yang keluar dari kondensor dan masuk ke alat ekspansi berupa cairan jenuh pada tekanan dan temperatur pengembunan.

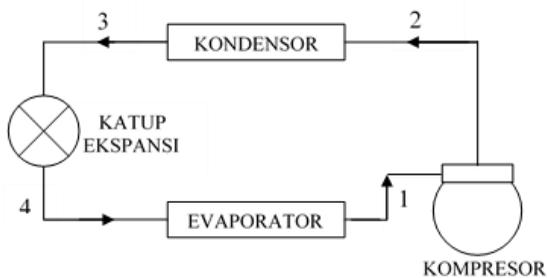
Gambar 2.3 (a) berikut ini menyatakan skema siklus kompresi uap, siklus ini dibentuk oleh proses kompresi, kondensasi, ekspansi dan evaporasi.



(a)



(b)



(c)

Gambar 2.2 (a) Daur Kompresi Uap Standar; (b) Daur Kompresi Uap Standar Dalam Diagram Tekanan- Entalpi; (c) Diagram Aliran

1. Proses Kompresi

Proses kompresi berlangsung dari titik 1 ke titik 2. Pada siklus teoritis diasumsikan refrigeran tidak mengalami perubahan kondisi selama mengalir di jalur hisap. Pada proses ini uap refrigeran pada tekanan evaporasi di kompresi sampai pada tekanan kondensasi. Proses kompresi diasumsikan isentropik sehingga pada diagram tekanan entalpi, titik 1 dan titik 2 berada pada satu garis entropi konstan. Pada titik 2 uap refrigeran berada pada kondisi *superheat*. Proses kompresi memerlukan kerja luar, entalpi uap naik yaitu dari h_1 ke h_2 . Besarnya kenaikan ini sama dengan besarnya kerja mekanis yang dilakukan pada uap refrigeran.

2. Proses Kondensasi

Proses 2 – 3 terjadi dikondensor. Uap panas refrigeran yang keluar dari kompresor didinginkan sampai pada temperatur kondensasi dan kemudian di kondensasikan. Titik 2 adalah kondisi refrigeran yang keluar dari kompresor. Pada proses 2-3 ini refrigeran mula-mula berada pada kondisi uap jenuh pada tekanan dan temperatur kondensasi yang selanjutnya akan mengalami proses kondensasi uap di dalam kondensor. Proses kondensasi terjadi pada tekanan konstan. Jumlah panas yang dipindahkan selama proses ini adalah beda entalpi antara 2 – 3. Panas total ini berasal dari panas yang diserap oleh refrigeran yang menguap di dalam evaporator dan panas yang masuk karena adanya kerja mekanis pada kompresor.

3. Proses Ekspansi

Proses ekspansi berlangsung dari titik 3 ke titik 4. Pada siklus standar diasumsikan tidak terjadi perubahan kondisi cairan refrigeran yang mengalir di dalam jalur cairan sampai ke *throttling device*. Kondisi refrigeran masuk ke alat pengontrol dinyatakan oleh titik 3. Pada proses ini terjadi penurunan tekanan refrigeran dari tekanan kondensasi titik 3 menjadi tekanan evaporasi titik 4. Pada waktu cairan diekspansikan melalui alat ekspansi ke evaporator, temperatur refrigeran juga turun dari temperatur kondensasi ke temperatur evaporasi. Hal ini disebabkan oleh terjadinya penguapan sebagian cairan refrigeran selama proses ekspansi. Proses 3 – 4 merupakan proses ekspansi adiabatik dimana entalpi fluida tidak berubah di sepanjang proses. Refrigeran pada titik 4 berada pada kondisi campuran cair – uap.

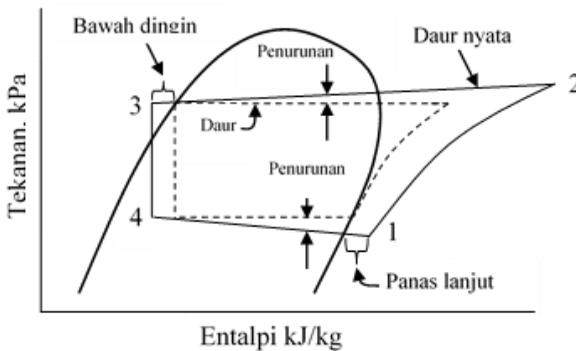
4. Proses Evaporasi

Proses 4 – 1 adalah proses penguapan refrigeran pada evaporator. Proses ini berlangsung pada temperatur dan tekanan tetap. Pada titik 1 seluruh refrigeran berada pada kondisi uap jenuh. Selama proses 4 – 1 entalpi yang diserap adalah beda entalpi antara titik 1 dan titik 4 disebut efek refrigerasi (RE).

2.3 Daur Kompresi Uap Nyata

Daur kompresi uap nyata mengalami pengurangan efisiensi dibandingkan dengan daur standar. Perbedaan penting antara daur nyata dan standar terletak pada penurunan

tekanan didalam kondensor dan evaporator, dalam pembawahdinginan (subcooling) cairan yang meninggalkan kondensor, dan dalam pemanasan lanjut (superheat) uap yang meninggalkan evaporator. Pada daur nyata penurunan tekanan karena adanya gesekan. Akibat dari penurunan ini, kompresi pada titik 1 dan 2 memerlukan lebih banyak kerja dibandingkan dengan daur standar.



Gambar 2.3 Daur Kompresi Uap Nyata Dibanding dengan Daur Standar

Subcooling yang terjadi pada kondensor merupakan peristiwa yang normal dan menguntungkan karena dengan adanya proses ini maka refrigeran yang memasuki katup ekspansi seluruhnya dalam keadaan cair, sehingga menjamin efektifitas alat ini.

Superheat yang terjadi pada evaporator juga merupakan sesuatu yang menguntungkan karena peristiwa ini dapat mencegah refrigeran yang masih dalam fase cair memasuki kompresor. Perbedaan terakhir pada siklus nyata kompresi yang tidak lagi isentropik dan terdapat kerugian akibat gesekan dan hal – hal lain.

2.4 Komponen Utama Sistem Refrigerasi

Komponen utama secara umum agar sistem refrigerasi dapat bekerja dengan baik adalah sebagai berikut:

- a) Kompresor
- b) Kondensor
- c) *Expansion valve*
- d) Evaporator

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 berfungsi dengan baik.

2.4.1 Kompresor

Terdapat beberapa jenis kompresor yang umum digunakan, penggolongan kompresor dapat dibedakan berdasarkan metode kompresi dan konstuksinya.

1. Berdasarkan Metode Kompresinya

- Kompresor Positif (*Positive Displacement Compressor*)

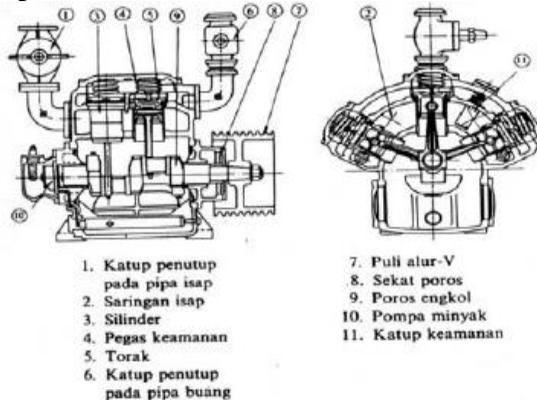
Kompresor positif adalah suatu kompresor dimana gas dihisap masuk ke dalam silinder dan dikompresikan. Yang termasuk jenis ini adalah:

a) Kompresor Torak

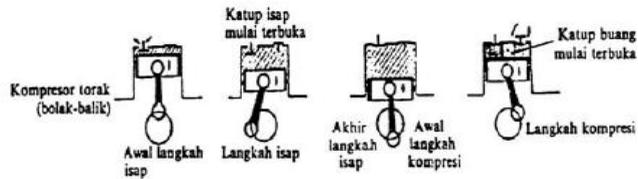
Prinsip kerja dari kompresor ini didasarkan atas pemindahan fluida oleh torak, sehingga memungkinkan untuk menimbulkan tekanan yang tinggi pada kapasitas yang rendah. Kecepatan putar yang tinggi dipergunakan apabila diperlukan kapasitas yang lebih besar. Namun pada kompresortorak yang konvensional

kecepatan putar tersebut ada batasnya. Hal tersebut disebabkan karenaterbatasnya kekuatan material dan terjadinya getaran yang disebabkan oleh bagian mesin yang bergerak bolak-balik. Kecepatan putar kompresor ini berkisar antara 900 – 1800 rpm dan untuk memperoleh kapasitas yang lebih besar dipakai kompresir bersilinder banyak.

Proses ekspansi, pengisapan penekanan dan pengeluaran dicapai oleh gerakan bolak-balik dari torak. Pada saat langkah hisap piston, gas refrigeran yang bertekanan rendah ditarik masuk melalui katup hisap yang terletak pada piston atau di kepala kompresor. Pada saat buang, piston menekan refrigeran dan mendorongnya keluar melalui katup buang yang biasanya terletak pada kepala silinder.



(a)



(b)

Gambar 2.4 Kompresor torak (a) Konstruksi kompresor torak, (b) Mekanisme kompresor torak

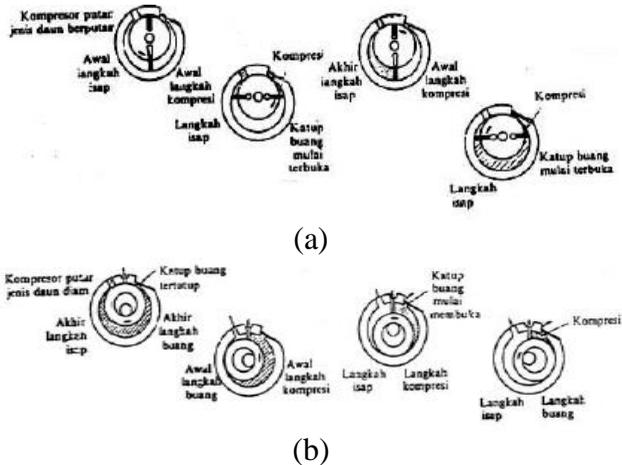
b) Kompresor Putar

Kompresor dengan jenis ini dapat dibagi kembali menjadi dua jenis, yaitu jenis daun berputar dan jenis daun stasioner atau diam. Pada kompresor dengan jenis daun berputar, daun terletak pada rotor yang berputar tetapi dapat berputar dalam arah radial. Dengan demikian puncak daun selalu merapat pada bagian dalam silinder. Jenis ini banyak digunakan sebagai kompresor untuk unit penyegar udara berkapasitas rendah.

Sedangkan pada jenis daun stasioner, daun terletak menempel pada permukaan rotor yang berputar (torak berputar). Proses penghisapan dan penekanan dicapai oleh pengembangan dan penyempitan ruang yang silih-berganti. Hal ini dapat dimungkinkan oleh ring eksentrik yang berputar dalam ruangan berbentuk silindris yang konsentris.

Dibandingkan dengan kompresor torak, maka konstruksi dari kompresor putar ini lebih sederhana dan jumlah komponen yang bergerak lebih sedikit, sehingga getarannya lebih halus,

namun demikian bagianbagian yang bergesekan harus dibuat dengan ketelitian tinggi serta dari bahan yang tidak mudah aus.



Gambar 2.5 Mekanisme kompresor putar (a) Kompresor putar jenis daun berputar, (b) Kompresor putar jenis daun diam

c) Kompresor Sekrup

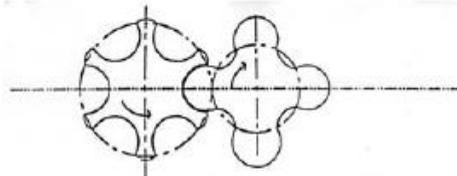
Seperti kompresor torak, mekanisme kompresi dari kompresor sekrup melakukan 3 langkah, yaitu langkah hisap, kompresi dan langkah keluar. untuk mengurangi kerugian akibat gesekan pada aliran gas maka gas dihisap, dikompresikan dan dikeluarkan dalam arah aksial.

Dalam gambar 2.6 di bawah ini dapat dilihat penampang 2 buah elemen putar utama kompresor sekrup. Di dalam rumah kompresor jantan dengan 4 kuping, di sebelah kanan

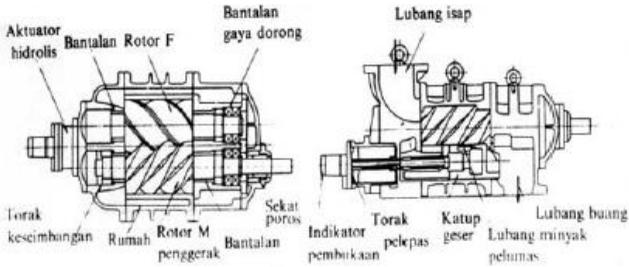
menggerakkan rotor betina. Uap refrigeran memasuki 1 ujung kompresor (di puncak) dan meninggalkan kompresor dari ujung yang lain (di bawah). Pada posisi hisap, terbentuk ruang hampa, hingga uap mengalir ke dalamnya. Sesaat ruang *interlobe* tersebut meninggalkan lubang masuk, rongga tersebut telah dipenuhi oleh gas. Bila putaran terus berlanjut, gas yang berkurang digerakkan mengelilingi rumah kompresor. Pada putaran selanjutnya terjadi penangkapan (*mesing*) kuping rotor jantan oleh lekuk rotor betina, sehingga memperkecil rongga dan menekan gas tersebut. Pada saat tertentu, dalam proses kompresi lubang buang terbuka, sehingga dengan penangkapan kuping lebih lanjut, gas yang tertekan keluar melalui lubang buang tersebut.

Kompresor sekrup memiliki beberapa keuntungan yaitu :

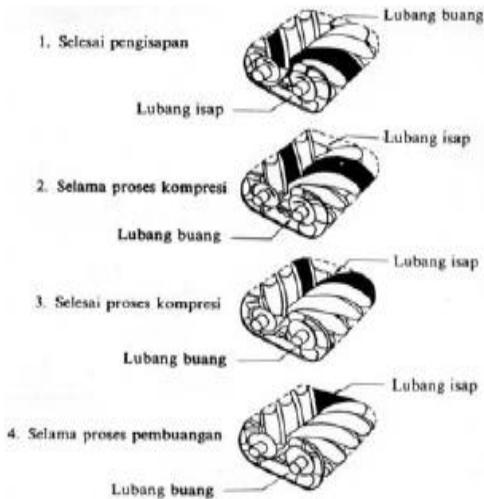
- a. Lebih sedikit jumlah bagian yang bergesekan
- b. Perbandingan kompresi yang tinggi dalam suatu tingkat,
- c. Relatif stabil terhadap pengaruh cairan (kotoran) yang terserap dalam refrigeran.



(a)



(b)



(c)

Gambar 2.6 Kompresor sekrup (a) Penampang rotor kompresor sekrup, (b) Konstruksi kompresor sekrup, (c) Mekanisme kompresor sekrup

- Kompresor Non Positif (*Non Positive Displacement Compressor*)

Kompresor non positif adalah suatu kompresor, dimana gas yang dihisap masuk dipercepat alirannya oleh sebuah impeller yang

kemudian mengubah energy kinetik untuk menaikkan tekanan. Yang termasuk dalam jenis ini adalah kompresor sentrifugal.

Cara kerja konstruksi kompresor sentrifugal sama dengan pompa sentrifugal, fluida memasuki mata impeller yang berputar dan kemudian dilemparkan ke arah lingkaran luar impeller dengan daya sentrifugal. Sudu-sudu impeller meninggikan putaran gas tersebut dan membangkitkan tekanan. Dari impeller ini gas mengalir ke sudu-sudu penghambur atau ke ruang spiral (*volute*), dimana sejumlah energi kinetik diubah menjadi tekanan. Kompresor sentrifugal bekerja dengan kompresi adiabatik dengan efisiensi antara 70% hingga 80%.

Untuk menghasilkan karakteristik yang baik, harus dipertimbangkan dua dimensi pada impeller yaitu diameter roda dan lebar antara muka-muka impeller. Biasanya diameter roda sangat ditentukan oleh tekanan buang yang harus dicapai, karena untuk suatu kecepatan putar tertentu, diameter roda yang besar akan menghasilkan kecepatan roda yang lebih tinggi, yang menghasilkan perbandingan tekanan yang lebih besar.

2. Menurut Konstruksinya

Berdasarkan konstruksinya, kompresor dibagi menjadi tiga jenis:

1. Kompresor hermatik.
2. Kompresor semi hermatik.
3. Kompresor terbuka.

- Kompresor Hermatik

Pada kompresor ini, motor listrik dan kompresor berada dalam suatu rumah kompresor. Pada kompresor ini digunakan sambungan las, sehingga ruangan di dalam kompresor menjadi kedap suara (hermatik). Kompresor hermatik biasanya dibuat untuk unit kapasitas rendah, sampai 7,5 kW, misalnya penyegar udara.

- **Kompresor Semi Hermatik**

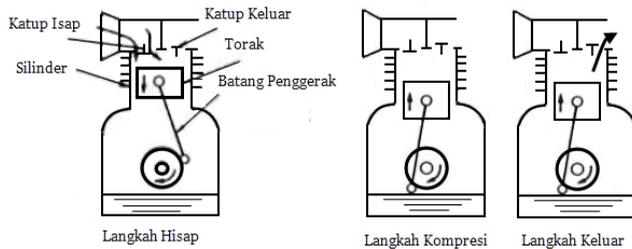
Pada dasarnya kompresor ini hampir sama dengan kompresor hermatik. Perbedaannya pada rumah kompresor yang terbuat dari besi tuang dan bagianbagian penutup dan penyambungannya dapat dibuka. Dalam konstruksi kompresor jenis ini mempunyai motor listrik yang menjadi satu dengan kompresor, jadi motor listrik tersebut berada di dalam perpanjangan ruang engkol dari kompresor. Dengan demikian tidak diperlukan penyekat poros, sehingga dapat dicegah terjadinya kebocoran.

- **Kompresor Terbuka**

Pada kompresor ini mempunyai poros yang panjang hingga keluar rumah kompresor untuk dapat disambungkan dengan motor. Kelemahan dari jenis ini adalah harus dibuat seal perapat pada tempat keluar poros pada rumah kompresor guna mencegah kebocoran gas refrigeran atau masuknya udara luar.

Kerja kompresi dilakukan oleh kompresor. Kompresor AC Split berfungsi meningkatkan tekanan uap refrigeran pada tekanan rendah keluaran evaporator agar mencapai temperatur kondensasi dengan tekanan yang lebih tinggi. Proses kompresi ideal berlangsung secara isentropik.

Besarnya energi yang diperlukan untuk proses kompresi pada siklus refrigerasi adalah :



Gambar 2.7 Langkah kompresi pada kompresor

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

Ket: \dot{W}_c = kerja thermodinamika kompresor (Watt)

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

h_2 = entalpi keluar kompresor (kJ/kg)

h_1 = entalpi masuk kompresor (kJ/kg)

Kerja kompresor juga dapat diketahui dari daya listrik yang kita berikan ke kompresor, dengan rumus:

$$\dot{W}_{in} = V I \cos \phi \quad (2.2)$$

Ket: \dot{W}_{in} = kerja yang masuk ke *outdoor* (watt)

V = tegangan listrik masuk ke *outdoor* unit (Volt)

I = kuat arus yang masuk ke *outdoor* unit (Amper)

$\cos \phi$ = faktor daya (asumsi=0,953)

Untuk efisiensi yang dimiliki oleh sebuah kompresor dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\dot{W}_{c_s} = \dot{m}_{ref}(h_{2s} - h_1) \quad (2.3)$$

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{c_s}}{\dot{W}_c} = \frac{(h_{2_s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (2.4)$$

Ket: η_c = efisiensi isentropi kompresor
 \dot{W}_c = kerja kompresor aktual (Watt)
 \dot{W}_{c_s} = kerja kompresor ideal (Watt)
 h_{2_s} = entalpi ideal keluar kompresor (kJ/kg)
 h_2 = entalpi aktual keluar kompresor (kJ/kg)
 h_1 = entalpi masuk kompresor (kJ/kg)

Untuk mendefinisikan kompresor yang baik adalah dengan cara mengetahui nilai efisiensi kompresor tersebut harus mendekati 1 (satu).

Untuk mencari temperatur rata-rata bodi kompresor adalah dengan cara mengetahui \dot{Q}_{loss} yang dialami kompresor dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\dot{W}_{motor} = \dot{Q}_{loss} + \dot{W}_{useful} \quad (2.5)$$

$$\dot{W}_{in} = \dot{Q}_{loss} + \dot{W}_c \quad (2.6)$$

$$\dot{Q}_{loss} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_c \quad (2.7)$$

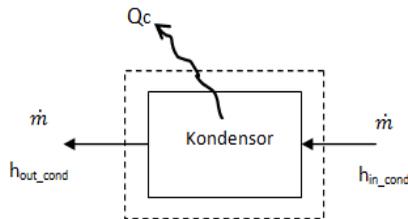
Oleh karena itu parameter analisis yang digunakan dalam perhitungan ini adalah $\dot{Q}_{loss,panas}$ saja sehingga persamaan 2.7 menjadi :

$$hA_s \Delta T = VI \cos \theta - \dot{m} \Delta h \quad (2.8)$$

$$hA_s (T_b - T_\infty) = VI \cos \theta - \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (2.9)$$

2.4.2 Kondensor

Kondensor merupakan alat penukar kalor yang berada pada daerah tekanan tinggi dari sistem refrigerasi. Kondensor berfungsi sebagai pembuang panas (*heat rejection*) dari dalam sistem ke luar sistem. Pada saat refrigeran memasuki kondensor, maka refrigeran akan mengalami perubahan fase dari gas menjadi cair (terkondensasi). Proses kondensasi berlangsung pada tekanan konstan atau isobar.



Gambar 2.8 Skema thermodinamika kondensor

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (2.5)$$

Ket: \dot{Q}_c = energi panas yang dibuang (Watt)
 \dot{m} = laju aliran massa (kg/s)
 h_2 = entalpi keluar kompresor (kJ/kg)
 h_3 = entalpi keluar *precooling* (kJ/kg)

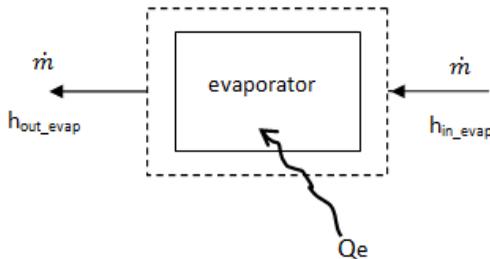
2.4.3 Alat Ekspansi

Alat ekspansi berfungsi untuk menurunkan tekanan tinggi keluaran kondenser hingga mencapai tekanan rendah pada evaporator agar mencapai temperatur evaporasi yang diinginkan. Alat ekspansi yang digunakan pada sistem ini adalah *TXV*. Katup ekspansi thermostatik (*TXV*) tipe internal

digunakan pada sistem pendingin yang beban pendingannya sering mengalami perubahan. Terutama digunakan untuk evaporator dengan ukuran dan kapasitas pendinginan yang kecil. Dimana pada *suction pressure* 18.4 Psig, *suction line temperature* 30 °F, *Pressure Bulb* 26,1 Psig.

2.4.4 Evaporator

Evaporator berfungsi untuk menyerap kalor dari produk atau udara yang akan didinginkan. Pada evaporator terjadi proses evaporasi dan refrigeran berubah fasa dari cair ke uap. Proses ideal evaporasi berlangsung secara isobar pada tekanan konstan.



Gambar 2.9 Gambar sistem pada evaporator

Besarnya efek refrigerasi atau perubahan entalpi pada proses evaporasi adalah:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.6)$$

Ket: \dot{Q}_e = energi panas yang diserap oleh evaporator 1 (Watt)

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

h_1 = entalpi masuk evaporator (kJ/kg)

h_4 = entalpi keluar evaporator (kJ/kg)

2.4.5 Refrigeran

Refrigerant atau bahan pendingin adalah suatu zat yang mudah dirubah bentuknya dari gas menjadi cair atau sebaliknya, dan juga sebagai media pemindah panas dari evaporator kemudian di pindah ke kondensor. Bahan pendingin banyak sekali macamnya, tetapi tidak satupun yang dapat dipakai untuk semua keperluan. Kita perlu mendinginkan dalam beberapa tingkat temperatur yang berbeda-beda, maka bahan pendingin hanya dapat dikatakan tepat atau sesuai untuk satu keperluan saja. Untuk unit refrigerasi hendaknya dapat dipilih jenis *refrigerant* yang sesuai dengan jenis kompresor yang dipakai, dan karakteristik termodinamika antara lain meliputi temperatur penguapan dan tekanan penguapan serta temperatur pengembunan dan tekanan pengembunan.

- Macam-macam refrigerant

Refrigerant ada dua macam yaitu *refrigerant* primer dan sekunder. Adapun pengertian *refrigerant* primer adalah *refrigerant* yang digunakan dalam sistem kompresi uap. Dan *refrigerant* sekunder adalah cairan-cairan yang digunakan untuk membawa energi kalor bertemperatur rendah dari satu lokasi ke tempat lain. Nama lain dari *refrigerant* sekunder adalah cairan anti beku atau *brines* (larutan garam). Klasifikasi *refrigerant* berdasarkan jenis fluida yang digunakan yaitu:

1. Fluorocarbon terhidrogenasi (HFC)

Refrigerant yang terdiri atas hidrogen, fluorin, dan karbon. *Refrigerant* ini tidak merusak lapisan ozon karena tidak

menggunakan atom klor yang digunakan dalam sebagian besar *refrigerant*. Namun menimbulkan efek GWP (*Global Warming Potential*). Contoh : R134A, R404A, R407C, R507.

2. Terhidrogenasi klorofluorokarbon (HCFC)

Refrigerant yang terdiri atas hidrogen, klorin, fluorin, dan karbon. Refrigerant ini mengandung klorin dan fluorin tapi dalam jumlah yang sedikit, sehingga tingkat GWP dan ODP (*Ozone Depletion Potential*) rendah. Contoh R22, R123, R401A, R403A, dan R408A.

3. Chlorofluorocarbon (CFC)

Refrigerant yang mengandung klorin, fluorin dan karbon. Refrigerant ini memiliki ODP dan GWP yang tinggi. Contoh R11, R12, R13, R113, R500, dan R502.

4. HydroCarbon (HC)

Refrigerant ini jenis organik karena hanya terdiri atas hidrogen dan karbon. Sehingga tidak membahayakan lingkungan namun sangat berbahaya bagi pengguna, sebab mudah terbakar. Contoh : propana, ethana, dan isobutana.

2.4.6 Coefficient of Performance (COP) actual

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

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} \quad (2.7)$$

Ket: COP = *Coefficient of Performance* aktual
 \dot{Q}_e = kapasitas evaporator (Watt)
 \dot{W}_c = kerja kompresor aktual (Watt)
 \dot{m} = laju aliran massa (kg/s)

2.4.7 Rasio Pelepasan Kalor (HRR)

Laju perpindahan panas pada kondensor jika kaitannya dengan kapasitas refrigerasi dinyatakan sebagai “*Rasio Pelepasan Kalor*“ atau *Heat Rejection Rasio (HRR)* dapat dinyatakan dengan membagi besarnya kalor yang dilepaskan kondensor dibagi dengan besarnya kalor yang diserap oleh refrigeran sebagai berikut.

$$HRR = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_e} \quad (2.8)$$

Ket: HRR = rasio pelepasan kalor
 \dot{Q}_c = total energi panas yang dibuang oleh kondesor (Watt)
 \dot{Q}_e = total energi panas yang diserap oleh evaporator (Watt)

2.5 Pelumasan Pada Mesin Refrigerasi

Dalam mesin refrigerasi, oli pelumas dimaksudkan untuk melindungi dan melumasi bagian-bagian yang bergerak dan saling bergesekan dari kompresor. Karena dalam kenyataannya, pelumas dalam kompresor selalu

berhubungan dan terjadi kontak bahkan akan bercampur dengan refrigeran di dalam kompresor dan mengalir ke semua bagian dari sistem. Oleh karena itu pemilihan terhadap pelumasan harus memperhatikan kemampuannya untuk dapat memberikan kestabilan sifat-sifat yang telah ditentukan. Selain itu oli kompresor juga harus mempunyai ketahanan terhadap suhu dan tekanan tinggi sehingga dengan kondisinya yang berada di dalam kompresor tetap bisa melumasi bagian-bagian yang membutuhkan. Pada suhu yang rendah, pelumas kompresor tidak boleh menimbulkan kotoran atau endapan yang dapat membuntukan aliran dari sistem.

Secara umum, berdasarkan bahan asalnya minyak atau oli pelumas dapat dibagi menjadi 3 golongan, yaitu yang berasal dari hewan, tumbuh-tumbuhan dan mineral. Minyak hewan dan tumbuh-tumbuhan adalah minyak yang tetap, karena tidak dapat dimurnikan tanpa diuraikan. Minyak-minyak tersebut adalah tidak stabil dan mudah membentuk asam dan endapan sehingga tidak dapat dipakai untuk mesin pendingin. Berdasarkan kemampuannya, seringkali penggunaan oli kompresor dalam mesin pendingin dipilih dengan berbahan dasar dari mineral, terutama dari golongan naphthene. Pemilihan ini berdasarkan beberapa hal, yaitu:

1. Minyak dengan jenis ini dapat mengalir lebih baik saat temperatur rendah.
2. Kandungan carbon dalam minyak jenis ini lebih alami dan dapat dengan mudah dilepaskan atau diuraikan.
3. Saat temperatur rendah minyak berbahan dari naphthene mempunyai sedikit kandungan *wax*.

Seperti yang telah disebutkan bahwa dalam prosesnya refrigeran dan oli seharusnya dapat bercampur dengan baik, campuran yang terjadi itu akan bersirkulasi sepanjang sistem refrigerasi. Namun jika jumlah minyak dalam campuran menjadi terlalu banyak, tentu akan mempengaruhi terhadap prestasi dari siklus refrigerasi. Dengan kata lain kapasitas refrigerasi akan dipengaruhi oleh berkurangnya tekanan evaporasi. Sedangkan perpindahan kalor juga akan dipengaruhi oleh adanya minyak pelumas yang menempel pada bagian dalam dari evaporator dan kondensor. Selain itu pelumasan pada kompresor juga akan terganggu karena viskositas dan jumlah minyak pelumas akan berkurang karena bercampur dengan refrigeran dan ikut bersirkulasi. Demikian juga kualitas minyak akan menurun karena terjadinya dekomposisi. Biasanya, banyak minyak pelumas yang terdapat di dalam refrigerant disebabkan karena terjadinya pembuihan minyak pelumas pada waktu kompresor di-start.

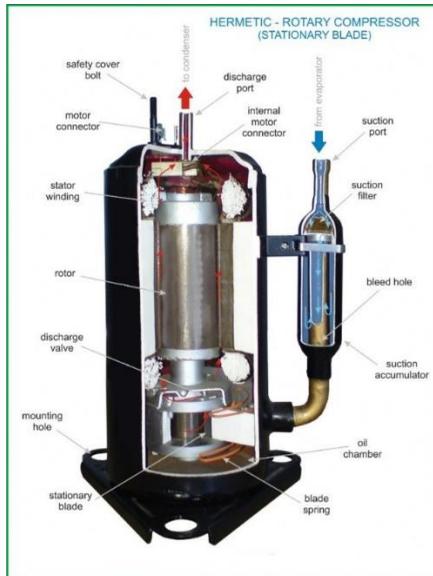
Sedangkan pembuihan itu sendiri disebabkan oleh refrigeran yang bercampur dengan minyak pelumas di dalam ruang engkol pada waktu kompresor berhenti bekerja. Apabila mesin refrigerasi mulai bekerja, tekanan di dalam ruang engkol turun dengan tiba-tiba, sehingga refrigeran di dalam minyak pelumas mulai menguap dengan cepat. Akibatnya permukaan minyak pelumas membuih dan percikan minyak pelumas yang terjadi karena dihisap masuk ke dalam silinder kompresor, kemudian bersama-sama dengan uap refrigeran masuk ke dalam kondensor dan evaporator. Makin rendah temperatur minyak pelumas,

makin banyak refrigeran bercampur dengan minyak pelumas diruang engkol.

2.5.1 Metode Pelumasan

Metode pelumasan pada kompresor merupakan hal yang sangat dipengaruhi dengan jenis dan ukuran dari kompresor, namun secara garis besar pelumasan terhadap kompresor dapat dikelompokkan menjadi dua jenis, yaitu pelumasan dengan metode percikan (*splash*) dan dengan metode paksaan (*forced feed*). Meskipun biasanya pelumasan dengan metode paksaan sering ditemukan pada banyak kompresor dengan ukuran kecil, namun ada sebagian aturan umum yang secara teknis mengatakan bahwa banyak kompresor dengan ukuran kecil, kompresor vertikal dan kompresor jenis terbuka dengan *input power* sampai dengan kira-kira 10 kW menggunakan pelumasan dengan metode percikan. Sedangkan untuk kompresor dengan ukuran lebih dari ukuran tersebut bekerja dengan pelumasan metode paksaan. Dan tak jarang kombinasi dari kedua metode menjadi pilihan untuk melumasi suatu jenis kompresor.

Dalam pelumasan dengan metode percikan, *crankcase* kompresor bekerja sebagai penampung yang diisi dengan oli hingga batasan tertentu. Dengan putaran dan pergerakan dari poros engkol dan *connecting rod* yang terendam dalam oli menyebabkan oli terpercik ke dinding silinder, *bearing* dan permukaan lain yang memerlukan pelumasan. Metode dengan jenis ini juga biasa disebut dengan pelumasan banjir (*flooded lubrication*).



Gambar 2.10 *Oil supply system* yang terdapat di dalam kompresor *hermetic rotary*

Sedangkan metode dengan pelumasan paksaan, kerja pelumasan dilakukan dengan memberikan tekanan pada oli melalui pipa-pipa sehingga oli dapat bekerja melumasi bagian-bagian kompresor yang memerlukan pelumasan. Setelah itu pelumas akan turun kembali akibat gravitasi menuju penampung oli yang terletak di dalam *crankcase*. Kerja pelumas ini dapat dilakukan dengan bantuan kerja dari pompa oli kecil yang terdapat di dalam *crankcase*. Biasanya terdapat saringan oli yang ditempatkan di saluran *suction* dari pompa oli untuk mencegah dari masuknya material-material asing yang tidak diinginkan masuk ke dalam pompa oli.

2.5.2 Hubungan Refrigeran dengan Pelumasan

Seperti yang telah dibahas sebelumnya, dalam proses kerja mesin refrigerasi terjadi hubungan yang saling mempengaruhi antara pelumas dan refrigeran di dalam *crankcase* kompresor. Untuk kemudian telah menjadi perhatian bahwa pemilihan dari kedua substansi tersebut harus mempertimbangkan kestabilan secara kimia dan fisika sehubungan dengan proses kerja yang terjadi.

Keberadaan refrigeran, khususnya dalam bentuk cairan yang bercampur dengan oli di dalam *crankcase* sebenarnya tidak diinginkan, hal ini dapat didasari beberapa alasan. Yang paling utama, kelarutan dari kedua substansi tersebut secara berlebihan dapat menyebabkan pencairan oli sehingga akan menurunkan kemampuan oli untuk melumasi bagian-bagian kompresor yang memerlukan pelumasan. Selain itu, refrigeran cair mempunyai kemampuan untuk menguap di dalam *crankcase* dan akan menyebabkan oli berbuih kemudian terbawa ke *discharge* sehingga akan mengurangi jumlah oli yang bekerja melumasi dan akan meningkatkan jumlah oli yang bersirkulasi di dalam sistem. Untuk beberapa kasus, kondisi terjadinya pembuihan oli yang berlebihan menjadi indikasi untuk terjadinya keadaan dimana oli ikut dikompresikan dari *crankcase*. Hal ini tidak hanya akan menyebabkan tidak tersedianya pelumas di kompresor tetapi juga ada kemungkinan untuk terjadinya sebagian refrigeran cair yang tidak dikompresikan dan oli akan masuk kedalam silinder sehingga dapat menyebabkan kerusakan piston dan katup juga kerusakan *rod* dan *shaft*.

Kemudian selain itu, penguapan dari refrigeran cair yang berada di dalam *crankcase* dapat menyebabkan pengurangan kapasitas dan efisiensi kompresor sehingga dapat

menyebabkan uap turun ke silinder yang seharusnya terjadi melalui saluran *suction*.

Dalam proses terjadinya hubungan antara refrigeran dan pelumas dalam sistem ini juga akan mengakibatkan kestabilan pelumas akan terganggu, terutama dengan fungsinya untuk melumasi bagian kompresor. Dengan larutnya jumlah tertentu dari refrigeran dalam pelumas mengakibatkan ketidakstabilan dalam tingkatan tertentu.

Untuk beberapa refrigeran, hubungan yang terjadi antara pelumas menjadi pertimbangan yang sangat penting untuk merancang sistem yang direncanakan. Kemampuannya untuk bercampur dengan pelumas, kemampuan untuk bekerja dengan pengaruh dari substansi lain dan kerja itu sendiri dan kestabilan dari kedua substansi tersebut menjadi faktor penting untuk menyatakan kelayakan dan kemampuan kerja yang bertahan lama dari suatu sistem.

2.5.3 Kelarutan Refrigeran Dengan Pelumas (*Oil Miscibility*)

Seperti yang telah dijelaskan pada hubungan antara pelumas dan refrigeran, salah satu sifat dari banyak sifat yang diperlukan untuk pemilihan refrigeran adalah kemampuannya untuk bercampur dengan pelumas. Berdasarkan kemampuannya untuk bercampur atau larut dalam pelumas, maka refrigeran dapat diklasifikasikan menjadi beberapa tiga kelompok, yaitu:

1. Refrigeran yang dapat larut dengan oli dalam semua kondisi di seluruh system refrigerasi.
2. Refrigeran yang dapat larut dengan oli yang ditemukan di sisi kondensasi tetapi terpisah di sisi evaporasi yang terjadi dalam keadaan normal.

3. Refrigeran yang tidak dapat larut sama sekali (atau hanya sedikit) yang ditemukan diseluruh sistem.

Dalam hubungan yang terjadi dalam oil miscibility, menjadikan suatu pertimbangan terhadap kinerja dari pada pelumasan yang kemudian akan menurunkan kadar viskositas dari pelumas yang kemudian akan mengganggu proses pelumasan. Untuk mengimbangi keadaan pencairan tersebut, penggunaan pelumas kompresor dilakukan dengan memilih pelumas dengan nilai viskositas yang lebih tinggi jika dibandingkan dengan pelumas yang dipakai pada sistem pendingin tanpa pancampuran refrigeran.

Untuk mendapatkan pelumasan yang cukup dikompresor, viskositas suatu pelumas harus diperhatikan dengan batasan-batasan yang sangat terukur. Jika viskositas dari pelumas tersebut terlalu rendah, kemampuan untuk memberikan lapisan tipis pelumas pada komponen-komponen yang bergesekan untuk tetap melumasi dan memisahkan kedua bagian tersebut menjadi tidak cukup. Dan sebaliknya jika viskositas pelumas terlalu tinggi, oli tidak akan mempunyai kemampuan yang cukup untuk melakukan penetrasi antara permukaan yang bergesekan, yang biasanya mempunyai toleransi yang sangat tipis, dan akhirnya pelumasan pada kompresor tidak akan berjalan dengan baik.

Ketika oli yang bercampur dengan refrigeran bersirkulasi dalam sistem, keadaan ini juga akan memberikan pengaruh terhadap efisiensi dan efektifitas kerja sistem. Hal ini beralasan karena oli mempunyai kecenderungan untuk mengendap dan membentuk film (lapisan tipis) pada permukaan dalam pipa-pipa kondensor dan evaporator, hal ini kemudian mempengaruhi perpindahan panas yang terjadi pada kedua komponen tersebut. Ketika oli menjadi lebih kental (viskositas tinggi) yang secara alami terjadi pada saat

temperatur rendah, menjadikan kondisi oli yang mengendap di evaporator semakin mengganggu penyerapan panas pada komponen tersebut mengingat temperatur evaporator selalu lebih rendah.

Sesuai fungsi awal dari pelumasan pada mesin refrigerasi, pelumas sangat diharapkan untuk terus dapat memberikan kerjanya dan tidak bersirkulasi dalam sistem. Untuk itu terbentuknya lapisan-lapisan tipis akibat endapan oli dalam evaporator dan kondensor harus dihindarkan dan sangat diharapkan bahwa oli dapat kembali ke kompresor untuk kembali melakukan fungsi awalnya. Namun hal tersebut memiliki tingkat kesulitan yang tinggi, mengingat oli mempunyai kecenderungan untuk meningkat nilai viskositasnya ketika pada temperatur rendah. Secara umum ada tiga faktor yang menyebabkan sulitnya oli untuk kembali ke *crankcase* kompresor, yaitu sifat kelarutan oli pada refrigeran, tipe evaporator yang digunakan dan temperatur evaporator.

Ketika sifat kelarutan refrigeran terhadap oli yang dimiliki suatu refrigerant bekerja dengan baik, oli dapat dengan mudah kembali ke kompresor mengingat oli akan terus bercampur dan terbawa dalam refrigeran sehingga dapat bersirkulasi dalam sistem dan kembali ke kompresor melalui saluran *suction*. Untuk itu menjadi pertimbangan yang sangat penting dalam pemilihan refrigeran sehingga oli dapat bercampur dengan baik dan dapat mengalirkan kembali oli yang terbawa ke dalam sistem.

Untuk meminimalisir kondisi tersebut, biasanya beberapa sistem yang lebih besar memiliki komponen pelengkap lain yang mempunyai fungsi untuk memisahkan oli dengan refrigeran. *Oil separator* biasa dipasang di *suction*

line diantara kompresor dengan kondensor. Komponen ini sangat efektif untuk memisahkan oli dari sistem dan mengembalikannya ke dalam kompresor, mengingat oli yang telah tercampur dalam refrigeran kadang sulit untuk dipisahkan dan biasanya akan mengendap di evaporator sehingga akan menyebabkan berkurangnya efektifitas dan efisiensi evaporator.

2.5.4 Syarat-Syarat Pelumas Mesin Refrigerasi

Berdasarkan penjelasan diatas dapat diketahui bahwa selalu terjadi kontak antara oli dan refrigeran dan bahkan bercampur sehingga ikut bersirkulasi dalam sistem. Hal ini menjadi penting bahwa oli yang digunakan dalam mesin refrigerasi harus dipersiapkan untuk dapat berfungsi dengan kondisi yang disebutkan. Beberapa persyaratan yang menjadi pertimbangan dalam pemilihan oli untuk mesin refrigerasi sebagai berikut :

1. Stabilitas kimia *Pour* dan *floc point*.
2. Dialetrik yang kuat.
3. Viskositas yang sesuai.

Stabilitas kimia mempunyai pengaruh yang penting mengingat pelumas sangat diharapkan untuk berfungsi melumasi bagian-bagian kompresor secara terus menerus untuk waktu yang lama tanpa terjadi dekomposisi. Terutama pada kompresor hermetik, penggantian pelumas tidak dilakukan sehingga pelumas yang sama terus bekerja selama umur kompresor, biasanya sepuluh tahun atau lebih.

Pour point pada oli merupakan ukuran dalam temperatur yang menyatakan suatu keadaan dimana oli dapat mengalir dalam temperatur terendah, atau keadaan dimana oli masih dapat mengalir ketika di uji dalam kondisi tertentu. Dua jenis oli yang memiliki tingkat viskositas yang sama, salah satunya

mungkin memiliki tingkat *pour point* yang lebih tinggi karena komposisi *wax* yang lebih besar. *Pour point* merupakan pertimbangan yang sangat penting dalam pemilihan oli untuk sistem yang dirancang untuk bekerja dalam temperatur rendah. Alaminya, *pour point* dari oli selalu berada dibawah temperatur evaporator. Jika *pour point* dari suatu oli terlalu tinggi, oli cenderung untuk membeku di pipa-pipa evaporator dan akan menyebabkan efektifitas kerja komponen tersebut. Dan jika oli tidak kembali ke kompresor, pelumasan untuk bagian-bagian kompresor tidak akan tercukupi.

Floc point dapat dikatakan sebagai titik gumpal dari suatu refrigeran yang menyatakan keadaan ketika refrigeran dan oli bercampur. Oleh karena itu hubungan antara sifat kelarutan antara refrigeran dan pelumas yang terjadi menjadi sangat berpengaruh terhadap keadaan ini, terlebih jika temperatur evaporator lebih rendah sehingga pelumas akan mengalami dekomposisi dalam proses mengendapnya pelumas di pipa-pipa.

Daya tahan listrik (*dialetric strength*) adalah ukuran dari resistansi suatu oli untuk dapat mengalir dalam kondisi yang dialiri arus listrik. Umumnya banyak oli yang secara tidak disengaja mengandung material-material lain, seperti logam, air dan lainnya, akan menurunkan kekuatan dialetriknya. Maka dari itu oli yang memiliki dialetrik yang kuat adalah sebuah indikasi bahwa oli tersebut tidak mengandung kotoran atau substansi yang dapat mengganggu fungsinya. Hal ini sangat penting jika oli yang digunakan merupakan oli yang akan dipakai pada kompresor hermetik, mengingat seluruh komponen kelistrikan komprsr berada dalam satu rumah dan sering terjadi kontak dengan oli.

Viskositas dapat dikatakan sebagai ukuran yang menyatakan gaya geser fluida atau besaran yang berkenaan

dengan ketahanan suatu fluida untuk mengalir. Besaran viskositas yang rendah atau lebih encer akan menjadikan fluida tersebut lebih mudah mengalir dibandingkan yang mempunyai nilai viskositas yang tinggi. Berdasarkan fungsinya viskositas juga dapat dikatakan sebagai permukaan dari oli untuk memberikan lapisan tipis antara dua bidang yang bergerak dalam kompresor. Oleh karena itu viskositas suatu pelumas menjadi perhatian yang penting untuk mendapatkan kemampuan kerja yang bagus dari pelumas.

Viscosity Index, besarnya angka atau index yang menunjukkan ketahanan perubahan viskositas pelumas terhadap perubahan temperature. Jika angka viskositas indexnya besar, pengaruh perubahan temperature terhadap perubahan viskositasnya rendah (stabil). Sedangkan jika angka viskositas indexnya kecil, maka pengaruh perubahan temperature terhadap perubahan viskositasnya tinggi (labil). Standard temperature yang digunakan untuk mengukur viskositas index adalah 40°C dan 100°C. Pelumas yang mempunyai viskositas index tinggi tidak banyak mengalami perubahan. Metode perhitungan viskositas index berdasarkan ASTM D2270 (IP 226).

Viskositas kinematis adalah rasio antara viskositas absolut untuk kepadatan (densitas) dengan jumlah dimana tidak ada kekuatan yang terlibat. Dihitung dengan membagi viskositas absolut cairan dengan densitas massa cairan.

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.9)$$

Dimana: v = viskositas kinematis (m^2/s)
 μ = viskositas absolut / dinamis (Ns/m^2)
 ρ = densitas (kg/m^3)

Dalam sistem SI satuan viskositas kinematis adalah m^2/s atau Stoke (St), dimana:

$$1\text{St (Stoke)} = 10^{-4}\text{m}^2/\text{s} = 1\text{cm}^2/\text{s} \quad (2.10)$$

Karena Stoke adalah satuan unit yang besar maka perlu di bagi 100, agar menjadi unit yang lebih kecil, yaitu: centiStoke (cSt), maka akan berubah:

$$\begin{aligned} 1\text{St} &= 100\text{cSt} \\ 1\text{cSt} &= 10^{-6}\text{m}^2/\text{s} = 1\text{mm}^2/\text{s} \end{aligned} \quad (2.11)$$

Berikut ini rumus untuk menghitung viskositas kinematik pada temperature 40°C dan 100°C. Untuk viskositas index <100:

$$VI = \frac{(L - U) \times 100}{(L - H)} \quad (2.12)$$

Dimana: L = harga viskositas kinematik dasar, pada 40°C
H = harga viskositas kinematik dasar , pada 100°C

U = V40 : viskositas kinematik pada 40°C (cSt)

Sedangkan untuk viskositas index > 100:

$$VI = \left\{ \frac{(10^N - 1)}{0.00715} \right\} + 100 \quad Y^N = \frac{H}{U} \quad (2.13)$$

Dimana: Y = V100 : viskositas kinematik pada 100°C (cSt)

N = eksponen

H = harga viskositas kinematik dasar pada 100°C

U = viskositas kinematik pada 40°C (cSt)

Untuk lebih lengkap syarat-syarat suatu pelumas sehingga dapat dipakai untuk pelumas kompresor pada mesin refrigerasi adalah sebagai berikut:

1. Tidak mengandung air, lilin (*wax*) atau kotoran lainnya.
2. Bebas dari asam (*acid*).
3. Tidak mengandung bahan tambahan (*additive free*).
4. Mempunyai pour point yang rendah; $-31,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ s/d $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$.
5. Mempunyai titik gumpal (*floc point*) yang rendah; $-57\text{ }^{\circ}\text{C}$.
6. Mempunyai dielektrik yang kuat $\pm 25\text{ kV}$.
7. Tidak merusak tembaga pada suhu $121\text{ }^{\circ}\text{C}$.
8. Jika bercampur dengan bahan pendingin masih dapat memberikan pelumasan dengan baik, pada suhu pengembunan dan penguapan.
9. Tidak berbusa karena jika berbusa minyak dapat terbawa oleh bahan pendingin masuk ke saluran discharge kompresor. Jika terlalu banyak dapat menyebabkan kerusakan katup kompresor.
10. Mempunyai viscosity pada $100\text{ }^{\circ}\text{F}$ ($37,8\text{ }^{\circ}\text{C}$) antara 100-300 SUS atau berkisar antara 23-63 cSt.

2.5.5 Pengujian Viskositas Terhadap Kelarutan

Untuk viskositas pelumas yang digunakan dalam kompresor pada sistem refrigerasi biasanya dinyatakan dalam satuan *Saybolt Universal Second* (SUS), satuan ini merupakan indeks yang menyatakan waktu dalam detik yang diperlukan sejumlah tertentu dari pelumas (60 cm³) pada

suhu tertentu biasanya 100 °F (37,8°C), untuk dialirkan dengan gaya gravitasi melalui viskometer pipa kapiler dengan diameter dalam (I.D) 1,765 mm dan panjang 12,25 mm. Misalnya minyak dengan suhu 100 °F memerlukan waktu 300 detik untuk melewati pipa tersebut, maka dapat diketahui bahwa pelumas tersebut memiliki viskositas 300 SUS pada 100 °F.

Untuk penggunaan pelumas pada kompresor AC biasanya digunakan kekentalan pelumas dengan tingkat 150 SUS-300 SUS, namun hal tersebut masih harus dipertimbangkan dengan jenis refrigeran yang akan digunakan, mengingat dalam prosesnya selalu terjadi kontak antara refrigeran dan pelumas. Dapat dicontohkan ketika kita memilih suatu jenis pelumas dengan tingkat viskositas 175 SUS pada 100 °F, jika ada 15 % bahan pendingin R-22 yang larut di dalamnya maka pada suhu yang sama kekentalan pada pelumas tersebut menurun hingga mencapai 60 SUS. Maka dari itu pemilihan pelumas dengan refrigeran harus saling melengkapi, sehingga didapat suatu kerja sistem yang mampu bekerja untuk jangka waktu yang lama.

Tabel 2.2 Refrigeran dan pemilihan pelumas

Bahan Pendingin	Kompresor Model	Kekentalan SUS Pada 100°F
Refrigerant - 11	Centrifugal	280 - 300
Refrigerant - 12	Torak	150 - 300
	Rotasi	280 - 300
	Centrifugal	280 - 300
Refrigerant - 22	Torak	150 - 300
Refrigerant - 113	Centrifugal	280 - 300
Refrigerant - 114	Rotasi	280 - 300
R - 717 (Ammonia)	Torak	150 - 300
R - 744 (Carbon Dioxide)	Torak	280 - 300
R - 764 (Sulfur Dioxide)	Torak	70 - 200
	Rotasi	280 - 300

Tabel 2.3 Merk dagang beberapa pelumas kompresor

Kekentalan (SUS) pada 100°F (37.8°C)		100	150	200	300	500
Caltex	Capella	A	B	C	D	E
Shell	Clavus	17	27	29	33	37
Sun Oil Co	Suniso	—	3GS	—	4GS	5GS
E S S O	Norpol	40	45	45	50	55
	Zerice	40	42	45	50	55
M o b i l	Arctic	Extra	155	C Heavy	300	—
	Flowrex	C	151	C Heavy	E. H.	—
Castrol	Icematic	Light	Medium	F-200	Heavy	F-30
B. P.	Energol	LPT-50	LPT-50	LPT-80	LPT-100	—
Union	Turmaco	—	150	215	315	465

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 3

METODOLOGI PERCOBAAN

3.1 Tahapan Penelitian

Studi eksperimental tentang performansi kompresor ini dilakukan dalam beberapa tahapan. Tahapan-tahapan tersebut antara lain:

3.1.1 Identifikasi Masalah

Pada tahap ini dilakukan pengidentifikasian masalah yang diangkat untuk diteliti dan didiskusikan. Tahap ini terdiri dari identifikasi masalah, penentuan tujuan dan manfaat penelitian, serta penentuan batasan-batasan dalam melakukan pengujian. Tahap ini diperlukan agar studi eksperimental yang dilakukan nanti lebih terarah dan terstruktur.

3.1.2 Studi Literatur dan Penentuan Metodologi

Pada tahapan ini dilakukan pencarian literatur yang mendukung, diantaranya penelitian terdahulu serta prinsip-prinsip dasar tentang pengaruh viskositas pelumas terhadap performansi kompresor. Semua hasil yang didapatkan digunakan untuk menyusun dasar teori untuk penelitian. Setelah dirasa cukup mendapatkan literatur maka akan dilanjutkan dengan penentuan langkah-langkah yang akan dilakukan dalam penyusunan peralatan.

3.1.3 Pengambilan dan Pengolahan Data

Pengambilan data dilakukan pada saat setelah system pendinginan AC dilakukan penggantian minyak pelumas dan telah beroperasi sekian jam atau hari.

Setelah data didapatkan kemudian dilakukan perhitungan untuk $Q_e, Q_c, W_{isentropik}, W_c$, Efisiensi kompresor, HRR serta COP dari kompresor pada system pendinginan AC. Setelah dilakukan perhitungan, hasil perhitungan yang ada dibandingkan dengan hasil data pengaruh viskositas pelumas.

3.1.3 Pembahasan Data

Pada saat dilakukan pengolahan data dan dibuatkan plot grafik untuk masing-masing data yang dibandingkan, maka akan terlihat perbedaan dari dua data yang dibandingkan. Dari dua data yang berbeda tersebut kemudian dilakukan analisa untuk mengetahui efek positif ataupun negative dari perbedaan data tersebut. Dari analisa yang dilakukan, maka nantinya akan diketahui kekurangan-kekurangan dari proses-proses yang sudah dilakukan. Selanjutnya akan muncul rekomendasi-rekomendasi yang seharusnya dilakukan untuk meningkatkan kualitas dari studi eksperimental yang selanjutnya dilakukan.

3.1.4 Kesimpulan dan Saran

Pada tahap ini akan dihasilkan beberapa kesimpulan sebagai jawaban dari permasalahan yang diangkat dalam studi eksperimental. Serta akan dihasilkan beberapa saran untuk meningkatkan kualitas studi ekperimental untuk disempurnakan.

3.2 Peralatan Ekperimen

Dalam melakukan penelitian, penulis menggunakan alat pengujian dan alat ukur untuk

menunjang eksperimen yang dilakukan. Berikut alat-alat yang digunakan :

3.2.1. Alat Pengujian

1. AC Indoor

Komponen-komponen yang terdapat di indoor unit adalah:

1. Evaporator,
2. Fan evaporator,
3. Thermostat,
4. Filter.

Berikut spesifikasi AC indoor yang digunakan:



Gambar 3.1 Indoor unit

Tabel 3.1 Spesifikasi indoor unit

Merek	Sharp
Tipe, nomor model	Split type room air conditioner, AH-A9HEV
Rated voltage	220-240 V ~
Rated frequency	50 Hz
Fase	1
Maximum input	1100 W / 5.0 A
Cooling capacity	2.64 kW
Rated input	820-850 W
Rated current	3.8-3.6 A

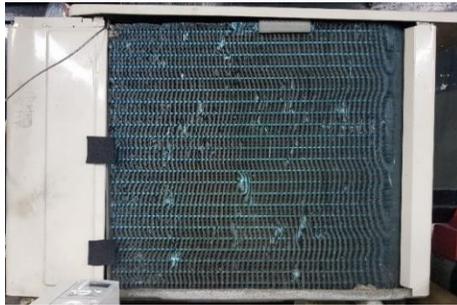
<i>Climate designation</i>	Type T1
Refrigeran	R-22 (460 g)
<i>Time delay fuse</i>	10 A

2. AC Outdoor

Komponen-komponen yang terdapat pada outdoor unit adalah:

1. Kondensor,
2. Kompresor,
3. *Strainer*,
4. Akumulator.

Berikut spesifikasi *AC outdoor* yang digunakan:

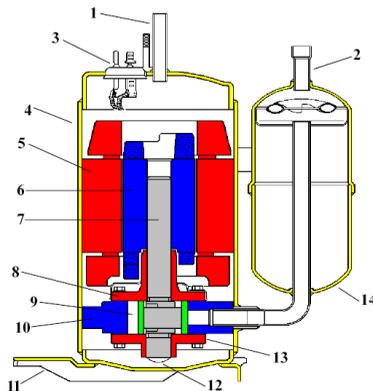


Gambar 3.2 *Outdoor unit*

Tabel 3.2 Spesifikasi *outdoor unit*

Merek	Panasonic
Nomor model	CU-PC12EKH
Fase	1
Voltase	220-240 V~
Frekuensi	50 Hz
<i>Maximum input</i>	1.55 kW / 7.1 A
<i>Cooling capacity</i>	3.49-3.54 kW / 12,560-12,740 kJ/h
<i>Rated current</i>	6.0 A
<i>Rated power input</i>	1.17-1.21 kW

EER, <i>Energy Efficiency Ratio</i>	2.98-2.93 (ISO 5151)
Refrigeran	R-22 (510 g)
MWP, <i>Maximum Working Pressure</i> HP / LP	2.7 MPa / 1.6 MPa
Sealtest passed HP / LP	2.7 MPa / 1.6 MPa



Gambar 3.3 Kompresor hermetik tipe *rotary* (Matshusita *Rotary Compressor*)

Tabel 3.3 Keterangan gambar kompresor hermetik tipe *rotary* (Matshusita *Rotary Compressor*)

No. Gambar	Keterangan	No. Gambar	Keterangan
1	Discharge tube	8	Upper bearing
2	Suction tube	9	Piston
3	Glass terminal	10	Cylinder
4	Shell	11	Base
5	Stator	12	Oil pump
6	Rotor	13	Lower bearing
7	Shaft	14	Accumulator

3. Pelumas *mineral oil*.**Tabel 3.4** Tipikal Data SUNISO GS

	3GS	3.5GS	4GS	4.5G	5G
density at 15°C	0.910	0.914	0.916	0.917	0.920
viscosity at 40°C	30 cSt	43 cSt	55 cSt	68 cSt	100 cSt
viscosity at 100°C	4.4 cSt	5.3 cSt	5.9 cSt	6.7 cSt	8.4 cSt
flash point	168°C	175°C	179°C	170 °C	182°C
pour point	-40°C	-37°C	-36°C	-24 °C	-24°C
floc point	-54°C	-50°C	-48°C	-33 °C	-33°C
aniline point	74°C	76°C	77°C	82 °C	82°C
colour	1.0	1.0	1.0	2.0	L2.0

4. Katup ekspansi thermostatic (*TXV*).**3.2.3 Alat Ukur**

Alat-alat ukur yang digunakan pada percobaan ini antara lain:

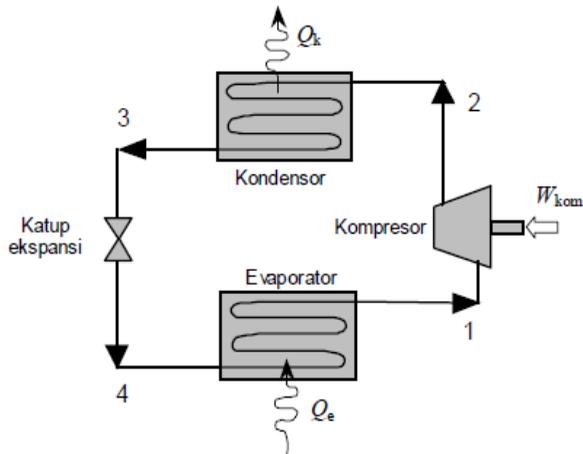
1. Pressure gauge, digunakan untuk mengukur tekanan refrijeran.
2. Thermocouple, digunakan untuk mengukur temperatur refrijeran.
3. Anemometer, digunakan sebagai pengukur kecepatan laju udara dari blower evaporator dan suhu yang keluar dari blower evaporator.
4. Fluke, digunakan untuk mengukur frekuensi tenaga listrik yang dialirkan dari inverter ke kompresor.
5. Voltmeter, digunakan untuk mengukur voltase yang dialirkan ke kompresor.

6. Amperemeter, digunakan untuk mengukur arus yang mengalir ke kompresor.
7. Data Akuisisi, digunakan untuk mempermudah proses pengukuran.
8. Manifold Gauge, digunakan untuk mengkosongkan atau mengisi refrigerant juga

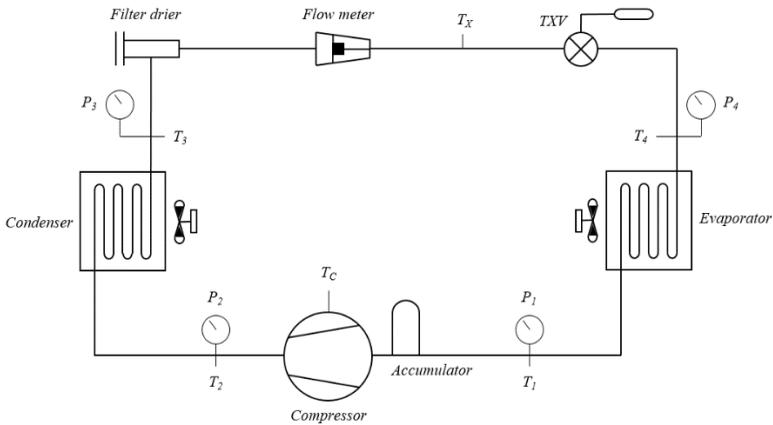
3.3 Skema Peralatan Percobaan

Sebelum memulai eksperimen, terlebih dahulu dilakukan persiapan peralatan yaitu merencanakan dan merancang peralatan yang akan digunakan dalam eksperimen. Hal tersebut dilakukan untuk memastikan bahwa alat tersebut dalam kondisi baik untuk pengambilan data.

Pada gambar 3.1 merupakan sistem AC yang digunakan dalam eksperimen ini. Pada eksperimen ini, komponen pada sistem AC tersebut diantaranya adalah AC *Indoor*, AC *Outdoor*, kompresor dan katup ekspansi. Adapun skema sistem AC yang lengkap seperti pada gambar di bawah ini.



Gambar 3.4 Skema Sistem AC



Gambar 3.5 Titik Pengukuran untuk Pengambilan Data

3.4 Prosedur Pengujian

Pengujian analisa performansi kompresor ini menggunakan jenis refrigeran tipe R-22. Pada langkah pengujian, terdapat 2 tahap prosedur yaitu tahap persiapan dan tahap pengujian. Tahap persiapan berupa pengecekan sistem AC, alat ukur, dan kondisi sekitar pengujian agar pengujian bisa berjalan sesuai rencana. Tahap pengujian berupa pengamatan dan pengambilan data yang dibutuhkan untuk tahap analisis ataupun perhitungan pada tahap selanjutnya. Berikut adalah adalah tahapan secara lengkap yang harus dilakukan untuk pengujian:

3.4.1 Langkah Persiapan

Berikut ini adalah langkah-langkah persiapan yang dilakukan saat melakukan ekperimen :

1. Peralatan uji dipastikan dalam keadaan bersih dan berfungsi sebagaimana mestinya.

2. Memastikan katup *service* pada *discharge* dan *suction* telah terbuka agar refrigeran dapat mengalir.
3. Membuat vakum sistem refrigerasi menggunakan *vacuum pump* untuk mengeluarkan uap air yang ada dalam sistem hingga tekanan di sistem refrigerasi.
4. Mengecek kebocoran dengan melihat *pressure gauge* apakah tekanan vakum bertambah atau tidak.
5. Jika sistem tidak bocor maka dapat dilakukan pengisian refrigeran R-22 ke sistem refrigerasi.
6. Buka koneksi pipa kompresor
7. Keluarkan oli yang terdapat pada kompresor
8. Isi oli baru sesuai spesifikasi *manufacture*

3.4.2 Langkah Pengujian

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

5. Amati nilai arus listrik yang mengalir pada kompresor pada Digital Clamp Meter, tekanan pada *low pressure gauge* dan *high pressure gauge*, temperatur setiap titik yang telah ditentukan pada data akuisisi. Pengambilan data sesuai dengan waktu pengujian masing-masing yang telah ditentukan sebelumnya.
6. Memvariasikan beban pendinginan pada evaporator
7. Setelah pengambilan semua data selesai, matikan *AC Indoor* dan cabut kontak listrik.

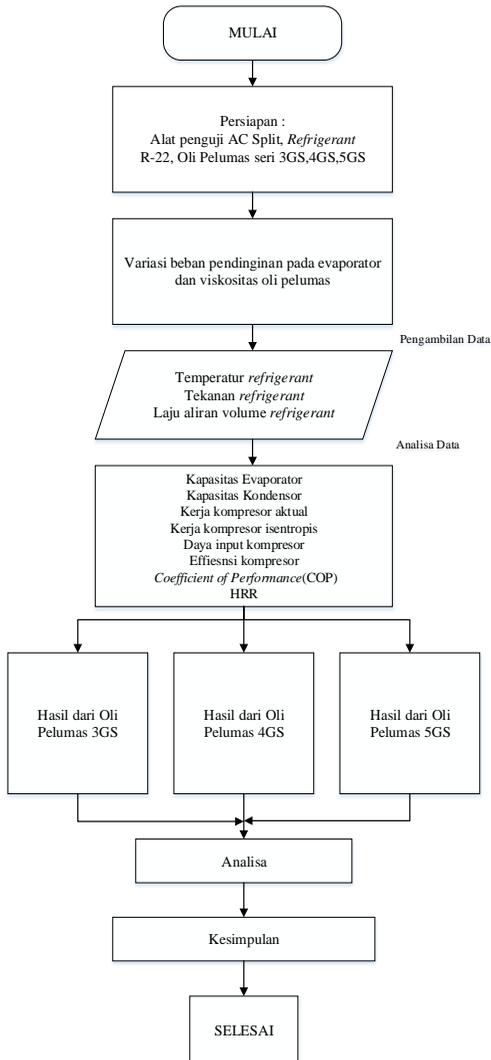
3.5 Rancangan Eksperimen

Dalam perancangan eksperimen ada beberapa parameter yang ingin didapatkan dengan memetakan parameter *input* dan *output*. Tabel rancangan eksperimen dalam penelitian ini ditunjukkan pada tabel 3.1 berikut:

Tabel 3.5 Parameter-Parameter Eksperimen

Parameter Input		Parameter Output	
Konstan	Variasi	Diukur	Dihitung
<ul style="list-style-type: none"> • Pelumas jenis mineral Oil • Refrigerant halocarbon • Kondisi putaran mesin konstan 	<ul style="list-style-type: none"> • Pembebanan pendingina evaporator • Viskositas pelumas 	<ul style="list-style-type: none"> • Tekanan dan temperature masuk kompresor (P1T1) • Tekanan dan temperatur keluar kompresor(P2T2) • Tekanan dan temperatur keluar kondensor (P3T3) • Tekanan dan temperature masuk evaporator (T4) 	<ul style="list-style-type: none"> • W_c • $(\dot{W}_{comp})_{isen}$ • \dot{W}_{comp} • η_c • \dot{m}_{ref} • \dot{Q}_e • HRR • COP_{aktual} (sistem refrigerasi)

3.6 Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.6 Diagram alir penelitian

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 4 PERHITUNGAN DAN ANALISIS DATA

4.1 Data Hasil Penelitaian

Pada bab ini akan dianalisis mengenai pengaruh viskositas pelumas terhadap performance compressor refrigeration. Pengujian ini dilakukan dengan memvariasikan tiga jenis oli compressor SUNISO 3GS, 4GS, 5GS dengan viskositas yang berbeda, serta memvariasikan beban pendinginan di evaporator (low, medium, high). Parameter yang diambil dalam pengujian ini adalah tekanan, temperature, laju massa refrigerant, arus dan tegangan pada compressor. Waktu pengujian dilakukan selama 1 jam dan diambil tiap 5 menit agar dapat diketahui proses refrigerasi dalam system, yang mulai menuju ke kondisi yang stabil. Data hasil percobaan dan hasil perhitungan dapat dilihat pada lampiran.

4.2 Perhitungan Data

Untuk contoh perhitungan data, digunakan satu contoh data, yaitu pada oli suniso 4 GS dan pada beban pendinginan low. Data-data yang diperoleh adalah sebagai berikut:

Tabel 4.1 Parameter analisis yang digunakan sebagai contoh perhitungan

Parameter Analisis	Simbol	Nilai
Tekanan refrigeran masuk kompresor (<i>suction</i>)	p_1	55 psi
Temperatur refrigeran masuk kompresor (<i>suction</i>)	T_1	10.1 °C
Tekanan refrigeran keluar kompresor (<i>discharge</i>)	p_2	220 psi
Temperatur refrigeran masuk kompresor (<i>discharge</i>)	T_2	90.1 °C
Tekanan refrigeran keluar kondensor	p_3	205 psi
Temperatur refrigeran keluar kondensor	T_3	37.4 °C

Tekanan refrigeran masuk evaporator	p_4	71 psi
Temperatur refrigeran keluar kondensor	T_4	3.3 °C
Laju aliran volumetris	AV	0.015 L/s
Arus listrik	I	3.9 A
Tegangan listrik	V	220 V

4.2.1 Konversi Tekanan

Konversi satuan tekanan dilakukan agar memudahkan dalam pencarian properti refrijeran. Konversi dilakukan dimulai dengan mengubah satuan tekanan dari psig menjadi psia dengan cara menambahkan nilai 14.7 pada nilai tekanan psig. Perubahan ini dilakukan karena data-data yang tersedia pada *website* pencari properti refrijeran menggunakan satuan tekanan *absolute*. Selanjutnya dilakukan perubahan satuan dari psia menjadi MPa dengan cara mengalikan nilai tekanan satuan psia dengan angka 6894.76 kemudian membagi dengan angka 10^{-6} . Hal ini dilakukan untuk memudahkan plot data-data yang diperoleh kedalam grafik P-h diagram. Hasil dari konversi data tekanan diperoleh sebagai berikut :

- Tekanan masuk kompresor (P_1)

$$P_1 = (55 + 14.7) \times 6894.76 / 1000000 = 0.48056 \text{ MPa}$$
- Tekanan keluar kompresor (P_2)

$$P_2 = (220 + 14.7) \times 6894.76 / 1000000 = 1.61820 \text{ MPa}$$
- Tekanan keluar kondensor (P_3)

$$P_3 = (205 + 14.7) \times 6894.76 / 1000000 = 1.5148 \text{ MPa}$$
- Tekanan masuk evaporator (P_4)

$$P_4 = (71 + 14.7) \times 6894.76 / 1000000 = 0.59088 \text{ Mpa}$$

4.2.2 Mencari properti Refrigerant

Untuk menghitung semua yang telah disebutkan sebelumnya, membutuhkan properti refrigeran di berbagai titik yang dengan memasukkan temperatur dan/atau tekanan tekanan yang didapat dari hasil pengukuran pada saat eksperimen ke dalam *software REFPROP*. *Properties* refrigeran diberbagai titik sebagai berikut:

- Titik 1 (masuk kompresor)

$$T_1 = 10.1 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 0.480 \text{ MPa}$$

Dengan nilai $T_1 = 10.1 \text{ }^\circ\text{C}$ dan nilai $P_1 = 0.480 \text{ MPa}$, maka didapatkan *properties* sebagai berikut:

$$h_1 = 257,9 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 0.95887 \text{ kJ/kg.K}$$

- Titik 2 (keluar kompresor)

$$T_2 = 90.1 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 1.61820 \text{ MPa}$$

Dengan nilai $T_2 = 90.1 \text{ }^\circ\text{C}$ dan nilai $P_2 = 1.61820 \text{ MPa}$, maka didapatkan *properties* sebagai berikut:

$$h_2 = 304.8 \text{ kJ/kg}$$

Untuk mencari nilai h_{2s} maka dibutuhkan 2 data yaitu: $P_2 = 1.61820 \text{ MPa}$ dan $s_2 = s_1 = 0.95877 \text{ kJ/kg.K}$ dengan asumsi kompresor bekerja secara isentropis (entropi konstan). Kemudian masukkan 2 data tersebut kedalam *software REFPROP* sehingga didapatkan

properties sebagai berikut:

$$h_{2s} = 290.09 \text{ kJ/kg}$$

- Titik 3 (keluar kondensor)

$$T_3 = 37.4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_3 = 1.5148 \text{ MPa}$$

Dengan nilai $T_3 = 37.4 \text{ }^\circ\text{C}$ dan nilai $P_3 = 1.5148 \text{ MPa}$, maka didapatkan *properties* sebagai berikut:

$$h_3 = 91.30 \text{ kJ/kg}$$

- Titik 4 (keluar evaporator 2)

$$T_4 = 3.3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_4 = 0.59088 \text{ MPa}$$

Nilai *properties* pada titik 4 ditentukan dengan mengasumsikan proses 3–4, yaitu penurunan tekanan refrigeran oleh TXV, berlangsung secara isoentalpi sehingga diperoleh:

$$h_4 = h_3 = 91.30 \text{ kJ/kg}$$

4.2.3 Menghitung laju aliran massa refrijeran

Pada sistem, pengkondisian udara yang telah dimodifikasi ini diasumsikan *steady flow* sehingga laju aliran massa refrigeran selalu konstan. Untuk mendapatkan laju aliran massa refrigeran dapat menggunakan rumus:

$$\dot{m} = \rho \cdot VA$$

Dengan nilai massa jenis refrigeran (ρ) didapat dari *properties* pada titik 3 dimana alat ukur flow refrigeran terpasang. Dengan nilai $AV_{\text{ref}} = 0.015 \text{ l/s}$ dan $\rho = 1144.4 \text{ kg/m}^3$, maka didapatkan nilai laju aliran massa refrigeran:

$$\dot{m} = 1144,4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0,015 \frac{\text{l}}{\text{s}} \times \frac{1}{1000} \frac{\text{m}^3}{\text{l}}$$

$$\dot{m} = 0,017 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

4.2.4 Perhitungan mencari daya *input compressor*

Daya input kompresor dihitung berdasarkan perkalian besarnya tegangan dan arus listrik yang mengalir pada saat kompresor bekerja serta dengan mengalikan nilai $\text{Cos}\phi$ sebagai faktor daya seperti perumusan 2.2. sebagai berikut:

$$\dot{W}_{in} = VI \cos \varphi$$

$$\dot{W}_{in} = 220 \text{ V} \times 3,9 \text{ A} \times 0,935$$

$$\dot{W}_{in} = 0,802 \text{ kW}$$

4.2.5 Perhitungan Kerja Aktual Kompresor

Untuk menghitung kerja nyata pada kompresor, maka dilakukan dengan cara mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi kompresi aktualnya sesuai perumusan 2.1. sebagai berikut:

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_{komp} = 0,017 \text{ kg/s}(304,8 \text{ kJ/kg} - 257,9 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{W}_{komp} = 0,797 \text{ kW}$$

4.2.6 Perhitungan Kerja Isentropis Kompresor

Untuk menghitung kerja isentropis pada kompresor, maka dilakukan dengan cara mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan selisih entalpi ideal keluar kompresor sesuai perumusan 2.3. sebagai berikut:

$$\dot{W}_{komp \text{ isen}} = \dot{m}_{ref}(h_{2s} - h_1)$$

$$\dot{W}_{komp \text{ isen}} = 0,017 \text{ kg/s}(290,09 \text{ kJ/kg} - 257,9 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{W}_{komp \text{ isen}} = 0,547 \text{ kW}$$

4.2.7 Perhitungan Efisiensi Kompresi Kompresor

Efisiensi isentropis adalah unjuk kerja isentropi kompresor. Untuk mengetahui efisiensi isentropi kompresor dapat menggunakan persamaan 2.4.

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{cs}}{\dot{W}_c}$$

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{c_s}}{\dot{W}_c} = \frac{0,547 \text{ kW}}{0,797 \text{ kW}}$$

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{c_s}}{\dot{W}_c} = 0,6863$$

$$\eta_c \approx 68,6 \%$$

4.2.8 Perhitungan \dot{Q} Evaporator

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

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{\text{ref}}(h_1 - h_4)$$

$$\dot{Q}_e = 0,017 \text{ kg/s}(257,9 \text{ kJ/kg} - 91,30 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{Q}_e = 2,83 \text{ kW}$$

4.2.9 Perhitungan \dot{Q} Kondenser

Besarkanya kapasitas kondensor atau besarnya energi panas yang dibuang oleh kondensor dapat dihitung dengan cara mengalikan laju aliran massa refrigeran dengan perubahan entalpi seperti persamaan 2.5. sebagai berikut:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{\text{ref}}(h_2 - h_3)$$

$$\dot{Q}_c = 0,017 \text{ kg/s} (304,8 \text{ kJ/kg} - 91,30 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{Q}_c = 3,62 \text{ kW}$$

4.2.10 Menghitung *Heat Rejection Ratio* (HRR)

Rasio pelepasan kalor atau heat rejection ratio adalah perbandingan antara panas yang dibuang oleh sistem dengan panas yang diserap oleh sistem. Dalam hal ini, panas yang

dibuang oleh kondensor dan yang diserap oleh evaporator. Nilai dari *heat rejection ratio* diperoleh dengan membandingkan nilai kapasitas kondensor dengan nilai kapasitas evaporator sesuai dengan persamaan 2.8.

$$HRR = \frac{\dot{Q}_{kondensor}}{\dot{Q}_{evaporator}}$$

$$HRR = \frac{3,62 \text{ kW}}{2,83 \text{ kW}}$$

$$HRR = 1,27$$

4.2.11 Perhitungan COP (Coefficient of Performance)

Nilai COP yang dihitung pada penelitian ini adalah nilai COP aktual yang diperoleh dengan membagi antara panas yang diserap oleh refrigeran pada evaporator ($Q_{evaporator}$) dengan kerja nyata kompresor pada sistem refrigerasi sesuai gambar perumusan 2.7 sebagai berikut:

$$COP = \frac{Q_e}{W_{comp}}$$

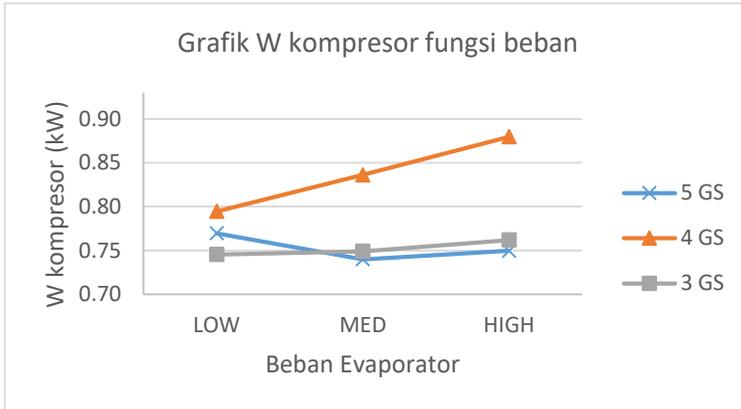
$$COP = \frac{3,62 \text{ kW}}{0,797 \text{ kW}}$$

$$COP = 4,54$$

4.3 Analisa Grafik

Dalam sub bab ini akan membahas grafik hasil pengolahan data eksperimen. Grafik yang akan dianalisa pada sub bab ini meliputi grafik kerja kompresor, efisiensi kompresor, kapasitas kondensor, kapasitas evaporator, COP, dan HRR yang semuanya fungsi beban evaporator serta p-h diagram dari sistem untuk masing-masing variasi.

4.3.1 Analisa Grafik Kerja Kompresor sebagai Fungsi beban Evaporator



Gambar 4.1 Grafik kerja kompresor sebagai fungsi beban evaporator

Gambar diatas menunjukkan kerja kompresor. Grafik tersebut menunjukkan tren grafik naik. Penggunaan oli pelumas dengan nilai viskositas 30cSt(3GS), 55cSt(4GS) dan 100cSt(5GS) pada suhu 40°C, menyebabkan peningkatan kerja kompresor pada masing-masing beban evaporator. Jika ditinjau pada masing-masing variasi viskositas oli pelumas refrigeran, peningkatan beban evaporator menyebabkan peningkatan kerja kompresor pada oli pelumas 4GS,3GS dan 5GS. Nilai W_c tertinggi sebesar 0.88 kW dihasilkan pada beban high dengan viskositas 55cSt(4GS), sedangkan nilai W_c terendah sebesar 0.75 kW dihasilkan pada beban low dengan viskositas 30cSt(3GS). Pengaruh penggunaan viskositas pelumas refrigeran yang berbeda paling signifikan terhadap peningkatan kerja kompresor terjadi pada beban high dengan oli pelumas seri 4GS, yaitu sebesar 14.7%.

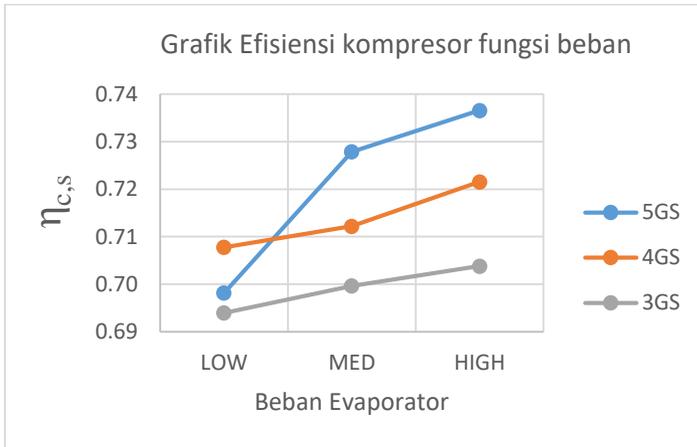
Dari segi termodinamika, peningkatan beban evaporator menyebabkan refrigeran mengalami perpindahan panas yang lebih besar sehingga temperatur keluar evaporator naik. Kenaikan temperatur ini dideteksi oleh *sensing bulb* yang memberikan sinyal kepada TXV untuk memperbesar bukaan katup agar jumlah refrigeran masuk evaporator semakin banyak. Dengan demikian, tekanan evaporator naik. Perubahan tingkat keadaan di keluaran evaporator memengaruhi perubahan tingkat keadaan *suction* dan *discharge* kompresor. Tekanan evaporator yang semakin tinggi menimbulkan kenaikan tekanan *suction*. Tekanan *discharge* juga ikut naik untuk mempertahankan *pressure ratio* kompresor. Peningkatan tekanan dan temperatur *suction* dan *discharge* akibat peningkatan beban evaporator menghasilkan nilai entalpi yang semakin tinggi sehingga kerja kompresor yang dibutuhkan juga semakin besar.

Hasil eksperimen pada viskositas 55cSt (4GS) menunjukkan tren yang sesuai dengan teori, berdasarkan data yang tercantum pada subbab 4.1, tekanan dan temperature *suction* dan *discharge* naik dari low sampai beban high. Tekanan dan temperatur *suction* rata-rata yang dihasilkan bernilai 55.3 psi dan 12.6 °C sedangkan pada tekanan dan temperatur *discharge* rata-rata bernilai 221 psi dan 91.2 °C

Selain itu, tren yang dihasilkan cenderung meningkat ini menunjukkan bahwa penggunaan pelumas dengan viskositas yang berbeda dapat meningkatkan kebutuhan kerja kompresor. Hal ini disebabkan oleh perubahan nilai viskositas pelumas akibat perubahan tekanan dan suhu pada kompresor. Semakin tinggi nilai viskositas pelumas, semakin besar tegangan geser yang timbul sehingga kemampuan alir pelumas berkurang. Dengan demikian jumlah pelumas yang

disuplai (*oil supply rate*) ke dalam *oil gallery* dan *bearing* berkurang

4.3.2 Analisa Grafik Efisiensi Isentropis Kompresor sebagai Fungsi beban Evaporator

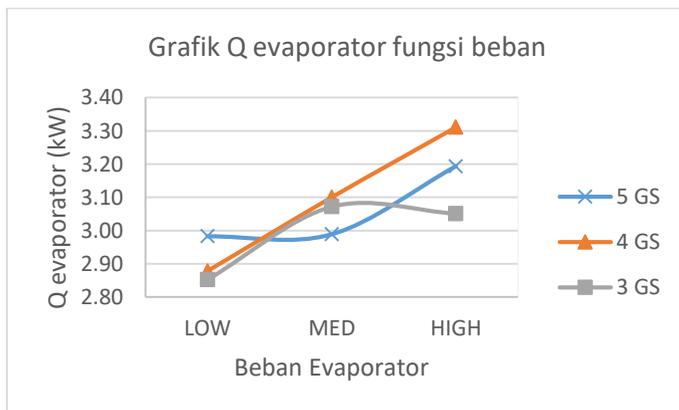


Gambar 4.2 Grafik efisiensi isentropis kompresor sebagai fungsi beban evaporator

Gambar diatas menunjukkan efisiensi isentropis kompresor. Grafik tersebut menunjukkan tren grafik yang naik. Penggunaan oli pelumas dengan nilai viskositas 30cSt(3GS), 55cSt(4GS) dan 100cSt(5GS) pada suhu 40°C menyebabkan peningkatan efisiensi isentropis kompresor pada masing-masing beban evaporator. Jika ditinjau pada masing-masing variasi viskositas pelumas, peningkatan beban evaporator menyebabkan peningkatan efisiensi isentropis kompresor pada oli pelumas 5GS,4GS dan 3GS. Nilai $\eta_{c,s}$ tertinggi sebesar 74 dihasilkan pada beban high dengan oli viskositas pelumas 100cSt(5GS), sedangkan nilai $\eta_{c,s}$ terendah sebesar 69 dihasilkan pada beban low dengan viskositas pelumas 30cSt(3GS). Pengaruh penggunaan

viskositas pelumas yang berbeda paling signifikan terhadap peningkatan efisiensi isentropis kompresor terjadi pada beban high dengan viskositas pelumas 100cSt(5GS), yaitu sebesar 5.4%. Peningkatan beban evaporator menyebabkan kompresor perlu bekerja lebih berat akibat kebutuhan refrigerasi yang meningkat. Dengan demikian, peningkatan beban evaporator berbanding lurus dengan peningkatan kerja kompresor, baik secara isentropis maupun aktual. Walaupun demikian, kenaikan kerja kompresor aktual (politropik) tidak sebanding dengan kenaikan kerja kompresor ideal (isentropik) mengakibatkan kenaikan efisiensi isentropis kompresor.

4.3.3 Analisa Grafik Kapasitas Evaporator sebagai Fungsi beban Evaporator



Gambar 4.3 Grafik kapasitas evaporator sebagai fungsi beban evaporator

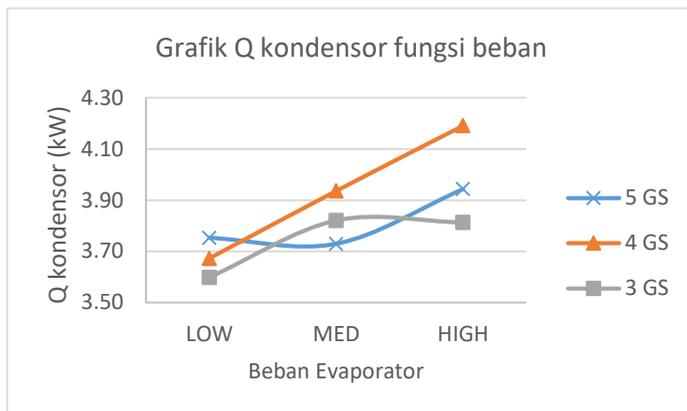
Gambar diatas menunjukkan kapasitas evaporator. Grafik tersebut menunjukkan tren grafik yang naik. Penggunaan oli pelumas dengan nilai viskositas 30cSt(3GS), 55cSt(4GS) dan 100cSt(5GS) pada suhu 40°C, menyebabkan

peningkatan kapasitas evaporator pada masing-masing beban evaporator. Jika ditinjau pada masing-masing variasi viskositas pelumas, peningkatan beban evaporator menyebabkan peningkatan kapasitas evaporator pada pelumas 4GS, 5GS dan 3GS. Nilai \dot{Q}_{evp} tertinggi sebesar 3.31 kW dihasilkan pada beban high dengan viskositas pelumas 55cSt(4GS), sedangkan nilai \dot{Q}_{evp} terendah sebesar 2.85 kW dihasilkan pada beban low dengan viskositas pelumas 30cSt(3GS). Pengaruh penggunaan viskositas pelumas yang berbeda paling signifikan terhadap peningkatan kapasitas evaporator terjadi pada beban high dengan viskositas pelumas seri 55cSt(4GS), yaitu sebesar 7.8%.

Kapasitas evaporator merupakan kemampuan evaporator untuk memberikan efek refrigerasi terhadap refrigerant. Tinggi rendahnya kapasitas refrigerasi dipengaruhi oleh kemampuan evaporator dalam menyerap kalor dari lingkungannya, semakin tinggi penyerapan suhunya maka semakin tinggi juga kapasitasnya. Dengan demikian, udara yang dihembuskan keluar dari evaporator semakin dingin.

Penggunaan pelumas dengan viskositas yang berbeda akan berpengaruh terhadap tingkat keadaan *discharge* kompresor. Semakin rendah kerja kompresor, semakin rendah energi yang diberikan refrigeran untuk bersirkulasi didalam sistem. Oleh karena itu, ketika laju alir refrigeran naik maka Q evaporator juga cenderung mengalami kenaikan. Sebaliknya, apabila laju alir refrigeran turun, maka Q evaporator juga cenderung mengalami penurunan.

4.3.4 Analisa Grafik Kapasitas Kondensor sebagai Fungsi beban Evaporator



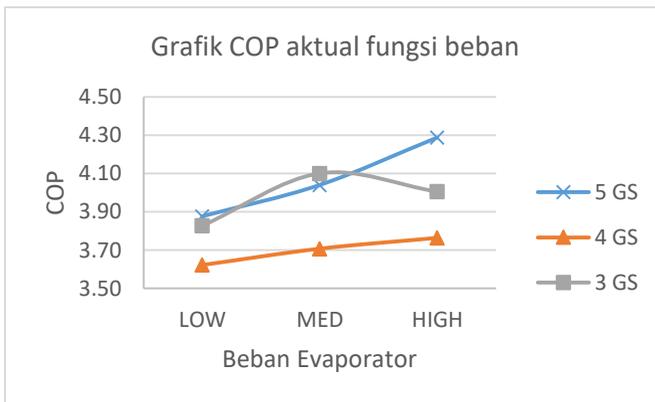
Gambar 4.4 Grafik kapasitas kondensor sebagai fungsi beban evaporator

Gambar diatas menunjukkan kapasitas kondensor. Grafik tersebut menunjukkan tren grafik yang naik. Penggunaan oli pelumas dengan nilai viskositas 30cSt(3GS), 55cSt(4GS) dan 100cSt(5GS) pada suhu 40°C menyebabkan peningkatan kapasitas kondensor pada masing-masing beban evaporator. Jika ditinjau pada masing-masing variasi viskositas oli pelumas refrigeran, peningkatan beban evaporator menyebabkan peningkatan kapasitas kondensor pada oli pelumas 4GS, 5GS dan 3GS. Nilai \dot{Q}_C tertinggi sebesar 3.94 kW dihasilkan pada beban high dengan viskositas pelumas 55cSt(4GS), sedangkan nilai \dot{Q}_C terendah sebesar 3.60 kW dihasilkan pada beban low dengan viskositas pelumas 30cSt(3GS). Pengaruh penggunaan viskositas pelumas yang berbeda paling signifikan terhadap

peningkatan kapasitas evaporator terjadi pada beban high dengan viskositas pelumas 55cSt(4GS), yaitu sebesar 3.2%.

Panas yang diserap oleh refrigeran di evaporator dan daya yang diberikan ke kompresor, maka besarnya panas yang dikeluarkan oleh refrigeran melalui kondensor sebanding dengan nilai panas yang diserap oleh refrigeran di evaporator ditambah dengan kerja yang diberikan ke kompresor. Oleh karena itu, tren grafik yang ditunjukkan pada gambar 4.4 grafik kapasitas kondensor fungsi beban evaporator akan menyerupai tren grafik yang ditunjukkan oleh grafik kapasitas evaporator fungsi beban evaporator. Laju alir massa yang dikeluarkan juga akan tetap, sehingga nilai panas yang diserap refrigeran ($Q_{\text{evaporator}}$) dan nilai panas yang dikeluarkan refrigeran ($Q_{\text{kondensor}}$) juga akan bernilai tetap.

4.3.5 Analisa Grafik COP sebagai Fungsi beban Evaporator



Gambar 4.5 Grafik COP sebagai fungsi beban evaporator

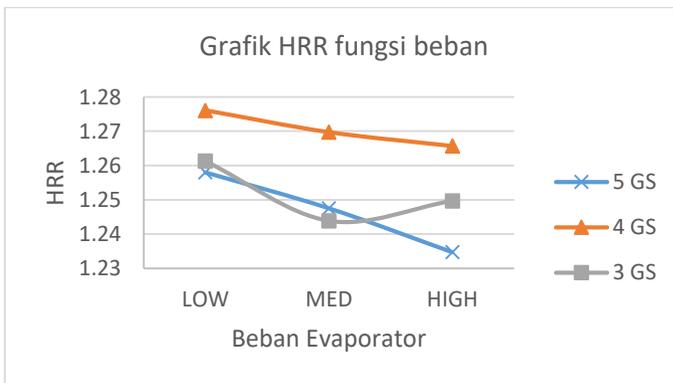
Gambar diatas menunjukkan *Coefficient of Performance* (COP). Grafik tersebut menunjukkan tren

grafik yang naik. Penggunaan oli pelumas dengan viskositas yang berbeda menyebabkan peningkatan COP pada masing-masing beban evaporator. Jika ditinjau pada masing-masing variasi viskositas oli pelumas refrigeran, peningkatan beban evaporator menyebabkan peningkatan COP pada oli pelumas 5GS,3GS dan 4GS. Nilai COP tertinggi sebesar 4.29 dihasilkan pada beban high dengan oli pelumas 5GS, sedangkan nilai COP terendah sebesar 3.62 dihasilkan pada beban low dengan oli pelumas 4GS. Pengaruh penggunaan viskositas oli pelumas refrigeran yang berbeda paling signifikan terhadap peningkatan kapasitas evaporator terjadi pada beban high dengan oli pelumas seri 5GS, yaitu sebesar 12.3%.

Hal ini sesuai dengan rumus yang menunjukkan bahwa COP merupakan perbandingan antara besarnya panas yang diserap oleh refrigeran di evaporator dengan daya input yang ki Gambar diatas menunjukkan *Coefficient of Performance* (COP). Grafik tersebut menunjukkan tren grafik yang naik. Penggunaan oli pelumas dengan nilai viskositas 30cSt(3GS), 55cSt(4GS) dan 100cSt(5GS) pada suhu 40°C menyebabkan peningkatan COP pada masing-masing beban evaporator. Jika ditinjau pada masing-masing variasi viskositas pelumas, peningkatan beban evaporator menyebabkan peningkatan COP pada oli pelumas 5GS,3GS dan 4GS. Nilai COP tertinggi sebesar 4.29 dihasilkan pada beban high dengan viskositas pelumas100cSt(5GS), sedangkan nilai COP terendah sebesar 3.62 dihasilkan pada beban low dengan viskositas pelumas 55cSt(4GS). Pengaruh penggunaan viskositas pelumas yang berbeda paling signifikan terhadap peningkatan kapasitas evaporator terjadi pada beban high dengan viskositas pelumas 100cSt(5GS), yaitu sebesar 12.3%.

COP merupakan perbandingan kapasitas evaporator terhadap kerja kompresor, atau dinyatakan secara matematis oleh persamaan 2.7. Peningkatan beban evaporator menyebabkan kenaikan keduanya sehingga COP juga naik. Di samping itu, penggunaan pelumas dengan viskositas yang berbeda menyebabkan peningkatan kerja kompresor akibat proses pelumasan logam terhadap permukaan kompresor. Kerja kompresor yang semakin besar menyebabkan energi refrigeran semakin besar sehingga kemampuannya menyerap panas di dalam evaporator juga semakin besar. Hal ini menyebabkan kenaikan nilai COP pada masing-masing beban evaporator. Dalam hal ini, hasil eksperimen pada semua variasi menunjukkan kesesuaian dengan teori.

4.3.6 Analisa Grafik HRR sebagai Fungsi beban Evaporator



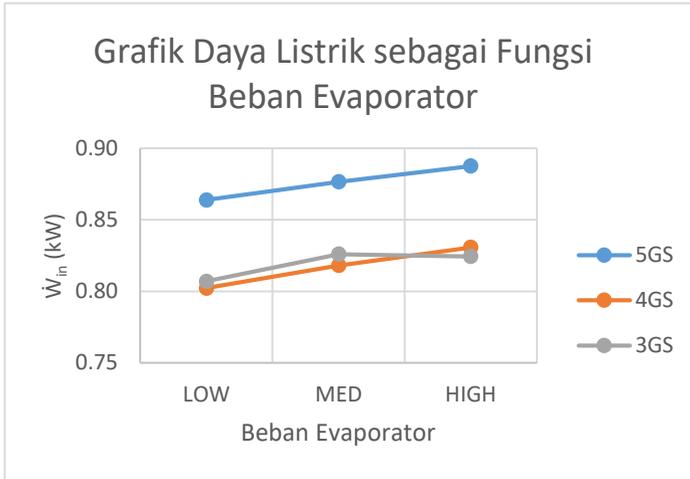
Gambar 4.6 Grafik HRR sebagai fungsi beban evaporator

Gambar diatas menunjukkan *Heat Rejection Ratio* (HRR). Grafik tersebut menunjukkan tren grafik yang naik. Penggunaan oli pelumas dengan nilai viskositas 30cSt(3GS), 55cSt(4GS) dan 100cSt(5GS) pada suhu 40°C menyebabkan

peningkatan HRR pada masing-masing beban evaporator. Jika ditinjau pada masing-masing variasi viskositas oli pelumas refrigeran, peningkatan beban evaporator menyebabkan penurunan HRR pada viskositas pelumas 5GS, 3GS dan 4GS. Nilai HRR tertinggi sebesar 1.28 dihasilkan pada beban low dengan viskositas pelumas 55cSt(4GS), sedangkan nilai HRR terendah sebesar 1.23 dihasilkan pada beban high dengan viskositas pelumas 100cSt(5GS). Pengaruh penggunaan viskositas pelumas yang berbeda paling signifikan terhadap penurunan HRR terjadi pada beban high dengan viskositas pelumas 100cSt(5GS), yaitu sebesar 3.14%.

Nilai dari rasio pelepasan panas diperoleh dengan membandingkan besaran Q kondensor dengan Q evaporator. Pada umumnya, nilai dari rasio pelepasan panas berada di atas angka 1. Nilai dari rasio pelepasan panas tidak akan bernilai kurang dari 1. Karena secara teoritis, nilai Q kondensor sama dengan nilai Q evaporator ditambah dengan nilai W kompresor. Sehingga pada saat nilai Q kondensor dibandingkan dengan nilai Q evaporator, maka nilai perbandingan tersebut tidak akan kurang dari 1.

4.3.7 Analisa Grafik Daya Listrik sebagai Fungsi beban Evaporator



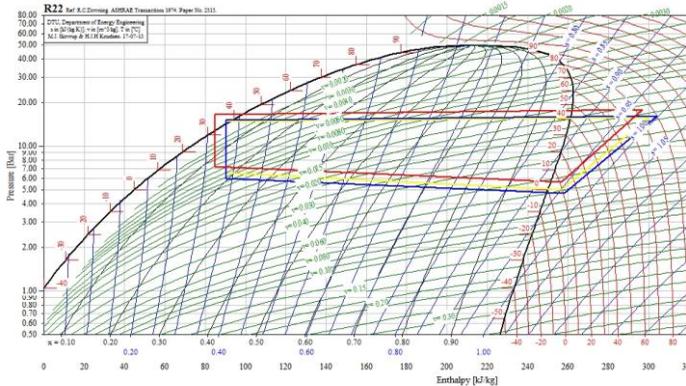
Gambar 4. 7 Grafik Daya Listrik sebagai fungsi beban evaporator

Gambar diatas menunjukkan daya listrik. Grafik tersebut menunjukkan tren grafik yang naik. Penggunaan oli pelumas dengan nilai viskositas 30cSt(3GS), 55cSt(4GS) dan 100cSt(5GS) pada suhu 40°C menyebabkan peningkatan HRR pada masing-masing beban evaporator. Jika ditinjau pada masing-masing variasi viskositas pelumas, peningkatan beban evaporator menyebabkan peningkatan daya listrik pada pelumas 5GS,3GS dan 4GS. Nilai daya listrik tertinggi sebesar 0.89kW dihasilkan pada beban high dengan viskositas pelumas100cSt(5GS), sedangkan nilai daya listrik terendah sebesar 0.80kW dihasilkan pada beban low dengan viskositas pelumas 55cSt(4GS). Pengaruh penggunaan viskositas pelumas yang berbeda paling signifikan terhadap

peningkatan kapasitas evaporator terjadi pada beban high dengan viskositas pelumas 100cSt(5GS), yaitu sebesar 7.8%.

Daya listrik merupakan jumlah listrik yang disuplai ke motor kompresor untuk menggerakkan komponen mekanis agar dapat melakukan kompresi, atau dinyatakan secara matematis oleh persamaan 2.2. Peningkatan beban evaporator menimbulkan peningkatan kerja kompresor untuk memenuhi kebutuhan refrigerasi sistem yang semakin besar. Hal ini menyebabkan kebutuhan konsumsi listrik oleh motor kompresor meningkat. Walaupun demikian, voltase listrik yang disuplai dari *inverter* untuk frekuensi listrik yang sama bernilai tetap dengan nilai $\cos \theta$ konstan sehingga perubahan daya listrik hanya dipengaruhi oleh perubahan arus. Di samping itu, penggunaan viskositas tinggi menyebabkan kenaikan kerja kompresor pada beban evaporator yang sama maupun pada beban yang semakin besar karena adanya proses pelumasan didalam kompresor. Hal ini menyebabkan kebutuhan daya listrik kompresor semakin tinggi.

4.3.8 Analisa P-h diagram sebagai Fungsi beban Evaporator *Low*

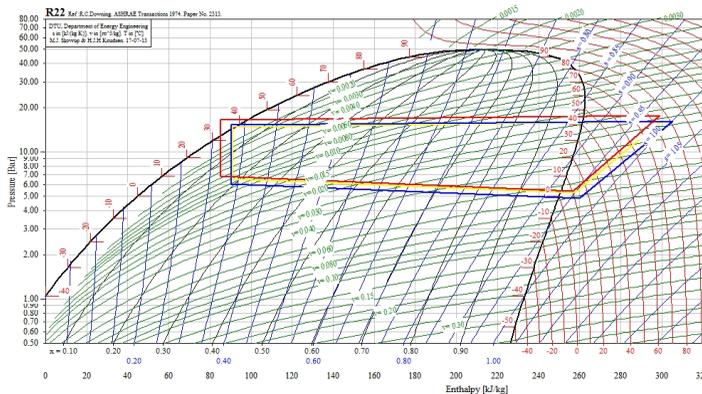


Gambar 4.8 P-h diagram sebagai fungsi beban evaporator *low*

Pada Gambar 4.7 didapatkan gambar perbandingan sistem dengan mengplotkan data-data yang telah didapatkan pada hasil uji eksperimen. Gambar 4.7 adalah perbandingan antara sistem yang menggunakan viskositas pelumas 30cSt(3GS) ditunjukkan oleh garis kurva berwarna kuning , sedangkan pada sistem yang menggunakan viskositas pelumas 55cSt(4GS) ditunjukkan oleh garis kurva berwarna biru dan pada sistem yang menggunakan viskositas pelumas 100cSt(5GS) ditunjukkan oleh garis kurva berwarna merah pada beban *low*. Berdasarkan gambar tersebut, pengaruh viskositas pelumas tidak signifikan terhadap performa siklus refrigerasi, kecuali pada kurva biru. Kurva biru menampilkan garis tekanan evaporasi dan tekanan *suction* yang lebih rendah dibandingkan dengan dua kurva lainnya, namun garis tekanan *discharge* dan tekanan kondensasi kurva biru dan kuning terletak hampir berhimpitan.

Penurunan tekanan *suction* menyebabkan kenaikan nilai *pressure ratio* kompresor sehingga kerja kompresi yang dibutuhkan semakin besar. Hal ini sesuai dengan garis kompresi biru yang lebih panjang. Di samping itu, perubahan *pressure ratio* juga berdampak pada garis ekspansi yang lebih panjang sehingga tekanan evaporasi lebih rendah. Penurunan tekanan evaporasi mengindikasikan penurunan temperatur evaporasi sehingga kapasitas evaporasi yang dihasilkan semakin besar.

4.3.9 Analisa P-h diagram sebagai Fungsi beban Evaporator *Medium*



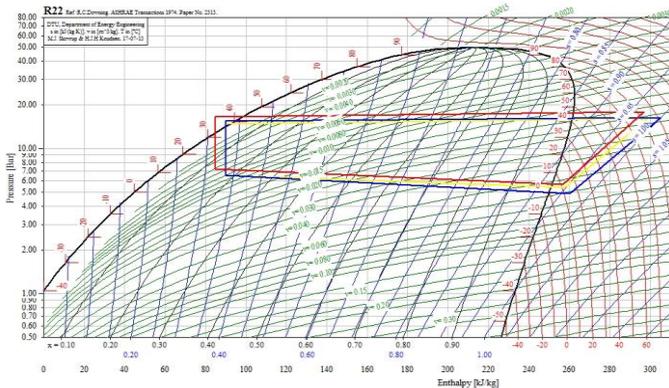
Gambar 4.9 P-h diagram sebagai fungsi beban evaporator *medium*

Pada Gambar 4.8 didapatkan gambar perbandingan sistem dengan mengplotkan data-data yang telah didapatkan pada hasil uji eksperimen. Gambar 4.8 adalah perbandingan antara sistem yang menggunakan viskositas pelumas 30cSt(3GS) ditunjukkan oleh garis kurva berwarna kuning , sedangkan pada sistem yang menggunakan viskositas

pelumas 55cSt(4GS) ditunjukkan oleh garis kurva berwarna biru dan pada sistem yang menggunakan viskositas pelumas 100cSt(5GS) ditunjukkan oleh garis kurva berwarna merah pada beban *low*. Berdasarkan gambar tersebut, pengaruh viskositas pelumas tidak signifikan terhadap performa siklus refrigerasi, kecuali pada kurva biru. Kurva biru menampilkan garis tekanan evaporasi dan tekanan *suction* yang lebih rendah dibandingkan dengan dua kurva lainnya

Penurunan tekanan evaporasi menimbulkan penurunan temperatur evaporasi. Hal ini menyebabkan efek refrigerasi yang dihasilkan evaporator semakin besar sehingga refrigeran dapat menyerap panas lebih banyak. Selain itu, nilai entalpi keluar kondensator yang semakin rendah mengindikasikan proses kondensasi yang semakin efektif karena refrigeran berada dalam kondisi *subcool*.

4.3.10 Analisa P-h diagram sebagai Fungsi beban Evaporator *High*



Gambar 4.10 P-h diagram sebagai fungsi beban evaporator *high*

Pada Gambar 4.9 didapatkan gambar perbandingan sistem dengan mengplotkan data-data yang telah didapatkan pada hasil uji eksperimen. Gambar 4.9 adalah perbandingan antara sistem yang menggunakan viskositas pelumas 30cSt(3GS) ditunjukkan oleh garis kurva berwarna kuning , sedangkan pada sistem yang menggunakan viskositas pelumas 55cSt(4GS) ditunjukkan oleh garis kurva berwarna biru dan pada sistem yang menggunakan viskositas pelumas 100cSt(5GS) ditunjukkan oleh garis kurva berwarna merah pada beban *low*. Berdasarkan gambar tersebut, pengaruh viskositas pelumas tidak signifikan terhadap performa siklus refrigerasi, kecuali pada kurva biru. Kurva biru menampilkan garis tekanan evaporasi dan tekanan *suction* yang lebih rendah dibandingkan dengan dua kurva lainnya

Penurunan tekanan evaporasi menimbulkan penurunan temperatur evaporasi. Hal ini menyebabkan efek refrigerasi yang dihasilkan evaporator semakin besar sehingga refrigeran dapat menyerap panas lebih banyak. Selain itu, nilai entalpi keluar kondensor yang semakin rendah mengindikasikan proses kondensasi yang semakin efektif karena refrigeran berada dalam kondisi *subcool*.

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang dapat diambil dari penelitian ini adalah:

1. Dengan penggunaan viskositas 100cSt(5GS) efisiensi kompresor yang dihasilkan pada beban *high* mencapai 73.6% dan nilai tersebut lebih besar jika dibandingkan dengan kedua viskositas 55cSt(4GS) dan 30cSt(3GS), yaitu 72.1% dan 70.3% pada pada kondisi beban *high*. Penggunaan viskositas yang lebih tinggi, menghasilkan efisiensi kompresor yang lebih besar sehingga mempengaruhi kerja kompresor.
2. Berdasarkan hasil eksperimen bahwa COP pada kondisi beban *high* yang dihasilkan viskositas 100cSt(5GS) mencapai 4.29 jika dibandingkan dengan kedua viskositas 55cSt(4GS) dan 30cSt(3GS) lebih rendah sekitar 4.01 dan 3.76 hal ini dipengaruhi oleh perbedaan kapasitas evaporator dan kerja kompresor pada masing-masing viskositas. Untuk viskositas 100cSt pada kondisi beban *high* proses kapasitas evaporator terjadi dengan menyerap kalor 3.19kW dan kerja kompresi 0.75kW, sedangkan pada viskositas 55cSt(4GS) kapasitas evaporator yang dibutuhkan 3.31kW dan kerja kompresi 0.88kW dan untuk viskositas 30cSt kapasitas evaporator yang dibutuhkan 3.05kW dan kerja kompresi 0.76kW.

3. Pada viskositas 100cSt(5GS) daya listrik yang dibutuhkan lebih besar sekitar 0.89kW jika dibandingkan dengan kedua viskositas 55cSt(4GS) dan 30cSt(3GS) daya listrik yang dibutuhkan justru lebih kecil sekitar 0.83kW dan 0.82 kW

5.2 Saran

1. Perlu penelaitain lebih lanjut untuk mengetahui pengaruh viskositas terhadap kinerja kompresor
2. Pada pengujian pengaruh viskositas pelumas terhadap kerja kompresor hanya dilakukan pada beberapa sampel pelumas dengan bahan mineral, maka disarankan pengujian dapat dilakukan dengan variasi bahan pelumas lainnya, seperti pelumas sintetik.
3. Penelitian dapat menggunakan variasi jenis refrigeran, jenis partikel, dan beban pendinginan untuk mengetahui variasi mana yang paling sesuai untuk menghasilkan nilai COP yang paling optimum dengan kebutuhan kerja kompresor yang paling minimum.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

- [1] S. Winarano, “Analisa Efektivitas Kerja Freon R-22 Dengan Hidrokarbon MC-22 dan Pengaruhnya Pada Viskositas Pelumas Kompresor,” 2008.
- [2] W. Stoecker , J. Jones dan S. Hara, Refrigerasi dan Pengkondisian Udara Edisi Kedua, Erlangga, 1992.
- [3] H. Prasetya, “Pengujian Kerja AC Domestik Dengan R-22 dan HCR-22 Pada Variasi Beban Pendinginan Evaporator dan Laju Pendinginan Kondensor”.
- [4] M. J. Moran dan H. Shapiro, Fundamentals of Engineering Thermodynamics (5th Edition), John Wiley & Sons, 2006.
- [5] ASHRAE Handbook of Fundamental, Millstar Electronic Publish Group, Inc, 1998.
- [6] D. purwanto, Uji Eksperimental Minyak Pelumas pada Kompresor Hermetik dengan Viskositas 32 dan Refrigeran HCR-22, 200.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN A

Tabel 0.1 Data hasil pelumas 3GS

	NO	TIME	sacaban deng	CHECK POINT 1		CHECK POINT 2		CHECK POINT 3		CHECK POINT 4		m AVG	V	A	FAN	
				P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T				EVP	CON
HIGH	1	0	TYV	64	11.7	220	83.1	200	36.3	80	6.6	0.016	220	4	HIGH	HIGH
	2	5		64	11.5	220	83	200	36.2	80	6.5	0.016	220	4	HIGH	HIGH
	3	10		64	11.7	220	83.2	200	36.5	80	6.4	0.016	220	4	HIGH	HIGH
	4	15		64	11.9	220	83.4	200	36.7	80	6.6	0.016	220	4	HIGH	HIGH
	5	20		64	12.1	220	83.7	200	36.8	80	6.9	0.016	220	4	HIGH	HIGH
	6	25		64	12.3	220	83.9	200	37	80	7	0.016	220	4	HIGH	HIGH
	7	30		64	12.2	220	83.7	200	36.7	80	6.9	0.016	220	4	HIGH	HIGH
	8	35		64	12.3	220	83.9	200	37	80	7.2	0.016	220	4	HIGH	HIGH
	9	40		64	12.6	220	84.2	200	37.2	80	7.4	0.016	220	4	HIGH	HIGH
	10	45		64	12.8	220	84.5	200	37.3	80	7.3	0.016	220	4	HIGH	HIGH
	11	50		64	13	220	84.5	200	37.6	80	7.4	0.016	220	4.1	HIGH	HIGH
	12	55		64	12.8	220	84.4	200	37.3	80	7.4	0.016	220	4	HIGH	HIGH
	13	60		64	12.8	220	84.4	200	37.5	80	7.3	0.016	220	4	HIGH	HIGH
MEDIUM	1	0	TYV	64	11.6	220	84.2	200	37.5	80	7.1	0.016	220	4	MEDIUM	HIGH
	2	5		62	11.9	220	84.5	200	37.4	80	6.9	0.016	220	4	MEDIUM	HIGH
	3	10		62	12.1	220	84.7	200	37.5	80	7.1	0.016	220	4	MEDIUM	HIGH
	4	15		62	12.1	220	84.9	200	37.8	80	7	0.016	220	4	MEDIUM	HIGH
	5	20		62	12.1	220	84.8	200	37.5	80	7	0.016	220	4	MEDIUM	HIGH
	6	25		62	11.8	220	84.6	200	37.3	80	6.8	0.016	220	4	MEDIUM	HIGH
	7	30		62	11.7	220	84.6	200	37.4	80	6.8	0.016	220	4	MEDIUM	HIGH
	8	35		62	12	220	84.8	200	37.4	80	6.9	0.016	220	4	MEDIUM	HIGH
	9	40		62	11.9	220	84.8	200	37.5	80	6.9	0.016	220	4	MEDIUM	HIGH
	10	45		62	12	220	84.9	200	37.8	80	7.2	0.016	220	4.1	MEDIUM	HIGH
	11	50		62	12.1	220	84.8	200	37.4	80	7.1	0.016	220	4	MEDIUM	HIGH
	12	55		62	11.9	220	84.8	200	37.5	80	7.2	0.016	220	4	MEDIUM	HIGH
	13	60		62	12.2	220	84.9	200	37.7	80	7	0.016	220	4	MEDIUM	HIGH

LOW	NO	TIME	seraban deng	CHECK POINT 1		CHECK POINT 2		CHECK POINT 3		CHECK POINT 4		m AVG	V	A	FAN	
				P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T				EVP	CON
				1	0	TV	60	9.4	215	84.8	200				37	80
2	5	58	9.1	215	84.4		200	36.8	80	5.1	0.015	220	3.9	LOW	HIGH	
3	10	58	9	215	84.5		200	36.9	80	5.1	0.015	220	3.9	LOW	HIGH	
4	15	58	9.3	215	84.8		200	37.1	80	5.3	0.015	220	3.9	LOW	HIGH	
5	20	58	9.5	215	84.9		200	37.1	80	5.4	0.015	220	3.9	LOW	HIGH	
6	25	58	9.5	215	85.1		200	37.4	80	5.4	0.015	220	3.9	LOW	HIGH	
7	30	60	9.8	215	84.9		200	37.6	80	5.5	0.015	220	4	LOW	HIGH	
8	35	58	9.6	215	85		200	37.1	80	5.5	0.015	220	4	LOW	HIGH	
9	40	58	9.2	215	84.6		200	36.7	80	5.3	0.015	220	3.9	LOW	HIGH	
10	45	56	9.1	215	84.6		200	37	80	5.2	0.015	220	3.9	LOW	HIGH	
11	50	56	9.3	215	84.8		200	37.1	80	5.2	0.015	220	3.9	LOW	HIGH	
12	55	58	9.4	215	84.8		200	37.1	80	5.4	0.015	220	3.9	LOW	HIGH	
13	60	58	9.8	215	85		200	37.2	80	5.5	0.015	220	3.9	LOW	HIGH	

Tabel 0.2 Data hasil pelumas 4GS

HIGH	NO	TIME	serolan deng	CHECK POINT 1		CHECK POINT 2		CHECK POINT 3		CHECK POINT 4		m AVG (kg)	V	A	FAN	
				P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T				EVP	CON
				1	0	TV	56	12.7	220	90.8	210				34.4	80
2	5	56	12.8	225	90.9		210	34.4	80	3.2	0.017	220	4	HIGH	HIGH	
3	10	56	13	225	90.9		210	36.5	80	3.7	0.017	220	4	HIGH	HIGH	
4	15	56	13.4	225	91.1		210	36.8	80	4.1	0.017	220	4.1	HIGH	HIGH	
5	20	56	13.4	225	91.3		210	37.3	80	4	0.017	220	4.1	HIGH	HIGH	
6	25	56	14.2	225	91.9		210	38	80	4.5	0.017	220	4.1	HIGH	HIGH	
7	30	58	14.5	225	92.3		210	37.6	80	4.7	0.017	220	4.2	HIGH	HIGH	
8	35	56	14.8	225	92		210	37.8	80	4.5	0.017	220	4	HIGH	HIGH	
9	40	58	14.8	225	92.8		210	37.4	80	4.5	0.017	220	4	HIGH	HIGH	
10	45	56	14.5	220	92.2		205	37	80	4.4	0.017	220	4	HIGH	HIGH	
11	50	56	14.4	220	92		205	37	80	4.8	0.017	220	4	HIGH	HIGH	
12	55	56	14.4	220	92		205	37.3	80	4.4	0.017	220	4	HIGH	HIGH	
13	60	56	14	220	91.8		205	37	80	4.8	0.017	220	4	HIGH	HIGH	

	NO	TIME	perubahan degas	CHECK POINT 1		CHECK POINT 2		CHECK POINT 3		CHECK POINT 4		m	V	A	FAN	
				P(Pa/g)	T	P(Pa/g)	T	P(Pa/g)	T	P(Pa/g)	T				EVP	CON
MEDIUM	1	0	ZY	54	13.4	220	91.7	205	37	70	3.9	0.016	220	3.9	MEDIUM	HIGH
	2	5		56	13.2	220	91.6	207	37.1	70	4.2	0.016	220	4	MEDIUM	HIGH
	3	10		54	13.1	220	91.5	207	37.1	70	4.5	0.016	220	4	MEDIUM	HIGH
	4	15		56	13.7	220	91.6	206	36.9	70	4.1	0.016	220	4	MEDIUM	HIGH
	5	20		55	13.3	220	91.6	207	37	70	4.4	0.016	220	4	MEDIUM	HIGH
	6	25		55	13	220	91.5	206	36.8	75	3.9	0.016	220	4	MEDIUM	HIGH
	7	30		56	13.2	220	91.7	205	37.2	75	4.2	0.016	220	4	MEDIUM	HIGH
	8	35		56	13.4	220	91.7	205	37.4	75	4.1	0.016	220	4	MEDIUM	HIGH
	9	40		56	13.4	220	92	205	37.3	75	4	0.016	220	4	MEDIUM	HIGH
	10	45		56	13.5	222	91.9	207	37.1	75	4.4	0.016	220	4	MEDIUM	HIGH
	11	50		56	13.3	222	91.7	207	37.2	75	4.3	0.016	220	4	MEDIUM	HIGH
	12	55		56	13.1	222	91.1	207	37	75	4.1	0.016	220	3.9	MEDIUM	HIGH
	13	60		56	12.8	220	91	205	36.8	75	4	0.016	220	3.9	MEDIUM	HIGH
LOW	1	0	ZY	54	11.2	220	91.5	205	38.4	73	3.8	0.015	220	3.9	LOW	HIGH
	2	5		54	10.9	220	90.5	205	37.9	73	3.8	0.015	220	3.9	LOW	HIGH
	3	10		53	10.9	220	90.5	205	37.5	72	3.3	0.015	220	3.9	LOW	HIGH
	4	15		53	10.7	220	90.6	205	37.8	72	3.3	0.015	220	3.9	LOW	HIGH
	5	20		54	10.5	220	90.3	205	37.4	72	3.3	0.015	220	3.9	LOW	HIGH
	6	25		53	10.4	220	90.3	205	37.5	72	3.1	0.015	220	3.9	LOW	HIGH
	7	30		53	10.2	220	90	205	37.4	72	3.1	0.015	220	3.9	LOW	HIGH
	8	35		53	10.1	220	90.1	205	37.4	72	3.3	0.015	220	3.9	LOW	HIGH
	9	40		55	10.1	220	90.1	205	37.4	71	3.3	0.015	220	3.9	LOW	HIGH
	10	45		55	10.9	220	89.9	205	37.3	71	3.4	0.015	220	3.9	LOW	HIGH
	11	50		55	11	220	90.1	205	37.4	71	3.5	0.015	220	3.9	LOW	HIGH
	12	55		55	10.9	220	90.2	205	36.7	71	3.3	0.015	220	3.9	LOW	HIGH
	13	60		55	10.9	220	90.3	205	36.6	71	3.1	0.015	220	3.9	LOW	HIGH

Tabel 0.3 Data hasil pelumas 5GS

	NO	TIME	coban det	CHECK POINT 1		CHECK POINT 2		CHECK POINT 3		CHECK POINT 4		m AVG	V	A	FAN	
				P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T				EVF	CON
				TAY												
HIGH	1	0	TAY	68	11.2	235	71.9	220	32.7	90	8	0.016	220	4.3	HIGH	HIGH
	2	5		68	10.6	240	81.3	225	32.3	90	7.9	0.016	220	4.3	HIGH	HIGH
	3	10		68	11.1	245	84.7	225	32.8	90	8.3	0.016	220	4.3	HIGH	HIGH
	4	15		66	11.1	245	84.8	225	32.7	90	8.3	0.016	220	4.3	HIGH	HIGH
	5	20		68	11.2	245	85.1	225	32.6	90	8.3	0.016	220	4.3	HIGH	HIGH
	6	25		68	11.5	245	85.4	225	32.9	90	8.4	0.016	220	4.3	HIGH	HIGH
	7	30		66	11.3	245	85.3	225	32.9	90	8.4	0.016	220	4.3	HIGH	HIGH
	8	35		66	11.4	245	85.4	225	32.9	90	8.4	0.016	220	4.3	HIGH	HIGH
	9	40		66	11.2	240	85.5	225	32.9	90	8.4	0.016	220	4.3	HIGH	HIGH
	10	45		68	12.2	245	85.7	225	33.3	90	8.7	0.016	220	4.4	HIGH	HIGH
	11	50		68	12.4	245	86.2	230	33.5	90	9.1	0.016	220	4.4	HIGH	HIGH
	12	55		68	12.1	245	86.2	230	33	90	9	0.016	220	4.3	HIGH	HIGH
	13	60		68	12.2	245	86.2	225	33.5	90	8.9	0.016	220	4.3	HIGH	HIGH
MEDIUM	NO	TIME	coban det	CHECK POINT 1		CHECK POINT 2		CHECK POINT 3		CHECK POINT 4		m AVG	V	A	FAN	
	P(Psig)	T		P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T	EVF	CON					
	TAY															
	1	0		64	10.5	245	85.8	225	32.9	85	8	0.015	220	4.3	MEDIUM	HIGH
	2	5		64	10.4	245	86.1	225	32.9	85	7.7	0.015	220	4.3	MEDIUM	HIGH
	3	10		64	10.5	240	86.3	225	32.9	85	7.8	0.015	220	4.3	MEDIUM	HIGH
	4	15		64	10.4	240	86.1	225	32.9	85	7.8	0.015	220	4.3	MEDIUM	HIGH
	5	20		64	10.6	245	86.3	225	33.1	85	7.9	0.015	220	4.3	MEDIUM	HIGH
	6	25		64	10.5	245	86.5	225	33.2	85	8	0.015	220	4.3	MEDIUM	HIGH
	7	30		64	10.4	240	86.4	225	33	85	7.7	0.015	220	4.2	MEDIUM	HIGH
	8	35		64	10.5	240	86.4	225	32.9	85	7.7	0.015	220	4.2	MEDIUM	HIGH
	9	40		64	10.3	240	86.3	225	32.8	85	7.7	0.015	220	4.2	MEDIUM	HIGH
	10	45		64	10.2	240	86.3	225	32.7	85	7.6	0.015	220	4.2	MEDIUM	HIGH
11	50	64	10.5	240	86.4	225	32.9	85	7.8	0.015	220	4.2	MEDIUM	HIGH		
12	55	64	11.1	245	86.6	225	33.3	85	8.2	0.015	220	4.3	MEDIUM	HIGH		
13	60	64	11.2	245	86.3	225	33.3	85	8.3	0.015	220	4.3	MEDIUM	HIGH		

LOW	NO	TIME	coban den	CHECK POINT 1		CHECK POINT 2		CHECK POINT 3		CHECK POINT 4		m AVG	V	A	FAN	
				P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T	P(Psig)	T				EVP	CON
				62	8.0	240	85.8	220	32.6	80	6.1				0.015	220
2	5	62	8.0	240	86.5	220	32.5	80	6.1	0.015	220	4.2	LOW	HIGH		
3	10	62	8.1	240	86.6	220	32.4	80	6.1	0.015	220	4.2	LOW	HIGH		
4	15	62	7.8	240	86.7	220	32.3	80	6.1	0.015	220	4.2	LOW	HIGH		
5	20	62	7.8	240	86.7	220	32.3	80	5.8	0.015	220	4.2	LOW	HIGH		
6	25	64	9.0	240	86.2	220	32.5	80	6.6	0.015	220	4.2	LOW	HIGH		
7	30	64	8.8	240	86.3	220	32.4	80	6.6	0.015	220	4.2	LOW	HIGH		
8	35	64	8.7	240	86.3	220	32.6	80	6.6	0.015	220	4.2	LOW	HIGH		
9	40	64	8.7	240	86.3	220	32.6	80	6.6	0.015	220	4.2	LOW	HIGH		
10	45	64	8.7	240	86.3	220	32.4	80	6.4	0.015	220	4.2	LOW	HIGH		
11	50	62	8.5	240	86.2	220	32.4	80	6.4	0.015	220	4.2	LOW	HIGH		
12	55	62	8.4	240	86.0	220	32.3	80	6.4	0.015	220	4.2	LOW	HIGH		
13	60	62	8.4	240	86.0	220	32.3	80	6.2	0.015	220	4.2	LOW	HIGH		

LAMPIRAN B

Tabel 0.4 Data hasil pelumas 3GS

No	h1 out ev	s1	h2	h2s	h3	h4 (kJ/kg) h4 = h3	T4 (°C) = (p4, h4)	Quality (X4)
	kJ/kg	kJ/kg K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg			
1	257.5	0.9465	298.2	286	89.4	89.4	8.6	0.1746
2	257.4	0.946	298.1	285.9	89.27	89.27	8.6	0.1739
3	257.5	0.9465	298.3	286	89.66	89.66	8.6	0.1759
4	257.7	0.947	298.5	286.2	89.92	89.92	8.6	0.1772
5	257.8	0.9476	298.7	286.4	90.05	90.05	8.6	0.1778
6	257.9	0.9481	298.9	286.6	90.31	90.31	8.6	0.1792
7	257.9	0.9478	298.7	286.5	89.92	89.92	8.6	0.1772
8	257.9	0.9481	298.9	286.6	90.31	90.31	8.6	0.1792
9	258.2	0.9488	299.2	286.8	90.58	90.58	8.6	0.1805
10	258.3	0.9493	299.4	287	90.71	90.71	8.6	0.1812
11	258.5	0.9499	299.4	287.2	91.1	91.1	8.6	0.1831
12	258.3	0.9493	299.3	287	90.71	90.71	8.6	0.1812
13	258.3	0.9493	299.3	287	90.97	90.97	8.6	0.1825

No	h1 out ev	s1	h2	h2s	h3	h4 (kJ/kg) h4 = h3	T4 (°C) = (p4, h4)	Quality (X4)
	kJ/kg	kJ/kg K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg			
1	257.4	0.9463	299.2	286	90.97	90.97	8.6	0.1825
2	257.9	0.9502	299.4	287.3	90.84	90.84	8.6	0.1818
3	258.1	0.9507	299.6	287.5	90.97	90.97	8.6	0.1825
4	258.1	0.9507	299.8	287.5	91.36	91.36	8.6	0.1845
5	258.1	0.9507	299.7	287.5	90.97	90.97	8.6	0.1825
6	257.8	0.95	299.5	287.2	90.71	90.71	8.6	0.1812
7	257.8	0.9497	299.5	287.1	90.84	90.84	8.6	0.1818
8	258	0.9505	299.7	287.4	90.84	90.84	8.6	0.1818
9	257.9	0.9502	299.7	287.3	90.97	90.97	8.6	0.1825
10	258	0.9505	299.8	287.4	91.36	91.36	8.6	0.1845
11	258.1	0.9507	299.7	287.5	90.84	90.84	8.6	0.1818
12	257.9	0.9502	299.7	287.3	90.97	90.97	8.6	0.1825
13	258.1	0.951	299.8	287.6	91.23	91.23	8.6	0.1838

No	h1 out ev	s1	h2	h2s	h3	h4 (kJ/kg) h4 = h3	T4 (°C) = (p4, h4)	Quality (X4)
	kJ/kg	kJ/kg K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg			
1	256.4	0.9471	300.1	285.7	90.31	90.31	8.6	0.1791
2	256.4	0.9496	299.7	286.5	90.05	90.05	8.6	0.1778
3	256.4	0.9494	299.8	286.4	90.18	90.18	8.6	0.1785
4	256.6	0.9502	300.1	286.7	90.44	90.44	8.6	0.1798
5	256.7	0.9507	300.2	286.9	90.44	90.44	8.6	0.1798
6	256.7	0.9507	300.3	286.9	90.84	90.84	8.6	0.1818
7	256.7	0.9481	300.2	286	91.1	91.1	8.6	0.1831
8	256.8	0.9509	300.3	287	90.44	90.44	8.6	0.1798
9	256.5	0.9499	299.9	286.6	89.92	89.92	8.6	0.1772
10	256.7	0.953	299.9	287.7	90.31	90.31	8.6	0.1792
11	256.9	0.9536	300.1	287.9	90.44	90.44	8.6	0.1798
12	256.7	0.9504	300.1	286.8	90.44	90.44	8.6	0.1798
13	256.9	0.9514	300.3	287.1	90.58	90.58	8.6	0.1805

Tabel 0.5 Data hasil pelumas 4GS

No	h1 out ev	s1	h2	h2s	h3	h4 (kJ/kg) h4 =	T4 (°C) =	Quality (X4)
	kJ/kg	kJ/kg K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	h3	(p4, h4)	
1	259.3	0.9621	304.8	291.4	86.92	86.92	8.6	0.162
2	259.4	0.9624	304.5	292.1	86.92	86.92	8.6	0.162
3	259.5	0.9629	304.5	292.3	89.66	89.66	8.6	0.1759
4	259.8	0.9639	304.7	292.7	90.05	90.05	8.6	0.1778
5	259.8	0.9639	304.8	292.7	90.71	90.71	8.6	0.1812
6	260.4	0.9659	305.3	293.4	91.63	91.63	8.6	0.1858
7	260.3	0.9633	305.7	292.5	91.1	91.1	8.6	0.1831
8	260.8	0.9674	305.4	293.9	91.36	91.36	8.6	0.1845
9	260.5	0.964	306.1	292.7	90.84	90.84	8.6	0.1818
10	260.6	0.9666	306	293	90.31	90.31	8.6	0.1792
11	260.5	0.9664	305.8	292.9	90.31	90.31	8.6	0.1792
12	260.5	0.9664	305.8	292.9	90.71	90.71	8.6	0.1812
13	260.2	0.9654	305.6	292.9	90.31	90.31	8.6	0.1792

No	h1 out ev	s1	h2	h2s	h3	h4 (kJ/kg) h4 =	T4 (°C) =	Quality
	kJ/kg	kJ/kg K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	h3	(p4, h4)	(X4)
1	260	0.9673	305.5	293.3	90.31	90.31	5.012	0.1978
2	259.6	0.9634	305.5	291.9	90.44	90.44	5.012	0.1985
3	259.8	0.9665	305.4	293	90.44	90.44	5.012	0.1985
4	260	0.9646	305.5	292.3	90.18	90.18	5.012	0.1972
5	259.8	0.9653	305.5	292.5	90.31	90.31	5.012	0.1978
6	259.6	0.9646	305.4	292.3	90.05	90.05	6.856	0.1871
7	259.6	0.9634	305.5	291.9	90.58	90.58	6.856	0.1897
8	259.8	0.9639	305.5	292.1	90.84	90.84	6.858	0.191
9	259.8	0.9639	305.8	292.1	90.71	90.71	6.858	0.1904
10	259.9	0.9641	305.6	292.4	90.44	90.44	6.858	0.189
11	259.7	0.9636	305.4	292.2	90.58	90.58	6.858	0.1897
12	259.6	0.9631	304.9	292	90.31	90.31	6.858	0.1884
13	259.4	0.9624	304.9	291.5	90.05	90.05	6.858	0.1871

No	h1 out ev	s1	h2	h2s	h3	h4 (kJ/kg) h4 =	T4 (°C) =	Quality
	kJ/kg	kJ/kg K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	h3	(p4, h4)	(X4)
1	258.5	0.9618	305.4	291.3	90.31	90.31	6.129	0.1921
2	258.3	0.961	304.5	291	90.44	90.44	6.129	0.1928
3	258.4	0.9628	304.5	291.7	90.44	90.44	5.76	0.1947
4	258.3	0.9623	304.6	291.5	90.18	90.18	5.76	0.1934
5	258	0.96	304.4	290.7	90.31	90.31	5.76	0.194
6	258	0.9615	304.4	291.2	90.05	90.05	5.76	0.1927
7	257.9	0.961	304.1	291	90.58	90.58	5.76	0.1954
8	257.8	0.9608	304.2	291	90.84	90.84	5.76	0.1967
9	257.6	0.9573	304.2	289.8	90.71	90.71	5.388	0.1979
10	258.1	0.9593	304	290.5	90.44	90.44	5.388	0.1966
11	258.2	0.9596	304.2	290.6	90.58	90.58	5.388	0.1973
12	258.1	0.9593	304.3	290.5	90.31	90.31	5.388	0.1959
13	258.1	0.9593	304.4	290.5	90.05	90.05	5.388	0.1946

Tabel 0.6 Data hasil pelumas 5GS

No	h1 out ev	s1	h2	h2s	h3	h4 (kJ/kg)	T4 (°C) =	Quality (X4)
	kJ/kg	kJ/kg K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	h4 = h3	(p4, h4)	
1	256.6	0.9391	287.2	285.2	84.72	84.72	11.96	0.1326
2	256.2	0.9375	295	285.2	84.2	84.2	11.96	0.1299
3	256.5	0.9388	297.5	286.2	84.85	84.85	11.97	0.1333
4	256.5	0.9388	297.6	286.2	84.72	84.72	11.97	0.1326
5	256.6	0.9391	297.9	286.3	84.59	84.59	11.97	0.1319
6	256.8	0.9398	298.1	286.5	84.98	84.98	11.97	0.1339
7	256.7	0.9393	298.1	286.3	84.98	84.98	11.97	0.1339
8	256.7	0.9396	298.1	286.4	84.98	84.98	11.97	0.1339
9	256.6	0.9391	298.6	285.7	84.98	84.98	11.97	0.1339
10	257.3	0.9416	298.4	287.1	85.49	85.49	11.97	0.1365
11	257.5	0.9422	298.8	287.3	85.75	85.75	11.97	0.1379
12	257.3	0.9414	298.8	287.1	85.11	85.11	11.97	0.1346
13	257.3	0.9416	298.8	287.1	85.75	85.75	11.97	0.1379

No	h1 out ev	s1	h2	h2s	h3	h4 (kJ/kg)	T4 (°C) =	Quality (X4)
	kJ/kg	kJ/kg K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	h4 = h3	(p4, h4)	
1	256.6	0.9435	298.5	287.8	84.98	84.98	10.33	0.143
2	256.6	0.9432	298.8	287.7	84.98	84.98	10.33	0.143
3	256.6	0.9435	299.3	287.3	84.98	84.98	10.33	0.143
4	256.6	0.9435	299.2	287.3	84.98	84.98	10.33	0.143
5	256.7	0.9437	298.9	287.9	85.24	85.24	10.33	0.1443
6	256.6	0.9435	299.1	287.8	85.36	85.36	10.33	0.1449
7	256.6	0.9432	299.4	287.2	85.11	85.11	10.33	0.1437
8	256.6	0.9435	299.4	287.3	84.98	84.98	10.33	0.143
9	256.5	0.9429	299.3	287.1	84.85	84.85	10.33	0.1423
10	256.4	0.9427	299.3	287	84.72	84.72	10.33	0.1417
11	256.6	0.9435	299.4	287.3	84.98	84.98	10.33	0.143
12	257.1	0.945	299.2	288.3	85.49	85.49	10.33	0.1456
13	257.1	0.9453	298.9	288.4	85.49	85.49	10.33	0.1456

No	h1 out ev	s1	h2	h2s	h3	h4 (kJ/kg)	T4 (°C) =	Quality (X4)
	kJ/kg	kJ/kg K	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	h4 = h3	(p4, h4)	
1	255.1	0.9402	298.9	286.1	84.59	84.59	8.625	0.1503
2	255.1	0.9402	299.5	286.1	84.46	84.46	8.624	0.1496
3	255.2	0.9405	299.6	286.2	84.33	84.33	8.624	0.149
4	254.9	0.9397	299.7	286	84.2	84.2	8.624	0.1483
5	254.9	0.9397	299.7	286	84.2	84.2	8.624	0.1483
6	255.5	0.9396	299.3	285.9	84.46	84.46	8.624	0.1496
7	255.4	0.9391	299.3	285.7	84.33	84.33	8.624	0.149
8	255.3	0.9388	299.3	285.6	84.59	84.59	8.624	0.1503
9	255.3	0.9388	299.3	285.6	84.59	84.59	8.624	0.1503
10	255.3	0.9388	299.3	285.6	84.33	84.33	8.624	0.149
11	255.5	0.9415	299.3	286.6	84.33	84.33	8.624	0.149
12	255.4	0.9412	299.1	286.5	84.2	84.2	8.624	0.1483
13	255.4	0.9412	299.1	286.5	84.2	84.2	8.624	0.1483

LAMPIRAN C

Tabel 0.7 Data hasil pelumas 3GS

Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP	m
(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		Actual	(kg/s)
3.086	3.833	0.843	0.747	0.523	0.700	1.242	4.13	0.018
3.088	3.835	0.823	0.747	0.523	0.700	1.242	4.13	0.018
3.079	3.828	0.823	0.749	0.523	0.699	1.243	4.11	0.018
3.076	3.824	0.823	0.748	0.522	0.699	1.243	4.11	0.018
3.074	3.824	0.823	0.750	0.524	0.699	1.244	4.10	0.018
3.069	3.819	0.823	0.751	0.526	0.700	1.245	4.09	0.018
3.079	3.827	0.823	0.748	0.524	0.701	1.243	4.12	0.018
3.069	3.819	0.823	0.751	0.526	0.700	1.245	4.09	0.018
3.067	3.817	0.823	0.750	0.523	0.698	1.245	4.09	0.018
3.065	3.817	0.823	0.752	0.525	0.698	1.245	4.08	0.018
3.058	3.805	0.843	0.747	0.524	0.702	1.244	4.09	0.018
3.065	3.815	0.823	0.750	0.525	0.700	1.245	4.09	0.018
3.058	3.808	0.823	0.749	0.525	0.700	1.245	4.08	0.018

Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP	m
(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		Actual	(kg/s)
3.042	3.806	0.823	0.764	0.523	0.684	1.251	3.98	0.018
3.054	3.813	0.823	0.759	0.538	0.708	1.248	4.03	0.018
3.055	3.813	0.823	0.759	0.537	0.708	1.248	4.03	0.018
3.044	3.805	0.823	0.761	0.537	0.705	1.250	4.00	0.018
3.055	3.815	0.823	0.760	0.537	0.707	1.249	4.02	0.018
3.056	3.819	0.823	0.763	0.538	0.705	1.250	4.01	0.018
3.053	3.815	0.823	0.762	0.536	0.703	1.250	4.00	0.018
3.056	3.819	0.823	0.762	0.538	0.705	1.249	4.01	0.018
3.051	3.815	0.823	0.764	0.537	0.703	1.250	3.99	0.018
3.042	3.805	0.843	0.763	0.537	0.703	1.251	3.99	0.018
3.058	3.819	0.823	0.761	0.538	0.707	1.249	4.02	0.018
3.051	3.815	0.823	0.764	0.537	0.703	1.250	3.99	0.018
3.048	3.809	0.823	0.762	0.539	0.707	1.250	4.00	0.018

Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP	m
(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		Actual	(kg/s)
2.851	3.601	0.823	0.750	0.503	0.670	1.263	3.80	0.017
2.858	3.602	0.802	0.744	0.517	0.695	1.260	3.84	0.017
2.855	3.600	0.802	0.745	0.515	0.691	1.261	3.83	0.017
2.851	3.598	0.802	0.746	0.517	0.692	1.262	3.82	0.017
2.853	3.600	0.802	0.746	0.518	0.694	1.262	3.82	0.017
2.843	3.590	0.802	0.747	0.518	0.693	1.263	3.80	0.017
2.836	3.581	0.823	0.745	0.502	0.674	1.263	3.81	0.017
2.855	3.601	0.823	0.746	0.518	0.694	1.261	3.82	0.017
2.863	3.609	0.802	0.746	0.517	0.694	1.261	3.84	0.017
2.856	3.598	0.802	0.742	0.532	0.718	1.260	3.85	0.017
2.857	3.598	0.802	0.741	0.532	0.718	1.260	3.85	0.017
2.853	3.598	0.802	0.745	0.517	0.694	1.261	3.83	0.017
2.853	3.598	0.802	0.745	0.518	0.696	1.261	3.83	0.017

Tabel 0.8 Data hasil pelumas 4GS

Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP	m
(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		Actual	(kg/s)
3.386	4.280	0.823	0.894	0.631	0.705	1.264	3.79	0.020
3.388	4.274	0.823	0.886	0.642	0.725	1.261	3.82	0.020
3.311	4.188	0.823	0.877	0.639	0.729	1.265	3.77	0.019
3.305	4.179	0.843	0.874	0.641	0.733	1.265	3.78	0.019
3.286	4.160	0.843	0.874	0.639	0.731	1.266	3.76	0.019
3.271	4.141	0.843	0.870	0.640	0.735	1.266	3.76	0.019
3.284	4.166	0.864	0.881	0.625	0.709	1.268	3.73	0.019
3.287	4.152	0.823	0.865	0.642	0.742	1.263	3.80	0.019
3.296	4.182	0.823	0.886	0.626	0.706	1.269	3.72	0.019
3.313	4.196	0.823	0.883	0.630	0.714	1.267	3.75	0.019
3.311	4.192	0.823	0.881	0.630	0.715	1.266	3.76	0.019
3.300	4.180	0.823	0.880	0.630	0.715	1.267	3.75	0.019
3.305	4.189	0.823	0.883	0.636	0.720	1.267	3.74	0.019
Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP aktual	m
(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		COP aktual	(kg/s)
3.107	3.940	0.802	0.833	0.610	0.732	1.268	3.729	0.018
3.096	3.937	0.823	0.840	0.591	0.704	1.271	3.685	0.018
3.100	3.935	0.823	0.835	0.608	0.728	1.269	3.714	0.018
3.111	3.944	0.823	0.834	0.592	0.710	1.268	3.732	0.018
3.104	3.940	0.823	0.837	0.599	0.716	1.270	3.709	0.018
3.107	3.946	0.823	0.839	0.599	0.714	1.270	3.702	0.018
3.093	3.933	0.823	0.840	0.591	0.704	1.272	3.682	0.018
3.089	3.925	0.823	0.836	0.591	0.707	1.270	3.697	0.018
3.093	3.934	0.823	0.841	0.591	0.702	1.272	3.676	0.018
3.102	3.938	0.823	0.837	0.595	0.711	1.270	3.708	0.018
3.095	3.931	0.823	0.836	0.595	0.711	1.270	3.701	0.018
3.100	3.929	0.802	0.829	0.593	0.715	1.268	3.737	0.018
3.103	3.937	0.802	0.834	0.588	0.705	1.269	3.722	0.018

Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP	m
(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		Actual	(kg/s)
2.887	3.692	0.802	0.805	0.563	0.699	1.279	3.59	0.017
2.881	3.673	0.802	0.793	0.561	0.708	1.275	3.63	0.017
2.882	3.673	0.802	0.791	0.571	0.722	1.274	3.64	0.017
2.887	3.683	0.802	0.795	0.570	0.717	1.275	3.63	0.017
2.879	3.675	0.802	0.797	0.561	0.705	1.277	3.61	0.017
2.885	3.683	0.802	0.797	0.570	0.716	1.276	3.62	0.017
2.870	3.663	0.802	0.793	0.568	0.716	1.276	3.62	0.017
2.862	3.657	0.802	0.795	0.569	0.716	1.278	3.60	0.017
2.862	3.661	0.802	0.799	0.552	0.691	1.279	3.58	0.017
2.877	3.665	0.802	0.788	0.556	0.706	1.274	3.65	0.017
2.875	3.665	0.802	0.789	0.556	0.704	1.274	3.64	0.017
2.880	3.673	0.802	0.793	0.556	0.701	1.275	3.63	0.017
2.887	3.683	0.802	0.795	0.557	0.700	1.276	3.63	0.017

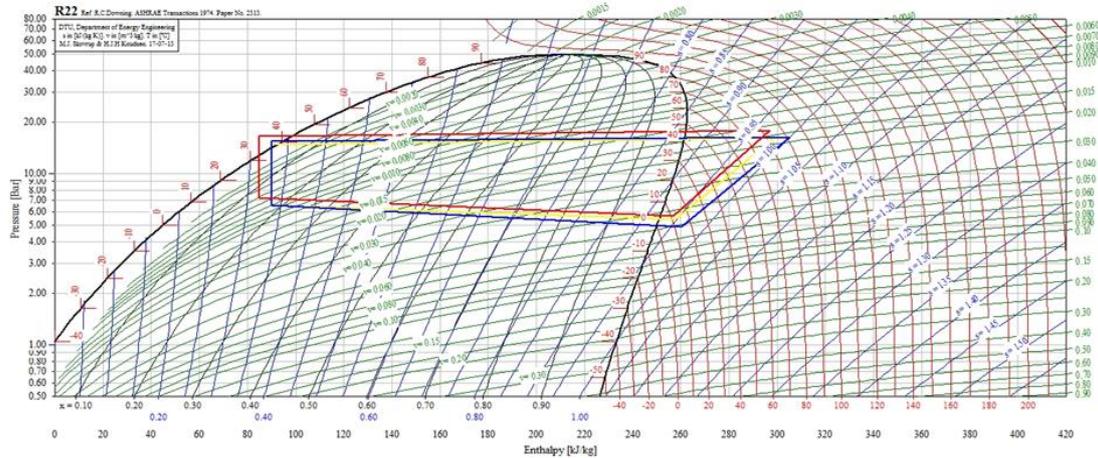
Tabel 0.9 Data hasil pelumas 5GS

Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP	m
(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		Actual	(kg/s)
3.197	3.767	0.885	0.569	0.532	0.935	1.178	5.617	0.019
3.204	3.927	0.885	0.723	0.540	0.747	1.226	4.433	0.019
3.192	3.954	0.885	0.762	0.552	0.724	1.239	4.187	0.019
3.196	3.960	0.885	0.765	0.552	0.723	1.239	4.180	0.019
3.201	3.969	0.885	0.769	0.553	0.719	1.240	4.165	0.019
3.194	3.962	0.885	0.768	0.552	0.719	1.240	4.160	0.019
3.192	3.962	0.885	0.770	0.550	0.715	1.241	4.148	0.019
3.192	3.962	0.885	0.770	0.552	0.717	1.241	4.148	0.019
3.190	3.971	0.885	0.781	0.541	0.693	1.245	4.086	0.019
3.189	3.952	0.905	0.763	0.553	0.725	1.239	4.180	0.019
3.186	3.952	0.905	0.766	0.553	0.722	1.240	4.159	0.019
3.200	3.971	0.885	0.771	0.554	0.718	1.241	4.149	0.019
3.182	3.952	0.885	0.770	0.553	0.718	1.242	4.134	0.019

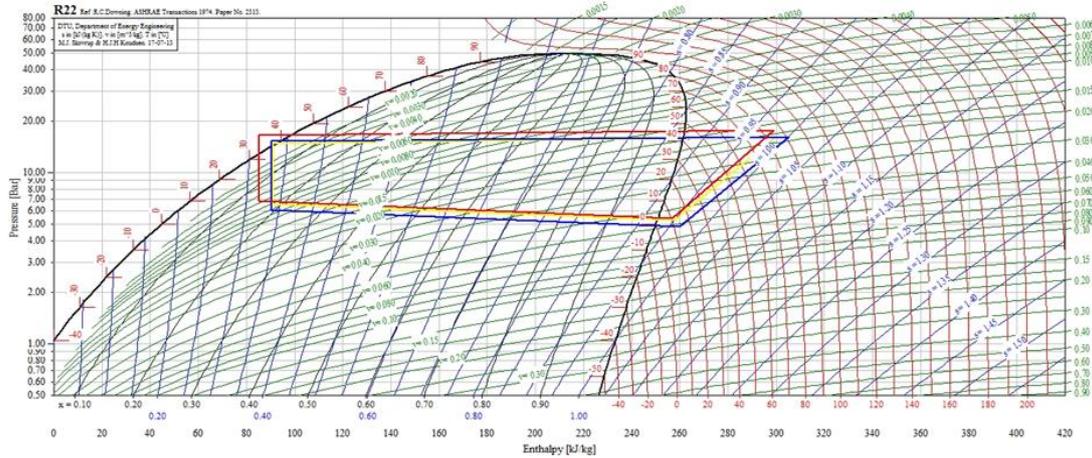
Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP	m
(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		Actual	(kg/s)
2.991	3.721	0.885	0.730	0.544	0.745	1.244	4.096	0.017
2.991	3.726	0.885	0.735	0.542	0.737	1.246	4.067	0.017
2.991	3.735	0.885	0.744	0.535	0.719	1.249	4.019	0.017
2.991	3.733	0.885	0.742	0.535	0.721	1.248	4.029	0.017
2.986	3.721	0.885	0.735	0.543	0.739	1.246	4.063	0.017
2.981	3.721	0.885	0.740	0.543	0.734	1.248	4.029	0.017
2.988	3.733	0.864	0.746	0.533	0.715	1.250	4.007	0.017
2.991	3.737	0.864	0.746	0.535	0.717	1.249	4.010	0.017
2.993	3.739	0.864	0.746	0.533	0.715	1.249	4.011	0.017
2.994	3.742	0.864	0.748	0.534	0.713	1.250	4.002	0.017
2.991	3.737	0.864	0.746	0.535	0.717	1.249	4.010	0.017
2.987	3.719	0.885	0.733	0.543	0.741	1.245	4.076	0.017
2.987	3.714	0.885	0.727	0.545	0.749	1.244	4.106	0.017

Qe	Qc	Win	Wcomp	Wcomp,s	Eff. Comp.	HRR	COP	m
(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)	(%)		Actual	(kg/s)
2.975	3.739	0.864	0.764	0.541	0.708	1.257	3.89	0.017
2.978	3.753	0.864	0.775	0.541	0.698	1.260	3.84	0.017
2.983	3.758	0.864	0.775	0.541	0.698	1.260	3.85	0.017
2.981	3.764	0.864	0.782	0.543	0.694	1.262	3.81	0.017
2.981	3.764	0.864	0.782	0.543	0.694	1.262	3.81	0.017
2.985	3.749	0.864	0.764	0.531	0.694	1.256	3.91	0.017
2.987	3.753	0.864	0.766	0.529	0.690	1.257	3.90	0.017
2.978	3.746	0.864	0.768	0.529	0.689	1.258	3.88	0.017
2.978	3.746	0.864	0.768	0.529	0.689	1.258	3.88	0.017
2.985	3.753	0.864	0.768	0.529	0.689	1.257	3.89	0.017
2.988	3.753	0.864	0.765	0.543	0.710	1.256	3.91	0.017
2.990	3.753	0.864	0.763	0.543	0.712	1.255	3.92	0.017
2.990	3.753	0.864	0.763	0.543	0.712	1.255	3.92	0.017

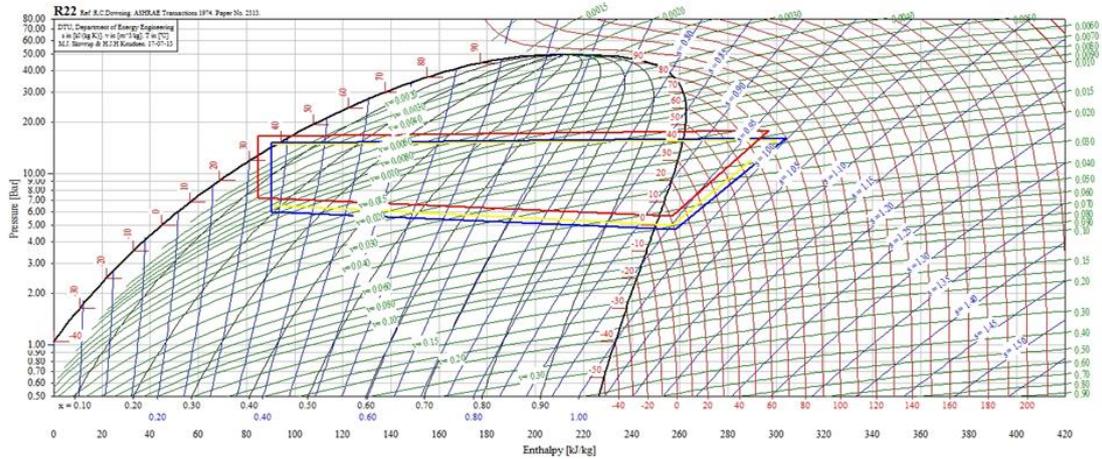
LAMPIRAN D



Gambar 0.1 P-h diagram beban evaporator *high*; 3GS (kuning), 4GS (biru), 5GS (merah)



Gambar 0.2 P-h diagram beban evaporator *medium*; 3GS (kuning), 4GS (biru), 5GS (merah)



Gambar 0.3 2 P-h diagram beban evaporator *low*; 3GS (kuning), 4GS (biru), 5GS (merah)

BIODATA PENULIS



Hairun Apriadi Ramadhan S., lahir di Ujung Pandang pada 01 April 1992, anak kedua dari 3 bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal mulai dari jenjang TK hingga S-1 di TK Bongaya (1997-1998), SDN INP Tidung (1998-2004), SMPN 06 Makassar (2004-2007), SMAN 03 Makassar (2007-2010), Politeknik Negeri Ujung Pandang (2010-2013) dan Lintas Jalur Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri (FTI) Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya (2014-2017). Selama kuliah di Teknik Mesin ITS, penulis mengambil bidang minat Termodinamika dan Perpindahan Panas dengan konsentrasi Teknik Pendinginan Udara. Komunikasi dengan penulis dapat melalui email: hairunapriadi@gmail.com.