

**PENGUJIAN UNJUK KERJA
SISTEM AC MOBIL STATIK EKSPERIMEN
MENGUNAKAN REFRIGERAN CFC-12 DAN HFC-134A
DENGAN VARIASI PUTARAN (RPM) KOMPRESOR**

SKRIPSI

**Diajukan sebagai salah satu syarat
untuk memperoleh gelar
Sarjana Teknik**



Oleh :

AZIS YUSWANDI
NIM. I0402003

**JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS SEBELAS MARET
SURAKARTA
2007**

**PENGUJIAN UNJUK KERJA
SISTEM AC MOBIL STATIK EKSPERIMEN
MENGUNAKAN REFRIGERAN CFC-12 DAN HFC-134A
DENGAN VARIASI PUTARAN (RPM) KOMPRESOR**

Disusun oleh

Azis Yuswandi
NIM. I 0402003

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

Wibawa Endra Juwana, ST, MT
NIP. 132 258 059

Tri Istanto, ST, MT
NIP. 132 282 194

Telah dipertahankan di hadapan Tim Dosen Penguji pada hari Selasa tanggal 26 Juni 2007.

1. Budi Kristiawan, ST, MT
NIP. 132 233 154

.....

2. Zainal Arifin, ST, MT
NIP. 132 258 060

.....

3. Eko Prasetya Budiana, ST, MT
NIP. 132 230 849

.....

Mengetahui

Ketua Jurusan Teknik Mesin

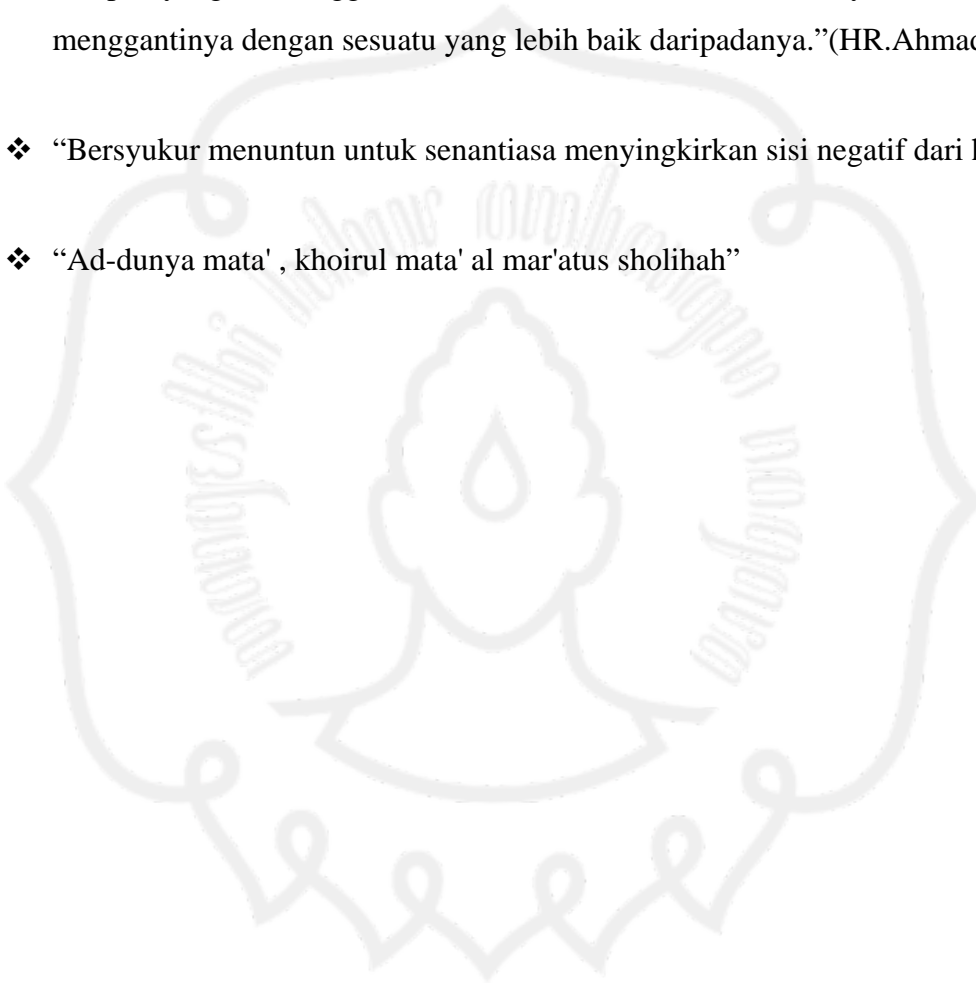
Koordinator Tugas Akhir

Ir. Agustinus Sujono, MT
NIP. 131 472 632

Wahyu Purwo Raharjo, ST, MT
NIP. 132 282 685

MOTTO

- ❖ “Janganlah kamu bersikap lemah dan janganlah kamu bersedih hati, padahal kamulah orang-orang yang paling tinggi (derajatnya) jika kamu orang-orang yang beriman.” (AliImran:139)
- ❖ “Siapa yang meninggalkan sesuatu karena Allah niscaya Allah akan menggantinya dengan sesuatu yang lebih baik daripadanya.”(HR.Ahmad)
- ❖ “Bersyukur menuntun untuk senantiasa menyingkirkan sisi negatif dari hidup”
- ❖ “Ad-dunya mata' , khoirul mata' al mar'atus sholihah”



PERSEMBAHAN

➤ **Allah SWT**

➤ **Mamah + Apa + Kang Uus**

Terima kasih atas segala kasih sayang, motivasi, nasehat, doa, pengorbanan, kesabaran, serta segala dukungan yang selalu diberikan selama ini.

➤ **Keluarga Besar lembur panineungan di Tasik**

Hatur nuhun ka sadayana. Almarhum : Ma Asmi, Wa Entoh, Wa Darpan,
Hapunten teu sempet tiasa mulang tarima.

➤ **Kanggo anjeun**

Nu duka saha, dimana, sareng urang mana..

**Pengujian Unjuk Kerja AC Mobil Statik Eksperimen
Menggunakan Refrigeran HFC-134a dan CFC-12
dengan Variasi Putaran Kompresor**

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik
Universitas Sebelas Maret
Surakarta

Abstrak

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi putaran kompresor terhadap unjuk kerja dari sistem AC mobil. Penelitian memakai alat peraga mesin AC mobil yang telah dilengkapi dengan sensor temperatur dan tekanan. Komponen utama sistem AC mobil terdiri dari : kompresor, kondensor, *receiver dryer*, katup ekspansi, dan evaporator. Fluida kerja yang digunakan yaitu refrigeran CFC-12 dan HFC-134a. Pengujian dilakukan dengan memvariasikan putaran kompresor, yaitu 1000 rpm, 1200 rpm, 1500 rpm, 1800 rpm, dan 2000 rpm. Hasil penelitian menunjukkan semakin tinggi putaran kompresor maka COP akan mengalami penurunan. CFC-12 mempunyai COP_{carnot} , COP_{standar} , dan COP_{aktual} yang lebih tinggi dibandingkan dengan HFC-134a. Kapasitas refrigerasi dan kerja kompresi HFC-134a mempunyai nilai yang lebih besar dibandingkan CFC-12.

Kata kunci: AC mobil, refrigeran, HFC-134a, CFC-12, Coefficient of Performance (COP)

**Performance Testing of Mobile Air Conditioning (Static Experiment)
Utilize HFC134a and CFC-12 Refrigerants
With Compressor Speed Variation**

Azis Yuswandi

Mechanical Engineering Departement
Sebelas Maret University
Surakarta, Indonesia

Abstract

The purpose of this research to analyze performance of static mobile air conditioning (MAC) system based on compressor speed variation. Refrigerant CFC-12 and HFC-134a used as working fluid. The MAC test rig has several main parts : compressor, condensor, receiver-dryer, thermal expansion valve (TXV), and evaporator. System is equipped with sensors to measure temperature and pressure. Test varied with compressor speed : 1000 rpm, 1200 rpm, 1500 rpm, 1800 rpm, and 2000 rpm. The result indicated that coefficient of performance (COP) decrease with the increase of compressor speed. Ideal and actual COP of CFC-12 is higher than HFC-134a. Refrigerating capacity and power compression of HFC-134a is higher than CFC-12.

Keywords : mobile air conditioning, refrigerant, HFC-134a, CFC-12, Coefficient of Performance (COP)

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran Allah SWT karena berkat rahmat dan hidayah-Nya penulis dapat menyelesaikan skripsi ini. Adapun tujuan penulisan skripsi ini adalah untuk memenuhi sebagian persyaratan guna mencapai gelar sarjana teknik di Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sebelas Maret Surakarta.

Penulis menghaturkan terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu dalam masa perkuliahan sampai penelitian dan penulisan skripsi ini :

1. Bapak Wibawa Endra Juwana, ST. MT., dan Bapak Tri Istanto, ST. MT., selaku pembimbing skripsi yang telah memberikan banyak bantuan.
2. Bapak Ir.Agustinus Sujono, MT, selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik UNS.
3. Bapak Wahyu Purwo R, ST. MT., selaku koordinator skripsi Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik UNS.
4. Bapak-bapak dosen semuanya. Terima kasih atas ilmu pengetahuannya.
5. Arief Yulis, Ahmad Ghufron, dan Ira Susanti. Teman perjuangan di Tim AC Mobil.
6. Teman-teman Angkatan 2002 dan mahasiswa Teknik Mesin FT UNS.
7. Dhimas Satria dan Arifin. Jazakallahu khairan.
8. Arief Yulis. Makasih atas segala kebaikannya.
9. Teman-teman Kos Pojok : Budi Trap, Bin2, Rizal, Fajar, Pa’Nur, Singgih (salahsatu keceriaan dengan *Pro Evolution Soccer*). MasKas (makasih komputernya), Pa Dul, Asep, Vidi, Bower, Bastomi, Slamet, Irawan, Epa, Bams, Mas Anwar, etc.
10. Komunitas Sepak Bola : AC Milan, Persib Bandung, Persis Solo, Arba Badran FC, Tim Mesin’02. (No girl no cry).

Penulis menyadari, bahwa dalam skripsi ini masih terdapat kekurangan. Oleh karena itu, penulis mengharapkan kritik serta sarannya demi koreksi menuju perbaikan.

Surakarta, 2007

Azis Yuswandi

DAFTAR ISI

Hal	
Abstrak	v
Kata Pengantar	vii
Daftar Isi	viii
Daftar Tabel	xi
Daftar Gambar	xii
Daftar Persamaan	xiv
Daftar Notasi	xv
BAB I. PENDAHULUAN	
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Batasan Masalah	2
1.3. Perumusan Masalah	2
1.4. Tujuan Penelitian	2
1.4. Manfaat Penelitian	3
1.5 Sistematika Penulisan	3
BAB II. DASAR TEORI	
2.1 Tinjauan Pustaka	4
2.2 Kajian Teoritis.....	5
2.2.1 Refrigerasi dan Mesin Refrigerasi	5
2.2.2 Siklus Refrigerasi Kompresi Uap Standar	6
2.2.3 Siklus Refrigerasi Kompresi Uap Aktual.....	8
2.2.4 AC Mobil (<i>Mobile Air Conditioning</i>)	9
2.2.5 Komponen AC Mobil.....	10
2.2.5.1 Kompresor.....	10
2.2.5.2 <i>Pressure Relief Valve</i>	12
2.2.5.3 Oli Kompresor.....	13
2.2.5.4 <i>Magnetic Clutch</i>	13
2.2.5.5 Kondensor	14

2.2.5.6 Receiver-Dryer	15
2.2.5.7 Katup Ekspansi (<i>Expansion Valve</i>).....	16
2.2.5.8 Evaporator	18
2.2.5.9 Blower	18
2.2.5.10 Thermostat	19
2.2.5.11 Alat Penerus Gerak	19
2.2.5.12 <i>Pressure Switch</i>	20
2.2.5.13 Refrigeran.....	20
BAB III. METODE PENELITIAN	
3.1. Lokasi Penelitian.....	24
3.2. Bahan Penelitian	24
3.3. Alat yang Digunakan	24
3.4. Pelaksanaan Penelitian.....	31
3.4.1. Tahap Persiapan	31
3.4.2. Tahap Pengujian.....	31
3.5. Diagram Alir	33
BAB IV DATA DAN ANALISA	
4.1 Data Pengujian	35
4.1.1. Menentukan temperatur dan tekanan sistem AC mobil	35
4.1.2. Perhitungan secara ideal.....	36
4.1.3 Perhitungan secara aktual	40
4.2 Analisa Data.....	53
4.2.1. Variasi putaran kompresor terhadap COP_{Carnot}	53
4.2.2. Variasi putaran kompresor terhadap COP_{aktual} dan COP_{ideal}	54
4.2.3. Variasi putaran kompresor terhadap efek refrigerasi	55
4.2.4. Variasi putaran kompresor terhadap kapasitas refrigerasi	56
4.2.5. Variasi putaran kompresor terhadap efisiensi volumetris	57
4.2.6. Variasi putaran kompresor terhadap <i>pressure ratio</i>	58
4.2.7. Variasi putaran kompresor terhadap efisiensi isentropis	59

4.2.8. Variasi putaran kompresor terhadap kerja kompresi	60
BAB V PENUTUP	
5.1 Kesimpulan	62
5.2 Saran.....	62
DAFTAR PUSTAKA	63
LAMPIRAN.....	64



DAFTAR TABEL

	Hal
Tabel 2.1 Aplikasi mesin refrigerasi	6
Tabel 2.2 Penggunaan beberapa refrigeran	22
Tabel 2.3 Kompatibilitas beberapa refrigeran terhadap material.....	22
Tabel 4.1. COP_{carnot} HFC-134a dengan variasi putaran kompresor.....	37
Tabel 4.2. COP_{carnot} CFC-12 dengan variasi putaran kompresor.....	37
Tabel 4.3. COP_{standar} HFC-134a dengan variasi putaran kompresor.....	39
Tabel 4.4. COP_{standar} CFC-12 dengan variasi putaran kompresor.....	40
Tabel 4.5. COP_{aktual} HFC-134a dengan variasi putaran kompresor.....	42
Tabel 4.6. COP_{aktual} CFC-12 dengan variasi putaran kompresor.....	42
Tabel 4.7. m_{ref} HFC-134a dengan variasi putaran kompresor.....	43
Tabel 4.8. m_{ref} CFC-12 dengan variasi putaran kompresor.....	43
Tabel 4.9. Efisiensi volumetris HFC-134a dengan variasi putaran kompresor.....	43
Tabel 4.10. Efisiensi volumetris CFC-12 dengan variasi putaran kompresor.....	44
Tabel 4.11. Efisiensi isentropis HFC-134a dengan variasi putaran kompresor.....	45
Tabel 4.12. Efisiensi isentropis CFC-12 dengan variasi putaran kompresor.....	45
Tabel 4.13. Kerja kompresi HFC-134a dengan variasi putaran kompresor.....	46
Tabel 4.14. Kerja kompresi CFC-12 dengan variasi putaran kompresor.....	47
Tabel 4.15. Efek refrigerasi HFC-134a dengan variasi putaran kompresor.....	48
Tabel 4.16. Efek refrigerasi CFC-12 dengan variasi putaran kompresor.....	48
Tabel 4.17. Kapasitas refrigerasi HFC-134a dengan variasi putaran kompresor....	49
Tabel 4.18. Kapasitas refrigerasi CFC-12 dengan variasi putaran kompresor.....	49
Tabel 4.19. Laju aliran udara HFC-134a variasi putaran kompresor.....	50
Tabel 4.20. Laju aliran udara CFC-12 variasi putaran kompresor.....	50
Tabel 4.21. Beban pendinginan HFC-134a variasi putaran kompresor.....	51
Tabel 4.22. Beban pendinginan CFC-12 variasi putaran kompresor.....	52

DAFTAR GAMBAR

	Hal
Gambar 2.1 Skema Komponen Sistem AC.....	6
Gambar 2.2 Diagram T-s siklus standar.....	7
Gambar 2.3 Diagram p-h siklus standar.....	7
Gambar 2.4 Siklus kompresi uap aktual dan standar	8
Gambar 2.5 Susunan komponen AC mobil sistem siklus kompresi uap	10
Gambar 2.6 Kompresor tipe <i>Swash Plate</i>	11
Gambar 2.7 Mekanisme kompresi pada kompresor <i>Swash Plate</i>	12
Gambar 2.8 <i>Pressure Relief Valve</i>	12
Gambar 2.9 Konstruksi <i>magnetic clutch</i>	13
Gambar 2.10 <i>Magnetic clutch</i> tipe P.....	14
Gambar 2.11 Konstruksi kondensor.....	14
Gambar 2.12 Mekanisme kerja kondensor.....	15
Gambar 2.13 Konstruksi <i>Receiver</i>	16
Gambar 2.14 Katup Ekspansi Tipe <i>Internal Equalizing</i>	17
Gambar 2.15 Konstruksi Katup Ekspansi Tipe <i>External Equalizing</i>	18
Gambar 2.16 Konstruksi evaporator	18
Gambar 2.17 Konstruksi <i>Fan</i> Tipe <i>Centrifugal Flow</i>	19
Gambar 2.18 Konstruksi <i>Pressure Switch</i>	20
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian	31
Gambar 3.2 Tabung Refrigeran <i>Klea R-134A</i>	26
Gambar 3.3 Tabung Refrigeran CFC-12.....	26
Gambar 3.4 Skema <i>Mobile Air Conditioning</i>	27
Gambar 3.5 <i>Inverter</i>	27
Gambar 3.6 <i>Flowmeter</i>	28
Gambar 3.7 <i>Stroboscope</i>	29
Gambar 3.8 <i>Fluke Power Quality Analyzer</i>	29
Gambar 3.9 Pemasangan Termokopel tipe T pada pipa	30
Gambar 3.10 <i>Display</i> Termokopel.....	30

Gambar 3.11 <i>Slide Regulator</i>	30
Gambar 3.12 <i>Anemometer</i>	31
Gambar 3.13 Alat pendukung pengujian sistem AC mobil	32
Gambar 3.14 Skema sistem pengujian AC mobil statik eksperimen	34
Gambar 4.1 Data temperatur dan tekanan HFC-134a variasi 1000 rpm.....	35
Gambar 4.2 Diagram T-S siklus Carnot HFC-134a variasi 1000 rpm.....	36
Gambar 4.3 Diagram p-h siklus ideal HFC-134a variasi 1000 rpm	38
Gambar 4.4 Diagram p-h siklus aktual	40
Gambar 4.5 Grafik COP_{carnot} dengan variasi putaran kompresor.....	53
Gambar 4.6 Refrigerasi bermanfaat dan kerja bersih dari daur Carnot	54
Gambar 4.7 Grafik COP dengan variasi putaran kompresor	55
Gambar 4.8 Grafik efek refrigerasi dengan variasi putaran kompresor.....	56
Gambar 4.9 Grafik kapasitas refrigerasi dengan putaran kompresor.....	57
Gambar 4.10 Grafik efisiensi volumetris dengan putaran kompresor	58
Gambar 4.11 Grafik <i>pressure ratio</i> dengan variasi putaran kompresor.....	59
Gambar 4.12 Grafik efisiensi isentropis dengan putaran kompresor.....	60
Gambar 4.13 Grafik kerja kompresi dengan putaran kompresor	61

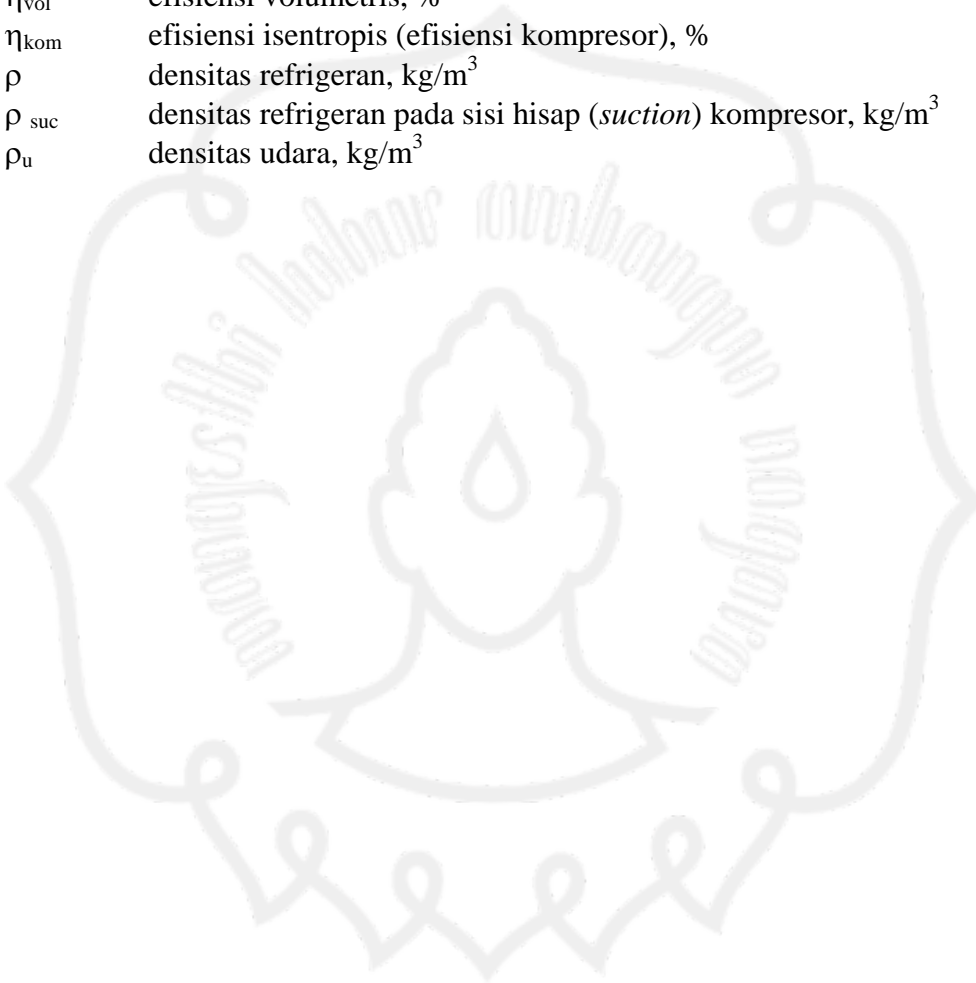
DAFTAR PERSAMAAN

	Hal
1. COP Carnot	36
2. COP siklus kompresi uap standar	38
3. Efisiensi volumetris	41
4. Efisiensi isentropis (efisiensi kompresi)	44
5. Kerja kompresi aktual	46
6. Efek refrigerasi	47
7. Kapasitas refrigerasi.....	48
8. Laju aliran udara dalam saluran evaporator	49
8. Beban pendinginan.....	51

DAFTAR NOTASI

A	luas silinder kompresor, m^2
A	luas penampang saluran, m^2
COP	<i>coefficient of performance</i> , tanpa dimensi
COP _{aktual}	COP siklus kompresi uap aktual, tanpa dimensi
COP _{carnot}	COP siklus carnot, tanpa dimensi
COP _R	COP siklus kompresi uap standar, tanpa dimensi
h	enthalpi, kJ/kg
h ₁	enthalpi gas refrigeran pada tekanan evaporator, kJ/kg
h ₁	enthalpi refrigeran masuk kompresor, kJ/kg
h ₁	enthalpi refrigeran masuk kompresor, kJ/kg
h ₂	enthalpi gas refrigeran pada tekanan kondensor (isentropik), kJ/kg
h ₂	enthalpi refrigeran keluar kompresor, kJ/kg
h _{2a}	enthalpi refrigeran keluar kompresor, kJ/kg
h _{2S}	enthalpi refrigeran saat kompresi isentropik, kJ/kg
h ₃	enthalpi refrigeran masuk TXV, kJ/kg
h ₄	enthalpi cairan refrigeran pada tekanan kondensor, kJ/kg
h ₄	enthalpi refrigeran keluar evaporator, kJ/kg
h ₅	enthalpi refrigeran masuk evaporator, kJ/kg
h _u	enthalpi udara, kJ/kg
\dot{m}_{ref}	laju aliran massa refrigeran, kg/s
m	prosentase volume sisa, %
n	jumlah silinder, tanpa dimensi
P	tekanan absolut, MPa
P ₁	tekanan sisi <i>suction</i> kompresor, MPa
P ₂	tekanan sisi <i>discharge</i> kompresor, MPa
P ₃	tekanan sisi keluar kondensor, MPa
P ₄	tekanan sisi masuk evaporator, MPa
P ₅	tekanan sisi keluar evaporator, MPa
P ₂ /P ₁	<i>pressure ratio</i> , tanpa dimensi
P _{evap}	tekanan evaporator, MPa
P _{kond}	tekanan kondensor, MPa
Q	laju perpindahan panas, kW
Q	debit aliran refrigeran, m^3/s
Q _{evap}	kalor yang diserap evaporator, kW
q	efek refrigerasi, kJ/kg
rpm	putaran kompresor, rpm
S	entropi, kJ/(kg . K)
S	panjang langkah, m
T	temperatur absolut, °C atau K
T _{db}	temperatur bola kering, °C
T _{evap}	temperatur evaporator, °C
T _H	temperatur refrigeran saat melepas kalor (temperatur kondensor), °C
T _{kond}	temperatur kondensor, °C

T_L	temperatur refrigeran saat menyerap kalor (temperatur evaporator), °C
T_{wb}	temperatur bola basah, °C
V_{disp}	volume perpindahan (<i>displacement</i>) kompresor per putaran, m^3
v_{buang}	volume spesifik uap setelah kompresi isentropik, m^3/kg
v_{hisap}	volume spesifik uap yang masuk kompresor, m^3/kg
V_u	kecepatan udara dalam saluran, m^3/kg
W_{komp}	daya kompresor, kW
η_{cv}	efisiensi ruang sisa, %
η_{vol}	efisiensi volumetris, %
η_{kom}	efisiensi isentropis (efisiensi kompresor), %
ρ	densitas refrigeran, kg/m^3
ρ_{suc}	densitas refrigeran pada sisi hisap (<i>suction</i>) kompresor, kg/m^3
ρ_u	densitas udara, kg/m^3



BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Siklus refrigerasi merupakan sebuah mekanisme berupa siklus yang mengambil energi (termal) dari daerah bersuhu rendah dan dibuang ke daerah bersuhu tinggi. Siklus ini berlawanan dengan proses spontan yang terjadi sehari-hari, maka diperlukan masukan energi untuk menjalankan siklus refrigerasi. Mesin refrigerasi adalah mesin yang dapat menimbulkan efek refrigerasi tersebut, sedangkan refrigeran adalah zat yang digunakan sebagai fluida kerja dalam proses penyerapan panas.

Aplikasi sistem refrigerasi saat ini meliputi bidang yang sangat luas, mulai dari keperluan rumah tangga, industri otomotif, pertanian, industri gas, petrokimia, perminyakan, dan sebagainya. Mesin refrigerasi yang paling banyak digunakan saat ini adalah mesin refrigerasi siklus kompresi uap.

Dalam bidang otomotif mesin refrigerasi mempunyai peranan penting dalam menciptakan kondisi yang aman dan nyaman saat berkendara. Kondisi udara tropis di Indonesia yang umumnya mempunyai temperatur dan kelembaban tinggi menjadikan keberadaan AC mobil sebagai suatu keharusan. Fluida kerja yang digunakan secara luas pada AC mobil adalah CFC-12. Refrigeran CFC-12 merupakan refrigeran yang tidak berwarna, hampir tidak berbau dengan titik didih pada tekanan atmosfer (*Normal Boiling Point*) -29°C . CFC-12 bersifat tidak beracun, tidak korosif, tidak menyebabkan iritasi, dan tidak mudah terbakar.

Namun ditinjau dari aspek lingkungan CFC-12 ternyata berdampak pada terjadinya penipisan lapisan ozon. Sehingga industri refrigerasi beralih menggunakan refrigeran yang ramah lingkungan. Salah satu fluida kerja alternatif pengganti CFC-12 adalah HFC-134a. Telah banyak diketahui bahwa properties kimia HFC-134a lebih unggul bila ditinjau dari aspek lingkungan, dimana tidak beresiko menimbulkan efek penipisan ozon.

Pada instalasi AC mobil, puli poros kompresor digerakkan oleh puli poros engkol (*crankshaft*) yang dihubungkan dengan mekanisme sabuk. Kecepatan putaran (RPM) kompresor berubah-ubah mengikuti perubahan kecepatan *crankshaft*. Selama ini masih belum banyak penelitian mengenai pengujian unjuk kerja refrigeran dalam sistem AC mobil ditinjau dari aspek mekanis yang salah satunya dengan variasi putaran kompresor.

Berdasarkan masalah tersebut maka perlu dilakukan pengujian untuk membandingkan unjuk kerja sistem AC mobil menggunakan refrigeran CFC-12 dan HFC-134a dengan memvariasikan putaran (RPM) kompresor.

1.2 Batasan Masalah

Dalam penelitian ini masalah dibatasi sebagai berikut:

- a. Pengujian dilakukan dengan alat peraga AC mobil.
- b. Pengujian unjuk kerja mesin AC mobil dilakukan dalam keadaan diam (statik eksperimen).
- c. Refrigeran yang digunakan dalam pengujian ini adalah CFC-12 dan HFC-134a.
- d. Variasi putaran adalah putaran kompresor.
- e. Beban pendinginan adalah konstan.

1.3 Perumusan Masalah

Perumusan masalah dalam penelitian ini yaitu “ Bagaimanakah pengaruh variasi putaran kompresor terhadap unjuk kerja AC mobil dengan refrigeran CFC-12 dan HFC-134a”

1.4 Tujuan dan Manfaat

Tujuan penelitian ini mengetahui pengaruh variasi putaran kompresor terhadap unjuk kerja AC mobil dengan refrigeran CFC-12 dan HFC-134a.

Hasil penelitian yang diperoleh diharapkan dapat memberikan manfaat berupa:

- a. Mengetahui komponen dan teknologi AC mobil.
- b. Mengetahui unjuk kerja AC mobil dengan refrigeran CFC-12 dan HFC-134a.
- c. Sebagai tambahan referensi dalam pengembangan refrigerasi otomotif.

1.5 Sistematika Penulisan

Agar penelitian dapat mencapai tujuan dan terarah dengan baik, maka disusun dengan sistematika penulisan sebagai berikut :

- a. Bab I Pendahuluan, berisi latar belakang penelitian, batasan masalah, perumusan masalah, tujuan dan manfaat penelitian, sistematika penulisan.
- b. Bab II Dasar Teori, berisi tinjauan pustaka dan landasan teori yang berkaitan dengan sistem refrigerasi, prinsip kerja AC mobil, komponen-komponen AC mobil, refrigeran.
- c. Bab III Metode Penelitian, berisi bahan yang diteliti, mesin dan alat yang digunakan dalam penelitian, tempat penelitian serta pelaksanaan penelitian
- d. Bab IV Data dan Analisa, berisi data hasil pengujian dan analisa data hasil pengujian. Analisa meliputi : *Coefficient of Performance* (COP) Carnot, COP ideal, efisiensi volumetris, efisiensi isentropik, efek refrigerasi aktual, kapasitas refrigerasi, dan COP aktual.
- e. Bab V Penutup, berisi kesimpulan penelitian dan saran berkaitan dengan penelitian yang dilakukan.

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka

AC mobil menyebabkan kendaraan mengkonsumsi bahan bakar lebih banyak. Tidak hanya untuk menjalankan sistem AC sendiri, tetapi juga karena berat tambahan dari komponen-komponennya. Sistem AC mobil memberikan pengaruh *global warming* sebesar 8% dari total *global warming* bidang otomotif. Hal ini disebabkan emisi refrigeran kebocoran normal dan akibat kecelakaan (Shwartz, 2004)

Industri AC mobil mengidentifikasi bahwa HFC-134a merupakan pengganti CFC-12 setelah mempertimbangkan beberapa hal seperti *compatibility*, *flammability*, *toksistas*, dan stabilitas kimia. Berikut ini merupakan petunjuk prosedur *retrofit* dari CFC-12 ke HFC-134a dalam industri AC mobil : (1) Pemeriksaan sistem, termasuk deteksi kebocoran dan identifikasi komponen (2) Pengeluaran R-12 dari sistem (3) Pengeluaran pelumas (4) Penggantian *part retrofit* : *seal*, *O-ring*, material *hose*, kompresor, *desiccant*, kondensor, kontrol refrigeran, pelumas (5) Instalasi *service port* (6) Pemberian label pada sistem (7) Evakuasi sistem (8) Pengisian refrigeran dengan HFC-134a (9) Pemeriksaan kebocoran (10) Pemeriksaan operasi sistem. (Mobile Air Conditioning Society, 1994)

Pada suhu yang sama HFC-134a memiliki sifat penetrasi yang lebih tinggi daripada CFC-12 sehingga bisa mempercepat rusaknya pipa sirkulasi. Sifat ini bisa dikurangi dengan pemakaian pelumas sintetik. Pelumas sintetik *PAG (Poly Alkil Glikol)* untuk pertama kali dipakai dalam industri komersial AC mobil. Dalam perkembangannya selain pelumas *PAG*, HFC-134a juga bisa memakai pelumas *POE (Polyol Ester)*. Pada percobaan dan penelitian secara kontinu di laboratorium, HFC-134a yang dikombinasikan dengan pelumas ester menunjukkan tingkat performa dan kompatibilitas yang baik. (Dekleva, T.W, 1992)

Ketika efisiensi isentropik meningkat maka kapasitas pendinginan juga meningkat. Sedangkan efisiensi volumetrik akan mempengaruhi laju massa dan

volume spesifik. Laju massa dan volume spesifik akan meningkat dengan meningkatnya efisiensi volumetrik. (Thao, 2004)

Refrigeran HFC-134a sesuai untuk menggantikan refrigeran CFC-12 pada *Automotive Air Conditioning*. Efek refrigerasi aktual dipengaruhi oleh efisiensi volumetrik, efek refrigerasi dari refrigeran HFC-134a akan meningkat secara drastis ketika temperatur evaporator meningkat. Efek refrigerasi dari refrigeran CFC-12 juga mengalami peningkatan dengan meningkatnya temperatur evaporator, tetapi tidak drastis. (Razali, Noor Musa, dan M Basri, 2000)

Penambahan pelumas mineral tidak memberikan efek korosi dan dapat larut pada suhu evaporator yang sangat dingin sekalipun (-68°C). Pelumas akan mulai memisah pada suhu tersebut. Karena pelumas lebih ringan daripada refrigeran, maka pelumas akan terkumpul diatas permukaan refrigeran. Refrigeran HFC-134a mempunyai *Normal Boiling Point (NBP)* yang dekat dengan CFC-12 oleh sebab itu refrigeran ini digunakan secara luas untuk menggantikan R-12. (Training Manual, 2004)

Penggunaan lsl-hx (liquid line/suction line-heat exchanger) memiliki efektifitas untuk membatasi suhu keluar kompresor. Hasil pelilitan lsl-hx pada sistem HFC-134a menunjukkan adanya peningkatan COP dan kapasitas pendinginan sebesar 5-10% pada 40°C dan putaran 1000 rpm (Preissner, 2000)

2.2 Kajian Teoritis

2.2.1 Refrigerasi dan Mesin Refrigerasi

Refrigerasi adalah suatu proses penyerapan panas dari suatu zat atau produk sehingga temperaturnya berada di bawah temperatur lingkungan. Mesin refrigerasi adalah mesin yang dapat menimbulkan efek refrigerasi tersebut, sedangkan refrigeran adalah zat yang digunakan sebagai fluida kerja dalam proses penyerapan panas.

Mesin refrigerasi siklus kompresi uap merupakan jenis mesin refrigerasi yang paling banyak digunakan saat ini. Mesin refrigerasi ini terdiri dari empat komponen utama, yaitu kompresor, kondensor, katup ekspansi, dan evaporator.

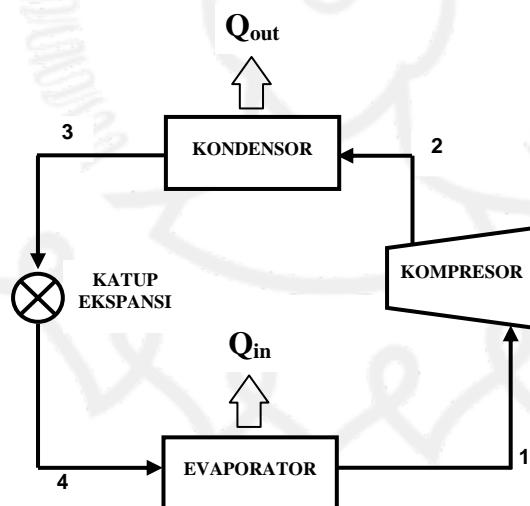
Berdasarkan aplikasinya mesin refrigerasi dapat dikelompokkan sebagai berikut:

Jenis Mesin Refrigerasi	Contoh
Refrigerasi domestik	Lemari es, dispenser air
Refrigerasi komersial	Pendingin minuman botol, <i>box</i> es krim, lemari pendingin <i>supermarket</i>
Refrigerasi industri	Pabrik es, <i>cold storage</i> , mesin pendingin untuk industri proses
Refrigerasi transportasi	<i>Refrigerated truck, train, and container</i>
Pengkondisian udara domestik dan komersial	<i>AC window, AC split, dan AC central</i>
<i>Chiller</i>	<i>Water cooled and air cooled chillers</i>
<i>Mobile Air Conditioning</i>	AC mobil

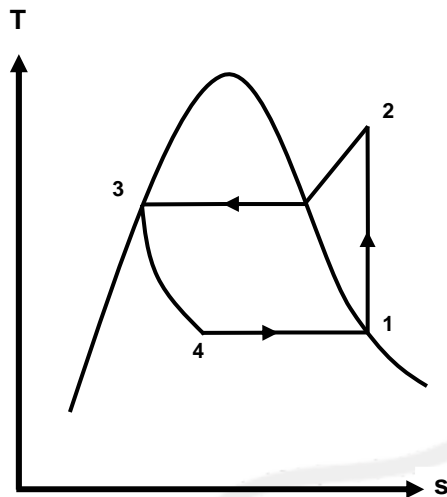
Tabel 2.1. Aplikasi mesin refrigerasi (Training Manual, 2004)

2.2.2 Siklus Refrigerasi Kompresi Uap Standar

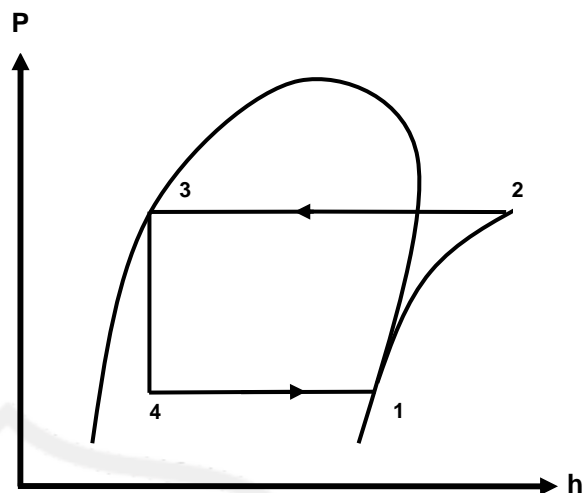
Di dalam siklus kompresi uap standar ini, refrigeran mengalami empat proses ideal, sesuai dengan gambar dibawah ini:



Gambar 2.1 Skema Komponen Sistem AC



Gambar 2.2 diagram T-s siklus standar



Gambar 2.3 diagram p-h siklus standar

Deskripsi proses :

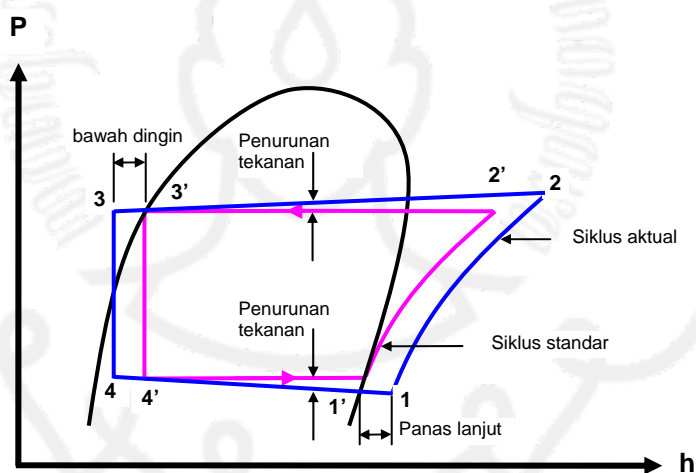
- Proses 1-2: refrigeran meninggalkan evaporator dalam wujud uap jenuh dengan temperatur dan tekanan rendah, kemudian oleh kompresor uap tersebut dinaikkan tekanannya menjadi uap dengan tekanan yang lebih tinggi (tekanan kondensor). Proses kompresi ini berlangsung secara isentropik (adiabatik dan reversibel).
- Proses 2-3: setelah mengalami proses kompresi, refrigeran berada dalam fasa panas lanjut dengan tekanan dan temperatur tinggi. Untuk mengubah wujudnya menjadi cair, kalor harus dilepaskan ke lingkungan. Hal ini dilakukan pada penukar kalor yang disebut kondensor. Proses ini berlangsung secara reversibel pada tekanan konstan.
- Proses 3-4: refrigeran, dalam wujud cair jenuh (tingkat keadaan 3, gambar 2), mengalir melalui alat ekspansi. Refrigeran mengalami ekspansi pada entalpi konstan dan berlangsung secara tak-reversibel. Selanjutnya refrigeran keluar dari katup ekspansi berwujud campuran uap-cair pada tekanan dan temperatur sama dengan tekanan serta temperatur evaporator.
- Proses 4-1: refrigeran, dalam fasa campuran uap-cair, mengalir melalui evaporator. Kemudian refrigeran yang masih berwujud cair menguap di dalam evaporator dan selanjutnya refrigeran meninggalkan evaporator dalam fasa uap jenuh. Proses penguapan tersebut berlangsung secara reversibel pada tekanan konstan.

2.2.3 Siklus Refrigerasi Kompresi Uap Aktual

Pada kenyataannya siklus kompresi uap mengalami penyimpangan dari kompresi uap standar, sebagaimana yang ditunjukkan pada Gambar 2.4. Perbedaan penting siklus kompresi uap aktual dari siklus standar adalah:

1. Terjadi penurunan tekanan di sepanjang pipa kondensator dan evaporator.
2. Adanya proses pembawa dingin (*sub-cooling*) cairan yang meninggalkan kondensator sebelum memasuki alat ekspansi.
3. Pemanasan lanjut uap yang meninggalkan evaporator sebelum memasuki kompresor.
4. Terjadi kenaikan entropi pada saat proses kompresi (kompresi tak isentropik)
5. Proses ekspansi berlangsung non-adiabatik.

Walaupun siklus aktual tidak sama dengan siklus standar, tetapi proses ideal dalam siklus standar sangat bermanfaat dan diperlukan untuk mempermudah analisis siklus secara teoritik.



Gambar 2.4. Siklus kompresi uap aktual dan standar
(Training Manual, 2004)

2.2.4 AC mobil (*Mobile Air Conditioning*)

Pada dasarnya sistem AC mobil bekerja berdasarkan siklus refrigerasi kompresi uap. AC mobil adalah suatu mesin yang digunakan untuk:

- Mengontrol temperatur
- Mengontrol sirkulasi udara
- Mengontrol kelembapan
- Memurnikan udara (*purification*)

Selain itu keberadaan AC mobil juga berhubungan dengan hal-hal berikut :

- Menjaga kondisi pengemudi sehingga tetap siaga.
- Menjaga pandangan pengemudi dari terbentuknya kabut pada kaca, hal ini sesuai dengan mandat *Federal Motor Vehicle Safety Standard*.

Mesin refrigerasi mempertahankan kondisi baik suhu dan kelembapannya agar nyaman dengan cara sebagai berikut:

1. Pada saat suhu ruangan tinggi AC akan mengambil panas dari udara sehingga suhu di ruangan turun (disebut pendinginan). Sebaliknya saat suhu ruangan rendah AC akan memberikan panas ke udara sehingga suhunya naik (disebut pemanasan).
2. Bersamaan dengan itu kelembapan udara juga dapat diatur sehingga kelembapan udara dapat dipertahankan.

Dengan demikian untuk menunjang kerja mesin refrigerasi tersebut, diperlukan *cooler* (penyejuk), *heater* (pemanas), *moisture controller*, dan *ventilator*. Pada perlengkapan mesin refrigerasi untuk mobil selalu berbeda menurut lingkungannya. Seperti untuk lingkungan di Indonesia tidak mempunyai musim dingin sehingga tidak memerlukan *heater*, melainkan hanya memerlukan *cooler* dan pengatur aliran udara.

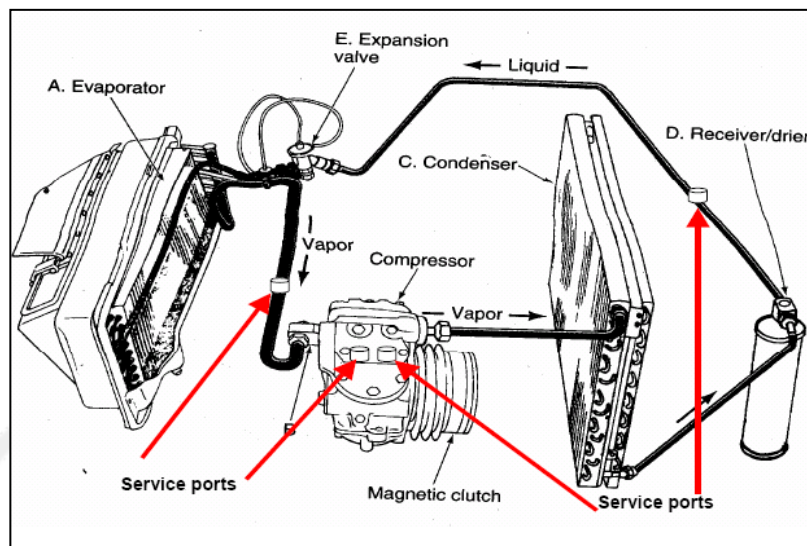
2.2.5 Komponen AC mobil

Pada sistem AC mobil terdiri dari komponen-komponen sebagai berikut:

1. Sistem sirkulasi refrigeran (kompresor, kondensor, evaporator, dan katup ekspansi).
2. Peralatan yang membantu sistem beroperasi dengan unjuk kerja (*Filter/receiver-dryer, magnetic clutch, thermostat, pressure switch, fan, iddle-up device*).

3. Peralatan yang dapat bereaksi ketika masalah terjadi pada sistem.

Susunan komponen AC mobil dapat dilihat pada gambar dibawah ini:



Gambar 2.5. Susunan komponen AC mobil sistem siklus kompresi uap

2.2.5.1 Kompresor

Kompresor berfungsi mengalirkan serta menaikkan tekanan refrigeran dari tekanan evaporasi ke tekanan kondensasi. Meningkatnya tekanan berarti menaikkan temperatur. Uap refrigeran bertekanan tinggi di dalam kondensor akan cepat mengembun dengan cara melepaskan panas ke sekelilingnya.

Kompresor mesin refrigerasi dapat dikelompokkan berdasarkan gerakan rotor dan berdasarkan letak motor - kompresor.

Jenis kompresor berdasarkan gerak rotor adalah:

- a. Kompresor perpindahan positif (*positive displacement*):
 - kompresor torak (*reciprocating*)
 - kompresor *rotary*, seperti: kompresor ulir (*screw*), kompresor *roller*, dan kompresor bilah sudu (*vane*).
- b. Kompresor sentrifugal

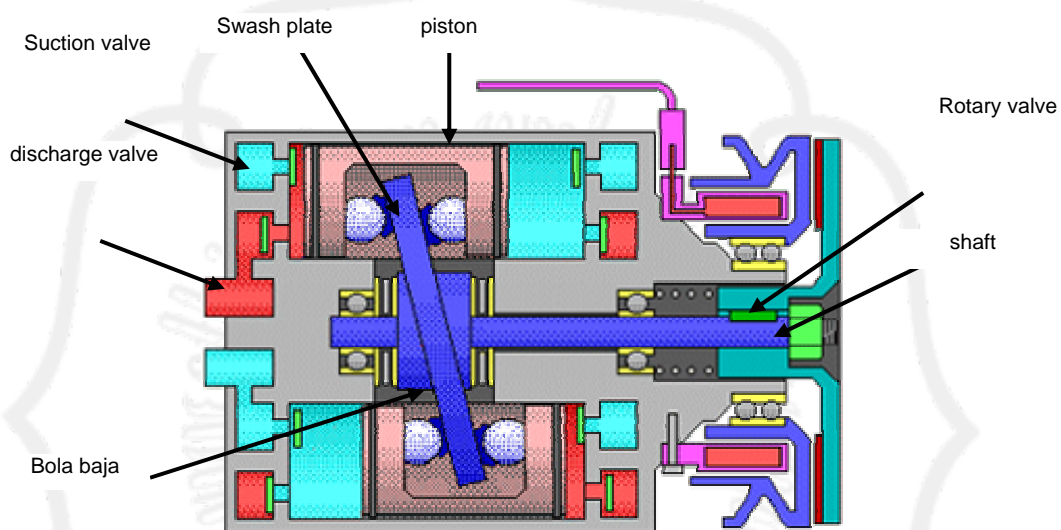
Jenis kompresor berdasarkan letak motor dan kompresor adalah:

- a. Kompresor tipe terbuka (*open type compressor*)
- b. Kompresor *hermetic*
- c. Kompresor *semi hermetic*

Sedangkan kompresor untuk AC mobil dikelompokkan dalam dua kelompok besar, yaitu:

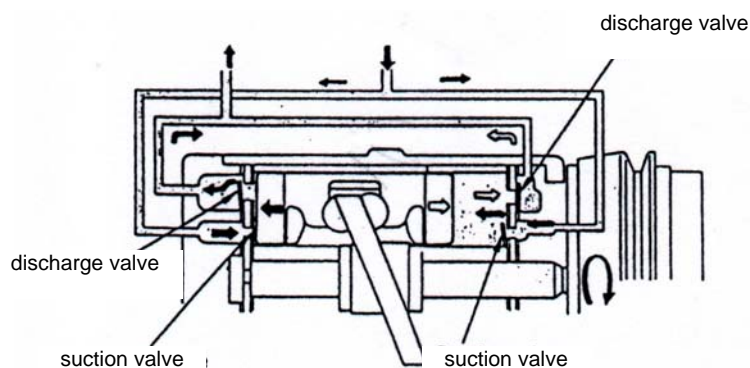
- Tipe *Reciprocating*:
 1. Tipe *crank shaft*
 2. Tipe *swash plat*
 3. Tipe *woble plate*
- Tipe *Rotary* : Tipe *Through vane*

Pada AC mobil ini menggunakan kompresor tipe *swash plate*



Gambar 2.6 Kompresor tipe *Swash Plate*. (Training Manual, 2004).

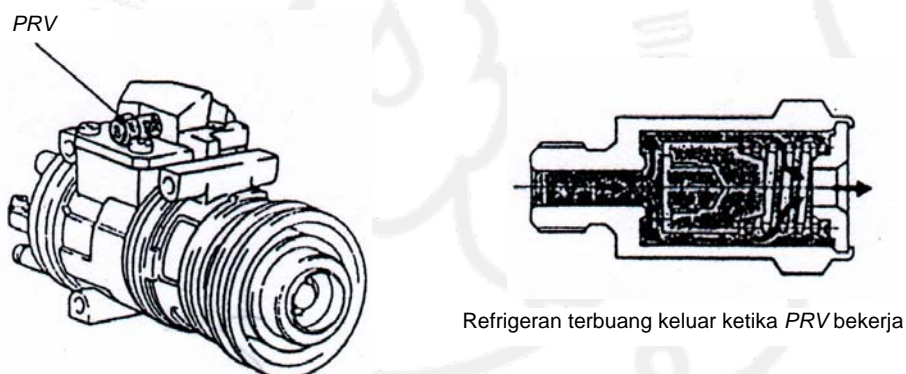
Apabila salah satu sisi piston melakukan langkah kompresi, sisi lainnya melakukan langkah hisap. Pada dasarnya, prinsip proses kompresi sama dengan proses kompresi pada kompresor tipe torak, perbedaan tekanan dimungkinkan dengan adanya katup hisap dan katup buang. Karena perpindahan gaya dari poros penggerak dilakukan oleh *swash plate*, getaran yang dihasilkan saat kompresor bekerja lebih kecil daripada getaran yang terjadi pada tipe torak dimana perpindahan gaya dilakukan melalui *connecting rod*.



Gambar 2.7. Mekanisme kompresi pada kompresor *Swash Plate*
(Training Manual, 2004)

2.2.5.2 Pressure Relief Valve

Pada AC sistem lama yang menggunakan CC-12, jika sisi tekanan tinggi pada sirkulasi tidak normal sehingga suhu refrigeran tinggi, timah pada *fusible plug* meleleh dan refrigeran terbangun bebas. Hal ini akan menghindarkan dari kerusakan komponen pada sistem.



Gambar 2.8. Pressure Relief Valve

Pada sistem HFC-134a, *pressure relief valve* menggantikan kerja *fusible plug* ini, dimana pada kondisi tersebut aliran refrigeran yang terbangun ke udara bebas dibatasi pada batas minimum. (Buku Pedoman Denso)

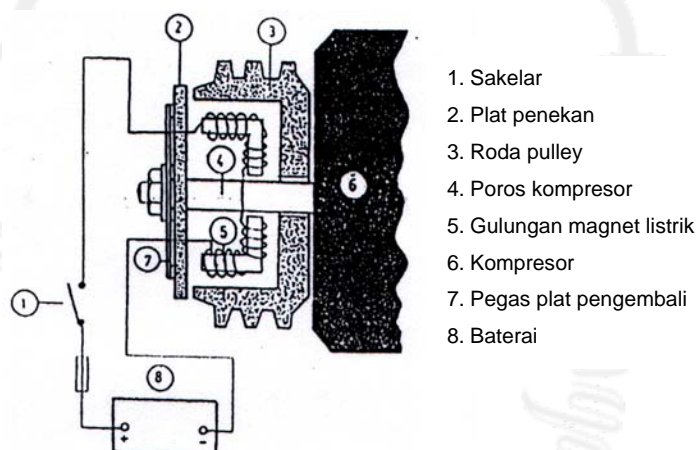
2.2.5.3 Oli Kompresor

Oli kompresor diperlukan untuk melumasi bantalan-bantalan kompresor dan permukaan yang bergesekan. Selain itu oli kompresor juga harus dapat bersirkulasi dengan refrigeran melewati komponen-komponen utama AC. Oli mineral CFC-12 dapat menyebabkan kerusakan serius pada kompresor dan

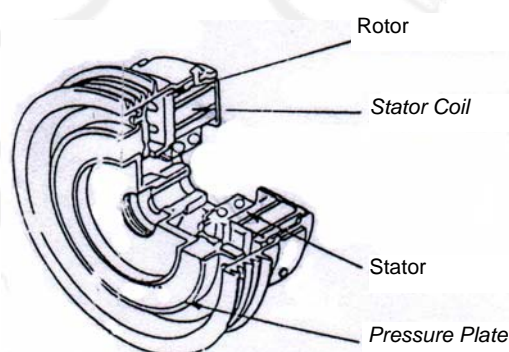
komponen lain, karena ketidakmampuannya larut dalam HFC-134a. Sehingga kompresor HFC-134a harus menggunakan oli khusus yaitu oli *PAG (Poli Alkil Glikol)* atau *POE (Polyol Ester)*.

2.2.5.4 Magnetic Clutch

Magnetic clutch digunakan untuk menghubungkan dan melepaskan kompresor dari putaran mesin. Komponen utama *magnetic clutch* terdiri dari stator, rotor, dan *pressure plate*. Prinsip kerjanya adalah melekatnya dua keping logam besi menjadi satu unit karena gaya elektromagnet. Dua keping tersebut adalah *pressure plate* dan *drive pulley*. (*Toyota Service Training, 1995*)



Gambar 2.9. Konstruksi *magnetic clutch* (Training Manual, 2004)



Gambar 2.10 *Magnetic clutch* tipe P

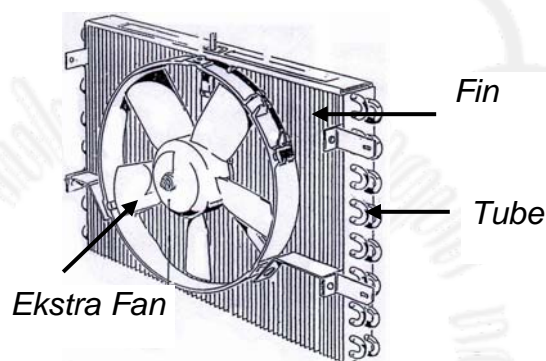
(Toyota Service Training, 1995)

2.2.5.5 Kondensator

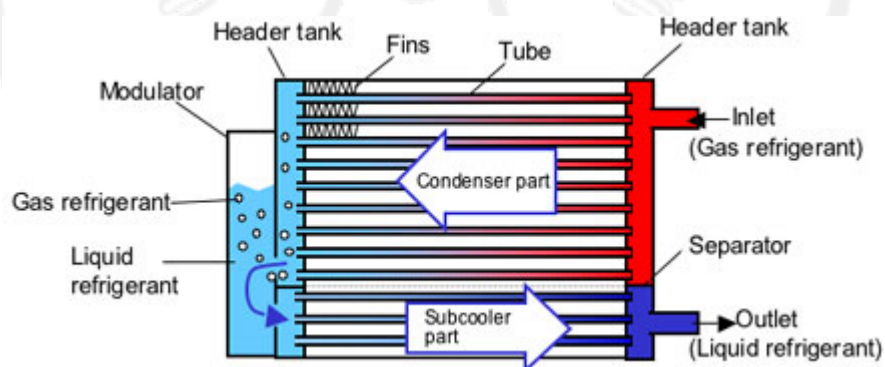
Kondensator digunakan untuk mendinginkan gas refrigeran yang telah ditekan dan bersuhu tinggi, serta mengubahnya menjadi cairan refrigeran. Sejumlah panas dilepaskan ke udara bebas melalui kondensator. Hal ini akan

mempengaruhi efek pendinginan di evaporator, karena itu kondensor diletakkan di bagian depan kendaraan untuk mendapatkan pendinginan dari kipas radiator dan aliran udara selama kendaraan bergerak. (Buku Pedoman Denso).

Kondensor yang digunakan pada pengujian ini adalah tipe *air cooled condenser*, yaitu kondensor yang menggunakan udara sebagai media pendinginnya. Selain itu pelaksanaan perpindahan panasnya dilakukan dengan aliran udara yang dipaksakan (*force draught condenser*) dengan menggunakan *ekstra fan* sebagai pengalir udara pada kondensor dengan cara menghisap udara bebas melewati kondensor.



Gambar 2.11. Konstruksi kondensor (Modul Pelatihan Otomotif, 2000)



Gambar 2.12. Mekanisme kerja kondensor

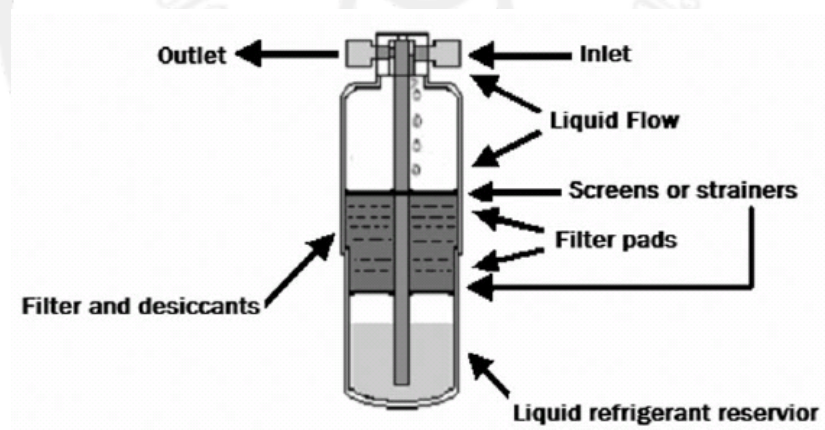
2.2.5.6 Receiver / Dryer

Receiver adalah komponen yang digunakan untuk menyimpan atau menampung sementara cairan refrigeran. *Dryer* dan *filter* di dalam *receiver* akan menyerap air dan kotoran yang ada di dalam refrigeran

Prinsip kerja *receiver*:

1. Receiver memisahkan refrigeran dalam bentuk gas dari cairan refrigeran oleh perbedaan berat dan memastikan bahwa aliran yang mengalir ke katup ekspansi sudah berbentuk cairan.
2. *Dryer* juga berisi *desiccant* yaitu *zeolite* yang berfungsi menyerap uap air.
3. *Sight glass* dipasang diatas *receiver*. Jumlah refrigeran yang diisikan ke dalam sistem sirkulasi penting artinya pada efisiensi pendinginan AC. *Sight glass* digunakan untuk mengetahui jumlah refrigeran di dalam sirkulasi. *Sight glass* juga bisa dipasang pada *liquid tube* diantara *receiver* dan katup ekspansi. (Buku Pedoman Denso).

Saringan (*filter*) dikonstruksi berupa tabung silinder yang di dalamnya terdapat sel silika yang menyerap uap air pada zat pendingin. Adakalanya pada saringan dipasangkan dua buah sakelar yang bekerja berdasarkan tekanan atau temperatur (sakelar terhubung jika tekanan atau temperatur dalam saringan melebihi batas maksimal). Kadang-kadang saringan dilengkapi dengan tutup pengaman yang terbuat dari *wood metal*. Tutup pengaman ini akan cair bila temperatur zat pendingin sudah mencapai batas yang ditentukan.



Gambar 2.13. Konstruksi *Receiver*.

2.2.5.7 Katup Ekspansi (*Expansion Valve*)

Setelah melewati *receiver* cairan refrigeran dialirkan ke *orifice* (lubang kecil yang tiba-tiba membesar yang disebut katup ekspansi) akibat cairan yang tiba-tiba

salurannya diperbesar, maka cairan refrigeran akan berubah menjadi bertekanan dan bersuhu rendah dengan wujud kabut (cair dan uap).

Terdapat dua jenis katup ekspansi, yaitu:

1. Tipe tekanan tetap (*constant pressure*)
2. Tipe sensor panas (*thermal=thermostatic*).
 - Jenis *Internal Equalizing*
 - Jenis *External Equalizing*
 - Jenis *Box/Blok* (dengan kontrol temperatur dan tekanan)

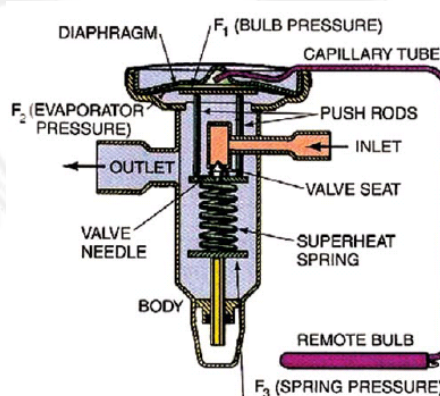
Katup ekspansi tipe *thermal* inilah yang banyak digunakan pada sistem AC mobil. Hampir seluruh sistem AC mobil menggunakan katup ekspansi sebagai alat untuk menurunkan tekanan. Belum ada AC mobil yang menggunakan pipa kapiler. Pertimbangan penggunaan katup ekspansi adalah kondisi operasi kendaraan yang berubah-ubah. Salah satu perubahan kondisi operasi kendaraan adalah kecepatan putar mesin yang bervariasi. Pada sistem AC mobil dengan kompresor yang digerakkan langsung oleh mesin melalui kopling magnetik, perubahan putaran mesin akan mengakibatkan perubahan putaran kompresor. Jika digunakan pipa kapiler, perubahan laju aliran refrigeran akibat perubahan putaran kompresor tersebut tidak dapat dikontrol sehingga kondisi refrigeran keluar evaporator tidak dapat dikontrol. Lain halnya jika menggunakan katup ekspansi yang dilengkapi dengan *sensing bulb* dimana laju aliran refrigeran dapat dikontrol sehingga kondisi refrigeran selalu dalam keadaan superpanas. Dengan demikian penggunaan katup ekspansi dapat mencegah terjadinya kerusakan kompresor akibat masuknya refrigeran cair.

Katup ekspansi ini akan mengatur jumlah aliran refrigeran yang diuapkan di evaporator. Akibat dari pengaturan aliran refrigeran ini maka suhu ruangan dapat diturunkan berdasarkan beban panas yang ada pada evaporator. Pengaturan aliran ini dilakukan dengan cara mengatur bukaan celah katup sesuai dengan temperatur refrigeran keluar evaporator. Gerakan katup ini terjadi akibat adanya perbedaan tekanan antara tekanan di dalam *sensing bulb* (P_f), tekanan pegas (P_s), dan tekanan evaporator (P_e).

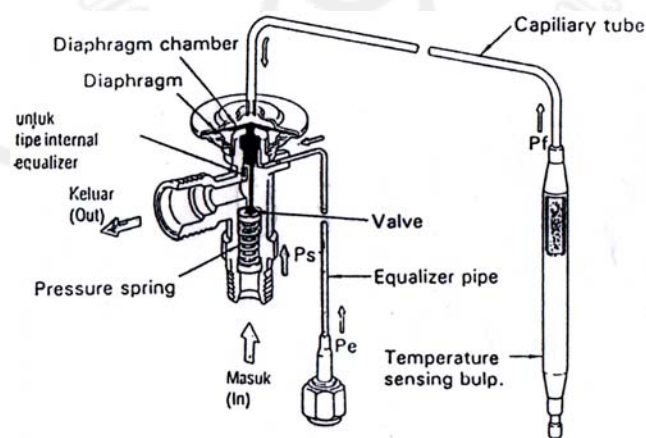
Pada beban pendinginan tinggi (temperatur pada ruangan tinggi), tekanan uap keluaran evaporator tinggi. Akibatnya temperatur dan tekanan pada *sensing*

bulb juga tinggi. Selanjutnya uap bertekanan tinggi di dalam *sensing bulb* akan menekan katup ke bawah sehingga katup terbuka lebar, memungkinkan refrigeran mengalir lebih banyak. Sebaliknya ketika beban pendinginan rendah, katup akan membuka sedikit sehingga aliran refrigeran kecil.

Pada pengujian ini digunakan *Thermal expansion valve internal equalizing type*, yaitu ketika tekanan gas di dalam evaporator stabil, tekanan P_f diimbangi oleh tekanan P_e dan P_s . Pembukaan *valve* menjadi stasioner dan refrigeran mengalir tetap.



Gambar 2.14. Katup Ekspansi Tipe *Internal Equalizing*



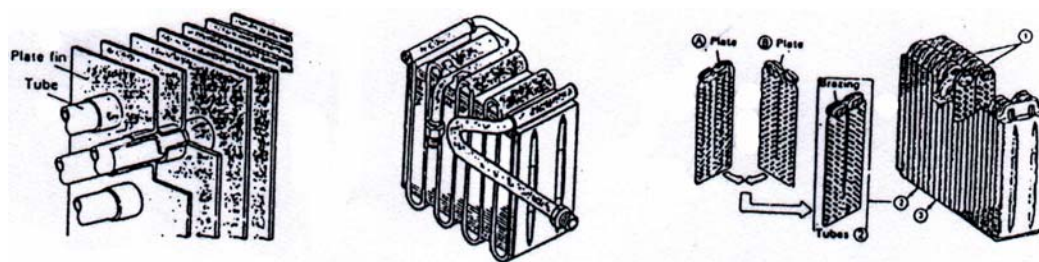
Gambar 2.15. Konstruksi Katup Ekspansi Tipe *External Equalizing*

(Training Manual, 2004)

2.2.5.8 Evaporator

Proses yang terjadi dalam evaporator adalah proses evaporasi, yaitu penguapan refrigeran fasa cair menjadi fasa uap. Kegunaan evaporator adalah

kebalikan dari kondensor. Keadaan refrigeran sebelum katup ekspansi masih 100% cair. Segera setelah tekanan cairan turun, cairan mulai mendidih kembali sambil menyerap panas dari udara yang melewati sirip-sirip (*fin*) pendingin evaporator, dan mendinginkan udara.

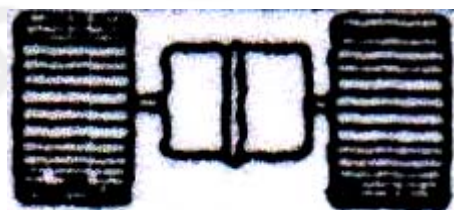


Gambar 2.16. Konstruksi evaporator

2.2.5.9 Blower

Blower digunakan untuk menghisap udara segar atau udara yang telah disirkulasikan ke dalam ruangan kendaraan. *Blower* terdiri dari motor dan kipas (*fan*). *Fan* dapat dibagi menjadi tipe *axial flow* dan *centrifugal flow*, tergantung dari arah aliran udaranya.

Pada umumnya yang digunakan untuk unit pendingin AC mobil adalah tipe *centrifugal flow* dengan motor tipe *ferrite* dan kipas tipe *sirocco*, seperti yang digunakan pada pengujian ini.



Gambar 2.17. Konstruksi *Fan* Tipe *Centrifugal Flow*

(Buku Pedoman Denso)

2.2.5.10 Thermostat

Thermostat terdiri dari *capillary tube*, *diaphragm*, dan *micro switch*. *Capillary tube* berisi *special gas*, dan *capillary tube* ini disisipkan pada keluaran

fin-fin evaporator. Tekanan gas didalam *capillary tube* berubah tergantung dari suhu sekelilingnya.

Ketika suhu evaporator bertambah, tekanan di dalam *capillary tube* bertambah, sehingga akan menutup *contact point* pada *micro switch (On)*. Sebaliknya ketika suhu evaporator berkurang, maka tekanan di dalam *capillary tube* berkurang sehingga akan membuka *contact point* pada *micro switch (Off)*.

Hasilnya adalah *on* dan *off*-nya *magnetic clutch* tergantung dari suhu keluaran evaporator, dan hal ini akan mengatur suhu ruang penumpang. (Buku Pedoman Denso)

2.2.5.11 Penerus Gerak Motor Listrik

Pada alat peraga AC mobil ini penerus gerak dari motor listrik ke kompresor adalah puli bersabuk. Dimana puli untuk motor listrik didapat dari bekas puli AC mobil Kijang LSX-G. Dengan tujuan untuk mendekati alat peraga ini sesuai dengan kondisi sebenarnya. Pada alat peraga yang dibuat ini juga terdapat puli kecil yang berfungsi sebagai pemegang belt. Dimana puli tersebut disetel sesuai ketegangan dari belt.

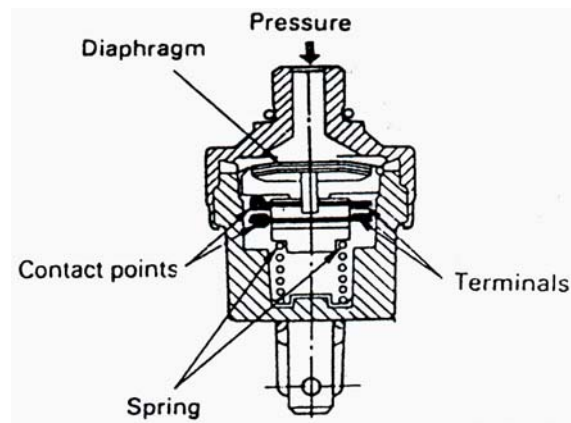
2.2.5.12 Pressure Switch

Pressure Switch dipasang pada pipa *liquid tube* diantara *receiver* dan *expansion valve*. *Pressure switch* mendeteksi ketidaknormalan tekanan di dalam sirkulasi dan kalau hal ini terjadi, maka *magnetic clutch* akan mati. Sehingga kompresor berhenti bekerja.

Cara kerja dari *pressure switch* adalah sebagai berikut :

Pada saat tekanan dalam sirkulasi terlalu tinggi, hal ini akan merusakkan beberapa komponen. Oleh sebab itu pada tekanan 32 kg/cm^2 *pressure switch* akan bekerja mematikan *magnetic clutch*.

Pada saat tekanan di dalam sirkulasi terlalu rendah karena terjadi kebocoran dan tekanan turun dibawah 2 kg/cm^2 maka *pressure switch* akan bekerja mematikan *magnetic clutch*.



Gambar 2.18. Konstruksi *Pressure Switch*
(Buku Pedoman Denso)

2.2.5.13 Refrigeran

Untuk dapat terjadinya suatu proses pendinginan diperlukan suatu bahan yang mudah dirubah bentuknya dari gas menjadi cair atau sebaliknya. Bahan pendingin ini disebut dengan refrigeran. Refrigeran adalah suatu zat yang mudah diubah wujudnya dari gas menjadi cair atau sebaliknya dan dapat mengambil panas dari evaporator dan membuangnya di kondensor.

Syarat termodinamika yang umum untuk refrigeran adalah:

1. Tidak beracun dan tidak berbau dalam semua keadaan.
2. Tidak dapat terbakar atau meledak bila bercampur dengan udara, minyak pelumas, dan sebagainya.
3. Tidak menyebabkan korosi terhadap bahan logam yang dipakai pada sistem pendingin.
4. Bila terjadi kebocoran, mudah diketahui dengan alat-alat yang sederhana maupun dengan alat detector kebocoran.
5. Mempunyai titik didih dan tekanan kondensasi yang rendah.
6. Mempunyai susunan struktur kimia yang stabil, tidak terurai.
7. Mempunyai kalor laten penguapan yang besar, agar panas yang diserap evaporator sebesar-besarnya.
8. Tidak merusak tubuh manusia.
9. Viskositas dalam fase cair maupun fase gas rendah agar tahanan aliran refrigeran dalam pipa sekecil mungkin.

10. Konstanta dielektrika dari refrigeran yang kecil, tahanan listrik yang besar serta tidak menyebabkan korosi pada material isolator listrik.

11. Harganya tidak mahal dan mudah diperoleh.

Berdasarkan jenis senyawanya, refrigeran dapat dikelompokkan menjadi:

1. Kelompok refrigeran senyawa halokarbon. (R-11, R-12, R-22, dsb)
2. Kelompok refrigeran senyawa organik *cyclic*. (R-C316, R-C317, R-318)
3. Kelompok refrigeran campuran Zeotropik. (R-401A, R-402B, R-403B)
4. Kelompok refrigeran campuran Azeotropik. (R-500, R-502)
5. Kelompok refrigeran senyawa organik biasa. (R-600, R-600a, R-610, dsb)
6. Kelompok refrigeran senyawa anorganik. (R-702, R-704, R-717, dsb)

Dibawah ini penggunaan beberapa refrigeran dalam kehidupan sehari-hari.

Refrigeran	Jenis kompresor	Keterangan penggunaan
Amonia	<i>Screw</i>	Unit pembuat es, ruang dingin, pendingin larutan garam, peti es, pendinginan pabrik kimia.
	<i>Reciprocating</i>	
R-11	Sentrifugal	Pendingin air sentrifugal.
R-12	Sentrifugal	Penyegar udara, refrigerasi pada umumnya, pendinginan air sentrifugal ukuran besar, AC mobil.
R-12	<i>Reciprocating</i>	
	<i>Rotary</i>	
R-134a	<i>Reciprocating</i>	AC mobil
R-134a	<i>Screw</i>	AC mobil
R-22	Sentrifugal	Penyegar udara, refrigerasi pada umumnya, pendinginan, beberapa unit refrigerasi, unit temperatur rendah, pendinginan air sentrifugal temperatur rendah ukuran besar.
R-22	<i>Reciprocating</i>	
R-22	<i>Scrol</i>	
R-22	<i>Screw</i>	
R-500	Torak	Refrigerasi pada umumnya, pendinginan, pendingin air sentrifugal temperatur rendah
	Sentrifugal	

Tabel 2.2. Penggunaan beberapa refrigeran

Kompabilitas beberapa refrigeran terhadap material komponen mesin refrigerasi.

Material	Penggunaan	R-12	R-134a	Hidrokarbon
Baja	Konstruksi,pipa	Sangat baik	Sangat baik	Sangat baik
Kuningan	Konstruksi,pipa	Sangat baik	Sangat baik	Sangat baik
Tembaga	Konstruksi,pipa	Sangat baik	Sangat baik	Sangat baik
Alumunium	Konstruksi,pipa	Baik	Baik	Baik
<i>Molecular sieve</i>	Pengering	Sangat baik	Sangat baik	Sangat baik
<i>Silica gel</i>	Pengering	Sangat baik	Sangat baik	Sangat baik

Tabel 2.3. Kompabilitas beberapa refrigeran terhadap material

CFC-12 memiliki nilai kalor laten yang relatif rendah. Pada mesin refrigerasi yang lebih kecil, hal ini menjadi salah satu keuntungan. CFC-12 digunakan untuk kompresor torak, rotari, dan sentrifugal serta memiliki efisiensi volumetrik yang bagus. Air hanya dapat larut sedikit dengan CFC-12. Pada 0°F (-18°C) CFC-12 hanya dapat melarutkan 6 ppm persen berat.

Penambahan pelumas mineral tidak memberikan efek korosi dan dapat larut pada suhu evaporator yang sangat dingin sekalipun (-68°C). Pelumas akan mulai memisah pada suhu tersebut. Karena pelumas lebih ringan daripada refrigeran, maka pelumas akan terkumpul diatas permukaan refrigeran.

Refrigeran HFC-134a mempunyai *Normal Boiling Point (NBP)* yang dekat dengan CFC-12 oleh sebab itu refrigeran ini digunakan secara luas untuk menggantikan R-12. HFC-134a tidak bercampur dengan pelumas mineral. Sehingga pelumas mineral yang umumnya digunakan untuk CFC-12 dan refrigeran hidrokarbon tidak dapat digunakan untuk HFC-134a. Pelumas *Poly Ester (POE)* dan *Poly Alkyl Glikol (PAG)* saat ini digunakan sebagai pelumas pada sistem HFC-134A. Pelumas ini bersifat higroskopis.

2.2.5.14 Rumus-rumus yang digunakan dalam perhitungan

a. Perhitungan Secara Ideal. (M. J. Moran & H. N. Shapiro, 2000)

1. COP Carnot.

$$\text{COP}_{\text{carnot}} = \frac{T_L}{(T_H - T_L)} \dots\dots\dots (2.1)$$

dimana:

T_L = Temperatur refrigeran saat menyerap kalor (temperatur evaporator)

T_H = Temperatur refrigeran saat melepas kalor (temperatur kondensor)

2. COP siklus standar.

$$\text{COP}_{\text{standar}} = \frac{Q_{\text{evap}}}{W_{\text{komp}}} = \frac{m_{\text{ref}} \cdot (h_1 - h_4)}{m_{\text{ref}} \cdot (h_2 - h_1)} \dots\dots\dots (2.2)$$

dimana:

Q_{evap} = Kalor yang diserap evaporator (kW)

W_{komp} = Daya kompresor (kW)

m_{ref} = Laju aliran massa (kg/s)

h_1 = Enthalpi gas refrigeran pada tekanan evaporator (kJ/kg)

h_2 = Enthalpi gas refrigeran pada tekanan kondensor (isentropik)
(kJ/kg)

h_4 = Enthalpi cairan refrigeran pada tekanan kondensor (kJ/kg)

b. Perhitungan Aktual.

1. COP Aktual. (M. J. Moran & H. N. Shapiro, 2000)

$$\text{COP}_{\text{aktual}} = \frac{Q_{\text{evap}}}{W_{\text{komp}}} = \frac{m_{\text{ref}} \cdot (h_5 - h_4)}{m_{\text{ref}} \cdot (h_{2a} - h_1)} \dots\dots\dots (2.3)$$

dimana:

h_1 = Enthalpi refrigeran masuk kompresor (kJ/kg)

h_{2a} = Enthalpi refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)

h_4 = Enthalpi refrigeran keluar evaporator (kJ/kg)

h_5 = Enthalpi refrigeran masuk evaporator (kJ/kg)

2. Laju aliran massa aktual. (M. J. Moran & H. N. Shapiro, 2000)

$$m_{\text{ref}} = \rho \times Q \quad (\text{kg/s}) \quad \dots\dots\dots (2.4)$$

dimana:

ρ = Densitas refrigeran (kg/m^3)

Q = Debit aliran refrigeran (m^3/s)

3. Perhitungan aktual pada kompresor.

3.1. Efisiensi volumetris (ASHRAE Handbook, 1985):

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{m_{\text{ref}}}{\rho_{\text{suc}} \times V_{\text{disp}} \times \text{RPM}/60} \times (100\%) \quad \dots\dots\dots (2.5)$$

dimana :

m_{ref} = Laju aliran massa refrigeran (kg/s)

ρ_{suc} = Densitas refrigeran pada sisi hisap (*suction*) kompresor (kg/m^3)

V_{disp} = Volume perpindahan (*displacement*) kompresor per putaran (m^3)

RPM = Putaran kompresor (rpm)

3.2. Efisiensi isentropis (efisiensi kompresi). (ASHRAE Handbook, 1985):

$$\eta_{\text{kom}} = \frac{m_{\text{ref}} \times (h_{2s} - h_1)}{W_{\text{komp}}} = \frac{m_{\text{ref}} \cdot (h_{2s} - h_1)}{m_{\text{ref}} \cdot (h_2 - h_1)} \times (100\%) \quad \dots\dots\dots (2.6)$$

dimana:

h_{2s} = Enthalpi refrigeran saat kompresi isentropik (kJ/kg)

h_2 = Enthalpi refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)

h_1 = Enthalpi refrigeran masuk kompresor (kJ/kg)

W_{komp} = Daya kompresor (kW)

3.3. Daya kompresi aktual. (M. J. Moran & H. N. Shapiro, 2000)

$$W_{\text{komp}} = m_{\text{ref}} \cdot (h_{2a} - h_1) \quad (\text{kW}) \quad \dots\dots\dots (2.7)$$

dimana:

m_{ref} = Laju aliran massa refrigeran (kg/s)

h_1 = Enthalpi refrigeran masuk kompresor (kJ/kg)

h_{2a} = Enthalpi refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)

4. Perhitungan aktual pada evaporator.

4.1. Efek refrigerasi (q_{aktual}). (W.F. Stoecker & J.W. Jones, 1996)

$$\text{Efek refrigerasi} = h_5 - h_4 \text{ (kJ/kg)} \quad \dots\dots\dots (2.8)$$

dimana:

h_5 = Enthalpi refrigeran keluar evaporator (kJ/kg)

h_4 = Enthalpi refrigeran masuk evaporator (kJ/kg)

4.2. Kapasitas refrigerasi (Q_{evap}). (M. J. Moran & H. N. Shapiro, 2000)

$$Q_{\text{evap}} = m_{\text{ref}} \cdot (h_5 - h_4) \text{ (kW)} \quad \dots\dots\dots (2.9)$$

dimana:

m_{ref} = Laju aliran massa refrigeran (kg/s)

h_5 = Enthalpi refrigeran keluar evaporator (kJ/kg)

h_4 = Enthalpi refrigeran masuk evaporator (kJ/kg)

4.3. Laju aliran udara dalam saluran evaporator. (M. J. Moran & H. N. Shapiro, 2000)

$$m_u = \rho_u \cdot V_u \cdot A \text{ (kg/s)} \quad \dots\dots\dots (2.10)$$

dimana:

ρ_u = Densitas udara (kg/m³)

V_u = Kecepatan udara dalam saluran (m³/kg)

A = Luas penampang saluran (m²)

4.4. Beban pendinginan. (M. J. Moran & H. N. Shapiro, 2000)

$$\text{Beban pendinginan} = m_u \cdot h_u \text{ (kW)} \quad \dots\dots\dots (2.11)$$

dimana:

m_u = laju aliran massa udara (kg/s)

h_u = enthalpi udara (kJ/kg)

BAB III

METODE PENELITIAN

3.1. Lokasi Penelitian

Penelitian ini dilakukan di Laboratorium Perpindahan Panas dan Termodinamika Jurusan Teknik Mesin Universitas Sebelas Maret Surakarta.

3.2 Bahan Penelitian

Pada penelitian ini refrigeran yang digunakan adalah:

1. Refrigeran HFC-134A (*Klea*)



Gambar 3.1. Tabung Refrigeran *Klea R-134A*

2. Refrigeran CFC-12



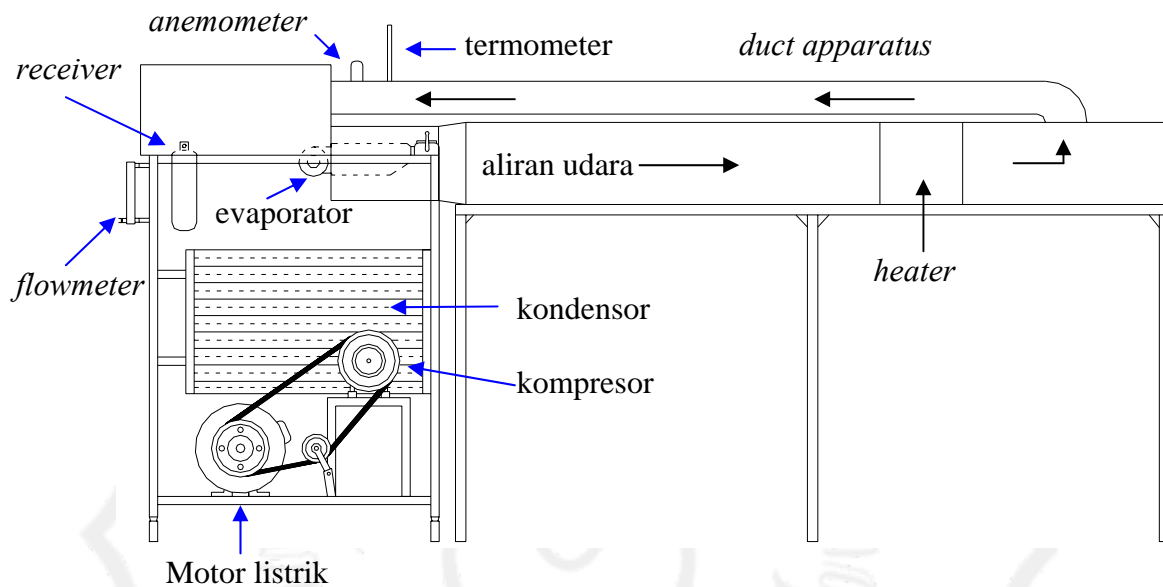
Gambar 3.2. Tabung Refrigeran CFC-12

3.3 Alat yang digunakan

Alat yang digunakan dalam penelitian ini adalah:

1. Alat peraga AC mobil, yang terdiri dari:
 - a. Motor 3 *phase*, 5 HP
 - b. Kompresor tipe *swash plate*
 - c. Kondensor tipe *multi passage* dengan *extra fan*
 - d. *Receiver/filter-dryer*
 - e. Katup ekspansi tipe *internal equalizing*

- f. Evaporator tipe *plate fin*
- g. *Blower* sentrifugal dengan motor tipe *ferrite* dan kipas tipe *siroco*
- h. Termostat
- i. Penerus gerak motor listrik (puli bersabuk mobil Kijang LSX-G)
- j. *Pressure gauge low and high pressure*
- k. Stop kontak



Gambar 3.3. Skema *Mobile Air Conditioning*

2. *Inverter*

Inverter digunakan untuk merubah putaran dari motor listrik, yaitu dengan menaikkan atau menurunkan frekuensi listrik.



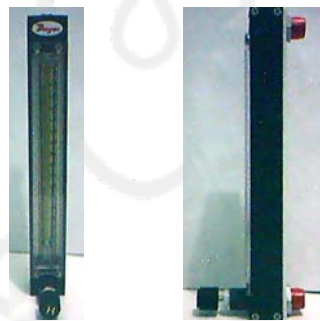
Gambar 3.4. *Inverter*

3. *Flowmeter*.

Flowmeter digunakan untuk mengukur debit dari aliran refrigeran. *Flowmeter* diletakkan diantara receiver dan katup ekspansi dengan tujuan agar

refrigeran yang mengalir adalah dalam fase cair jenuh. *Flowmeter* yang digunakan adalah *Variable Area Glass Flowmeter* Dwyer tipe VA20440 dengan spesifikasi:

- *Service* : *Compatible gases or liquid*
- *Flowtube* : *Borosilicate glass*
- *Floats* : *Stainless steel*
- *End fittings* : *Anodized Aluminium*
- *O-rings* : *Fluoroelastomer*
- *Connections* : *Two 1/8 " female NPT*
- *Temperature limits* : *121 °C*
- *Pressure limits* : *200 psig (13,8 bar)*
- *Accuracy* : *± 2%*
- *Repeatability* : *± 0,25% full scale*
- *Mounting* : *vertical*



Gambar 3.5. *Flowmeter*

4. Termometer

Termometer yang digunakan dalam penelitian ini terdiri dari:

- Termometer air raksa (Tdb dan Twb), untuk mengukur temperatur udara yang mengalir dalam saluran.
- Termometer digital untuk mengukur temperatur ruangan.

5. *Stroboscope*

Stroboscope digunakan untuk mengukur putaran dari kompresor.



Gambar 3.6. *Stroboscope*

6. *Fluke Power Quality Analyzer*

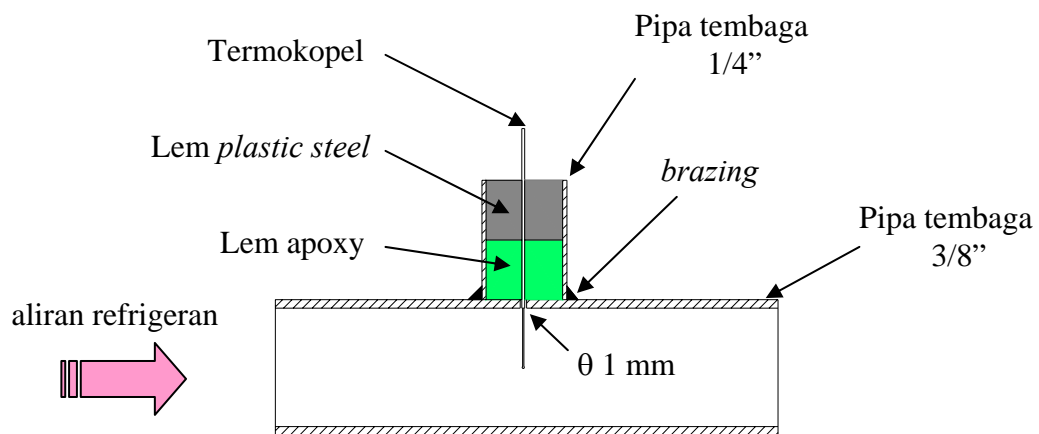
Pada penelitian ini, fluke digunakan untuk mengukur daya dari motor listrik dan *heater*.



Gambar 3.7. *Fluke Power Quality Analyzer*

7. Termokopel

Termokopel digunakan untuk mengukur temperatur refrigeran di dalam sistem refrigerasi. Termokopel yang digunakan adalah tipe T yang merupakan paduan dari *copper* dan *constantan* dengan ketelitian $\pm 0,03$ °C. Termokopel ini mempunyai *range* temperatur antara -270 sampai 400 °C. Pada penelitian ini termokopel dimasukkan ke dalam pipa kemudian dilem dengan lem apoxy dan *plastic steel*.



Gambar 3.8. Pemasangan Termokopel tipe T pada pipa

8. *Display Termokopel*

Alat ini digunakan untuk menunjukkan temperatur yang diukur oleh sensor termokopel.



Gambar 3.9. *Display Termokopel*

9. *Slide Regulator*

Slide regulator pada penelitian ini digunakan untuk menaikkan atau menurunkan tegangan listrik pada *heater*.



Gambar 3.10. *Slide Regulator*

10. Anemometer

Anemometer digunakan untuk mengukur kecepatan udara yang mengalir pada saluran udara.



Gambar 3.11. *Anemometer*

11. Peralatan pendukung pengujian :

- a. Pompa vakum, digunakan untuk mengosongkan refrigeran dari sistem sehingga dapat menghilangkan gas-gas yang tidak terkondensasi seperti udara dan uap air. Uap yang berlebihan pada sistem dapat memperpendek umur operasi *filter-dryer* dan penyumbatan khususnya pada bagian sisi tekanan
- b. Timbangan digital, digunakan untuk mengukur berat refrigeran yang akan diisikan kedalam sistem AC mobil.
- c. *Manifold Gauge*, untuk untuk mengetahui tekanan dan mengatur aliran refrigeran saat *recharging*.
- d. *Flaring and sweaging*, untuk memperbesar diameter ujung pipa.
- e. *Leak detector*, untuk mengetahui kebocoran pipa.
- f. Selang refrigeran, sebagai jalan untuk memasukkan refrigeran ke sistem.
- g. Pembengkok pipa, untuk membengkokkan pipa.
- h. Kunci inggris, untuk mengunci atau membuka baut atau *nut* pipa.
- i. *Tube cutter*, untuk memotong pipa.
- j. *Burner* , perak las, dan gas Hi-cook, untuk mem-*brazing* pipa.
- k. Botol pelumas, untuk mengetahui jumlah pelumas yang akan dimasukkan kedalam sistem.
- l. Kunci Pentil, untuk memutar pentil agar lebih erat (tidak bocor) serta untuk membuka pentil.



(a)



(b)



(c)



(d)



(e)



(f)



(g)



(h)



(i)



(k)



(j)



(l)

Gambar 3.12. Alat pendukung pengujian sistem AC mobil

3.4 Pelaksanaan Penelitian

Pengujian dilakukan pada sistem AC mobil yang statis. Prosedur yang dilakukan dalam pengambilan data berdasarkan variasi putaran kompresor adalah:

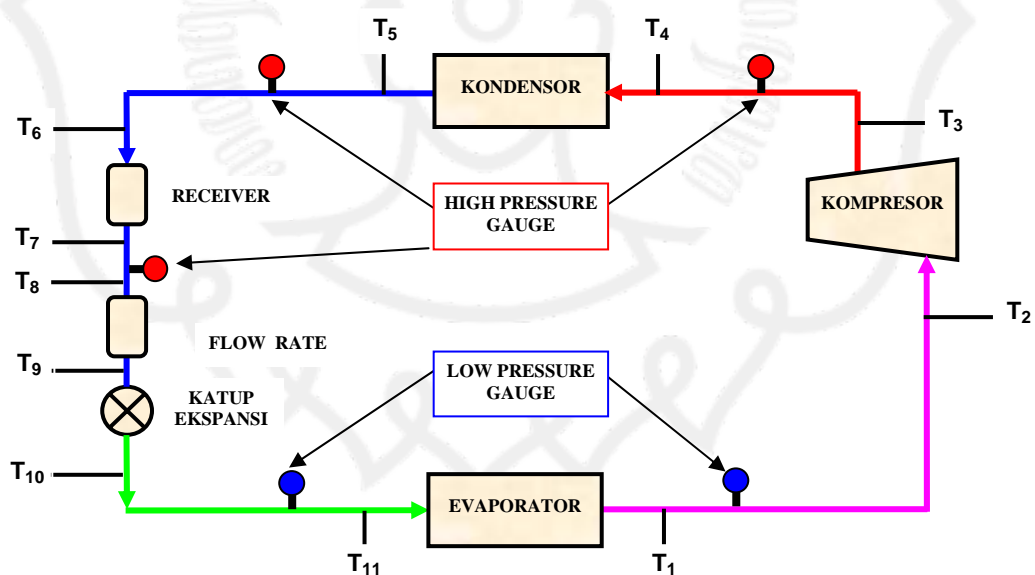
3.4.1 Tahap persiapan.

1. Persiapan dan pemasangan seluruh alat ukur yang digunakan dalam pengujian, seperti: *inverter*, *fluke power quality analyzer*, *slide regulator*, *stroboscope*, *anemometer*, termometer air raksa (Tdb dan Twb), termometer digital, timbangan digital, pompa vakum, *display* termometer, dan alat pendukung lainnya.
2. Kalibrasi seluruh termokopel dan alat ukur lainnya.

3.4.2 Tahap pengujian.

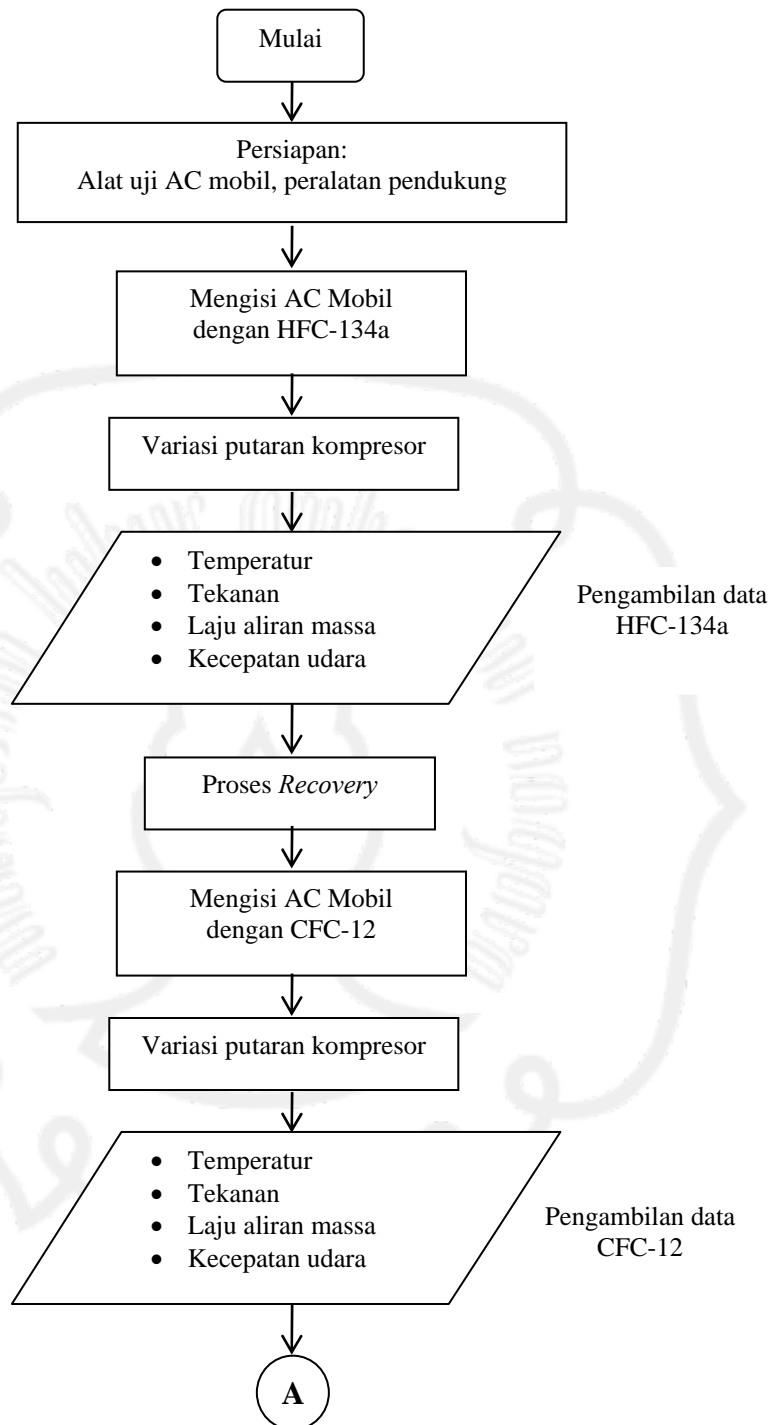
- a. Sebelum dicharging, sistem harus divakum terlebih dahulu. Kemudian memastikan apakah sistem mengalami kebocoran. Apabila tekanan *pressure gauge* naik, maka sistem mengalami kebocoran sehingga harus dilakukan tindakan untuk mengatasinya.
 - b. Mengisi pelumas kompresor kedalam sistem.
 - c. Mengisi refrigeran sampai tekanan tertentu dan mencatat berat refrigeran yang dimasukkan kedalam sistem. Berat refrigeran yang dicharging harus sama untuk kedua refrigeran.
 - d. Memberi beban pendinginan dengan mengatur daya listrik pada *heater*. Beban heater untuk setiap variasi adalah konstan yaitu 45 Watt.
 - e. Percobaan dilakukan sebanyak 5 variasi putaran kompresor setiap refrigeran, yaitu: 1000, 1200, 1500, 1800, dan 2000 rpm.
3. Setelah beban pendinginan konstan, maka sistem AC mobil siap dijalankan.
 4. Nyalakan *power supply*.
 5. Nyalakan *inverter*.
 6. Mengatur frekuensi dari *inverter* sehingga putaran kompresor menunjukkan 1000 rpm pada *stroboscope*.
 7. Menjalankan sistem pengkondisian udara selama 1 jam.

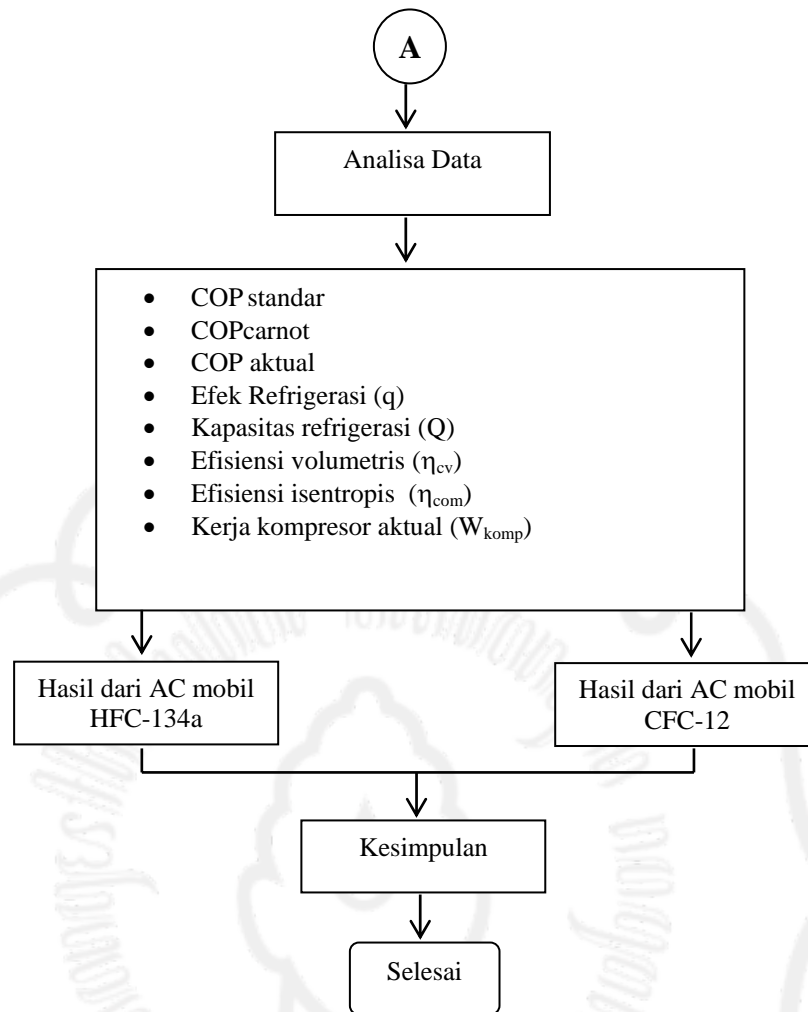
8. Setelah itu, mencatat seluruh data temperatur ruangan, temperatur T_{db} dan T_{wb} , kecepatan udara, tekanan dan laju aliran massa dari refrigeran.
9. Data diperoleh sebanyak 8 kali.
10. Percobaan akan diulangi untuk kecepatan motor 1200 rpm.
11. Mengulangi langkah (6) – (9).
12. Percobaan akan diulangi untuk kecepatan motor 1500 rpm.
13. Mengulangi langkah (6) - (9).
14. Percobaan akan diulangi untuk kecepatan motor 1800 rpm.
15. Mengulangi langkah (6) - (9).
16. Percobaan akan diulangi untuk kecepatan motor 2000 rpm.
17. Mengulangi langkah (6) - (9).
18. Setelah melakukan percobaan, matikan semua *power supply* dan mengganti refrigeran yang akan diuji.
19. Mengulangi langkah (1) – (18)



Gambar 3.13. Skema penelitian dari sistem pengujian AC mobil statik eksperimen

3.5. Diagram Alir Penelitian





Gambar 3.14. Diagram Alir Penelitian

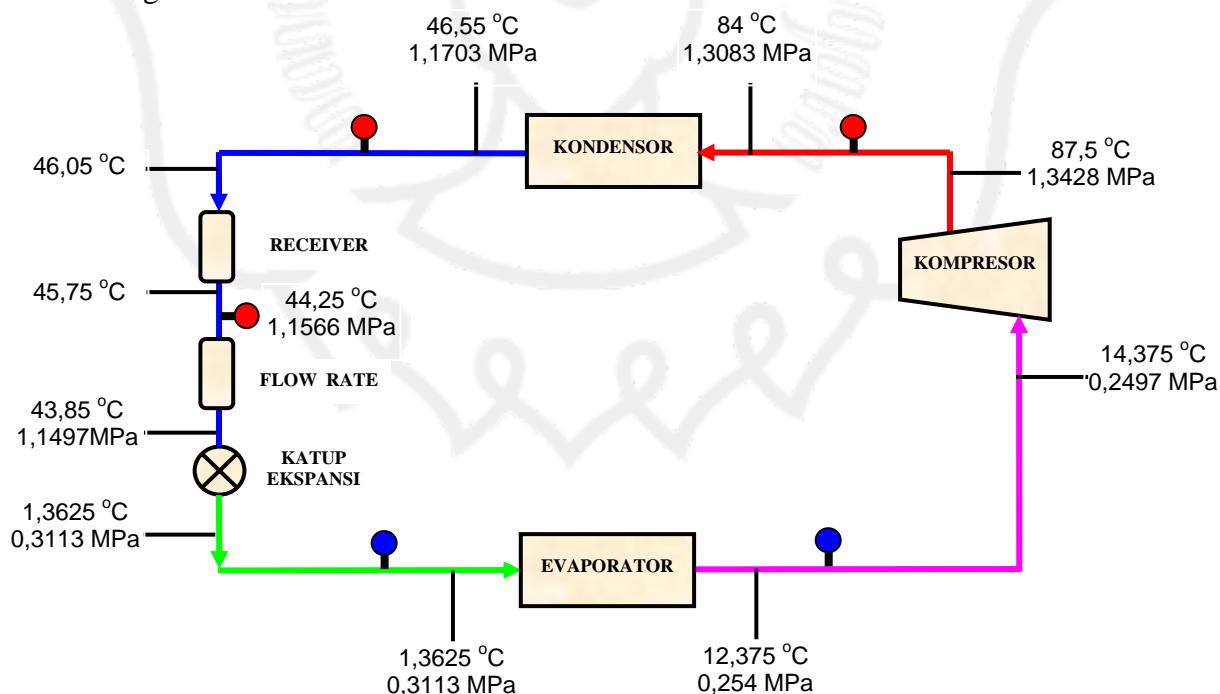
BAB IV DATA DAN ANALISA

Pada bab ini akan dianalisa mengenai pengaruh variasi putaran kompresor terhadap unjuk kerja refrigeran HFC-134a dan CFC-12 pada sistem AC mobil. Pengujian dilakukan dengan variasi putaran kompresor 1000 rpm, 1200 rpm, 1500 rpm, 1800 rpm, dan 2000 rpm. Data yang diperoleh dalam pengujian ini yaitu: tekanan, temperatur, laju aliran massa refrigeran, dan kecepatan udara. Sistem AC mobil dijalankan selama satu jam pada setiap variasi pengujian dan data yang diambil sebanyak 8 kali.

4.1. Data pengujian.

4.1.1. Menentukan temperatur dan tekanan sistem AC mobil.

Selama pengujian dicatat kondisi udara ruangan di mana pengujian itu berlangsung. Dari hasil pengamatan suhu dan tekanan saat pengujian refrigeran HFC-134a dengan variasi putaran kompresor 1000 rpm, diperoleh data-data sebagai berikut:



Gambar 4.1. Data temperatur dan tekanan HFC-134a variasi 1000 rpm.

4.1.2. Perhitungan secara ideal

1. Menghitung COP_{carnot}

Daur refrigerasi Carnot merupakan suatu pembatas yang tidak dapat dilebihi jika melakukan kerja di antara dua suhu tertentu. Mesin Carnot menerima energi kalor pada suhu tinggi merubah sebagian menjadi kerja, dan mengeluarkan sisanya sebagai kalor pada suhu yang lebih rendah. Seluruh proses pada daur Carnot secara termodinamika bersifat reversibel (dapat dibalik), sehingga proses 1-2 dan 3-4 bersifat isentropik. Hal ini menyebabkan efisiensi dari daur Carnot lebih tinggi dari yang dapat dicapai oleh daur nyata. (W.F. Stoecker & J.W. Jones, 1996)

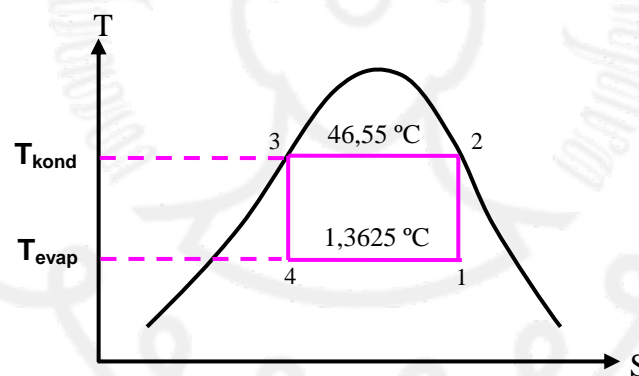
$$COP = \frac{T_L}{T_H - T_L}$$

dimana:

T_L = Temperatur refrigeran saat menyerap kalor (temperatur evaporator)

T_H = Temperatur refrigeran saat melepas kalor (temperatur kondensor)

Skema siklus Carnot (untuk variasi 1000 rpm) :



Gambar 4.2. Diagram T-S siklus Carnot HFC-134a variasi 1000 rpm

Data Pengujian refrigeran HFC-134a variasi 1000 rpm:

Temperatur evaporator : 1,3625 °C

Temperatur kondensor : 46,55 °C

$$\begin{aligned} COP_{\text{carnot}} &= \frac{\text{Temperatur evaporator}}{\text{Temperatur kondensor} - \text{Temperatur evaporator}} \\ &= \frac{(1,3625 + 273)^\circ\text{K}}{(46,55 + 273) - (1,3625 + 273)^\circ\text{K}} \\ &= 6,0714 \end{aligned}$$

Analog dengan perhitungan diatas, maka diperoleh tabel COP_{carnot} HFC-134a dan CFC-12 Sebagai berikut:

Tabel 4.1. COP_{carnot} HFC-134a dengan variasi putaran kompresor

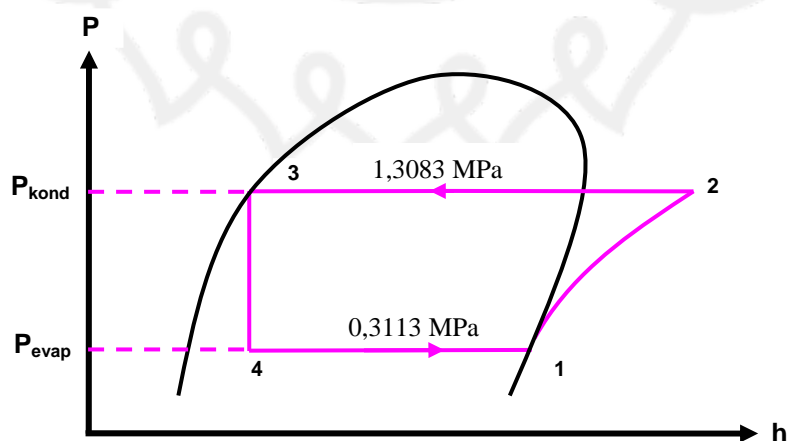
Putaran (RPM)	Temperatur evap(°C)	Temperatur kondensor(°C)	COP Carnot
1000	1,3625	46,55	6,0716
1200	0,9125	47,15	5,924
1500	-0,863	47,75	5,598
1800	-2,313	48,625	5,314
2000	-3,125	49,575	5,121

Tabel 4.2. COP_{carnot} CFC-12 dengan variasi putaran kompresor

Putaran (RPM)	Temperatur Evap(°C)	Temperatur kondensor(°C)	COP Carnot
1000	-5,75	37,12	6,234
1200	-6,26	37,23	6,133
1500	-7,09	37,45	5,970
1800	-7,29	38,1	5,854
2000	-7,3	38,53	5,801

2. Menghitung COP_{standar}

Skema siklus standar (untuk variasi 1000 rpm):



Gambar 4.3. Diagram p-h siklus ideal HFC-134a variasi 1000 rpm.

Dalam perhitungan secara ideal, diperlukan asumsi-asumsi yang akan dijadikan acuan, yaitu:

- a. Kondisi refrigeran masuk kompresor adalah uap jenuh
- b. Kerja kompresi isentropik, reversibel dan adiabatik (proses 1-2)
- c. Katup ekspansi adiabatik, terjadi proses *throttling* (proses 3-4)
- d. Tidak ada perubahan energi kinetik dan energi potensial pada semua komponen
- e. Kondisi refrigeran keluar kondensor adalah cair jenuh
- f. Proses pengembunan terjadi pada tekanan konstan (proses 2-3)
- g. Proses penguapan terjadi pada tekanan konstan (proses 4-1)

Indeks prestasi dalam daur refrigerasi disebut dengan koefisien prestasi atau COP (*Coefficient of Performance*), yang didefinisikan sebagai:

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{\text{Refrigerasi bermanfaat}}{\text{Kerja bersih}} \\ &= \frac{Q_{\text{evaporator}}}{W_{\text{kompresor}}} \end{aligned}$$

dimana:

$$Q_{\text{evaporator}} = \text{Kalor dari lingkungan yang diserap evaporator (kW)}$$

$$W_{\text{kompresor}} = \text{Kerja isentropik kompresor (kW)}$$

Koefisien prestasi yang tinggi sangat diharapkan karena hal itu menunjukkan bahwa sejumlah kerja tertentu refrigerasi hanya memerlukan sejumlah kecil kerja. (W.F. Stoecker & J.W. Jones, 1996)

Data pengujian refrigeran HFC-134a variasi 1000 rpm:

Titik 1. (Kondisi uap jenuh masuk kompresor)

$$P_1 = 0,3113 \text{ MPa} \longrightarrow h_1 = h_g = 399,6 \text{ kJ/kg}$$

$$S_1 = S_g = 1,726 \text{ kJ/kg K}$$

Titik 2. (Kondisi uap panas lanjut keluar kompresor)

$$\left. \begin{array}{l} P_2 = 1.3083 \text{ MPa} \\ S_2 = S_1 = 1,562 \text{ kJ/kgK} \end{array} \right\} h_2 = 429,4 \text{ kJ/kg}$$

Titik 3. (Kondisi cairan jenuh keluar kondensor)

$$P_3 = P_2 = 1.3083 \text{ MPa} \longrightarrow h_3 = h_f = 262,98 \text{ kJ/kg}$$

Titik 4. (Kondisi campuran uap dan cairan masuk evaporator)

$$h_4 = h_3 = 262,98 \text{ kJ/kg}$$

Sehingga,

$$\text{COP}_{\text{standar}} = \frac{Q_{\text{evap}}}{W_{\text{komp}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{399,6 - 262,98}{429,4 - 399,6} = \frac{136,62}{27} = 5,06$$

Analogi dengan perhitungan diatas, maka diperoleh tabel $\text{COP}_{\text{ideal}}$ HFC-134a dan CFC-12 Sebagai berikut:

Tabel 4.3. $\text{COP}_{\text{standar}}$ HFC-134a dengan variasi putaran kompresor

putaran (rpm)	P evap (MPa)	P kond (MPa)	Enthalpi (kJ/kg)				h ₁ -h ₄ (kJ/kg)	h ₂ -h ₁ (kJ/kg)	COP
			h ₁	h ₂	h ₃	h ₄			
1000	0,3113	1,1447	399,6	426,6	262,98	262,98	136,62	27	5,06
1200	0,3048	1,1783	399,3	427,2	264,63	264,63	134,67	27,9	4,8269
1500	0,2872	1,1959	398,3	427,9	265,54	265,54	132,76	29,6	4,4851
1800	0,2777	1,2425	397,8	429	267,8	267,8	130	31,2	4,1667
2000	0,2751	1,277	397,6	429,5	269,51	269,51	128,09	31,9	4,0154

Tabel 4.4. $\text{COP}_{\text{standar}}$ CFC-12 dengan variasi putaran kompresor

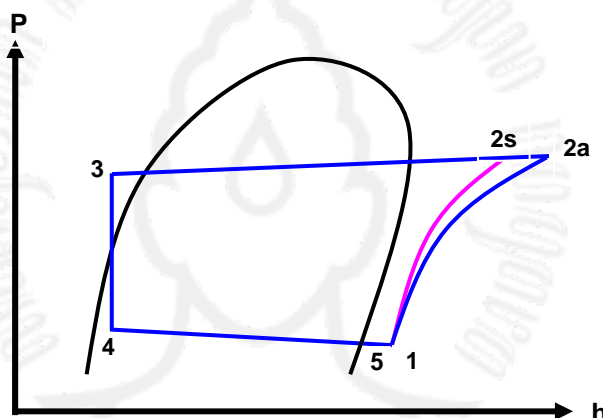
putaran (rpm)	P evap (MPa)	P kond (MPa)	Enthalpi (kJ/kg)				h ₁ -h ₄ (kJ/kg)	h ₂ -h ₁ (kJ/kg)	COP
			h ₁	h ₂	h ₃	h ₄			
1000	0,259	0,899	350,5	372,7	236,5	236,5	114	22,2	5,135
1200	0,253	0,903	350,2	372,8	236,7	236,7	113,5	22,6	5,022
1500	0,248	0,915	349,9	373	237,3	237,3	112,6	23,1	4,874
1800	0,227	0,945	348,8	374,2	238,6	238,6	110,2	25,4	4,339
2000	0,225	0,947	348,6	374,3	238,7	238,7	109,9	25,7	4,276

4.1.3. Perhitungan secara aktual.

Pada siklus aktual terjadi perbedaan bila dibandingkan dengan siklus ideal, antara lain:

1. Terjadi penurunan tekanan di sepanjang pipa kondensor dan evaporator.
2. Adanya proses pembawa dingin (*sub-cooling*) cairan yang meninggalkan kondensor sebelum memasuki alat ekspansi.
3. Pemanasan lanjut uap (*superheating*) yang meninggalkan evaporator sebelum memasuki kompresor.
4. Terjadi kenaikan entropi pada saat proses kompresi (kompresi tak isentropik) dan terdapat ketidakefisienan yang disebabkan oleh gesekan dan kerugian-kerugian lain.
5. Proses ekspansi berlangsung non-adiabatik.

Skema siklus aktual:



Gambar 4.4. Diagram p-h siklus aktual

Contoh perhitungan.

1. Menghitung COP_{aktual}

$$COP_{\text{aktual}} = \frac{h_5 - h_4}{h_{2a} - h_1}$$

dimana:

h_1 = enthalpi refrigeran masuk kompresor (kJ/kg)

h_{2a} = enthalpi refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)

h_4 = enthalpi refrigeran keluar evaporator (kJ/kg)

h_5 = enthalpi refrigeran masuk evaporator (kJ/kg)

Data pengujian refrigeran HFC-134a variasi 1000 rpm:

Titik 1. (Kondisi uap panas lanjut masuk kompresor)

$$\left. \begin{array}{l} T_1 = 14,375 \text{ }^\circ\text{C} \\ P_1 = 0,2497 \text{ MPa} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = 412,4 \text{ kJ/kg} \\ S_1 = 1,788 \text{ kJ /kg K} \end{array}$$

Titik 2a. (Kondisi uap panas lanjut aktual keluar kompresor)

$$\left. \begin{array}{l} T_2 = 87,5 \text{ }^\circ\text{C} \\ P_2 = 1,3428 \text{ MPa} \end{array} \right\} h_2 = 465,6 \text{ kJ/kg}$$

Titik 2s. (Kondisi uap panas lanjut isentropik keluar kompresor)

$$\left. \begin{array}{l} S_{2s} = S_1 = 1,788 \text{ kJ /kg K} \\ P_2 = 1,3428 \text{ MPa} \end{array} \right\} h_{2s} = 450,74 \text{ kJ/kg}$$

Titik 3. (Kondisi cairan bawah dingin masuk katup ekspansi)

$$\left. \begin{array}{l} T_3 = 43,85 \text{ }^\circ\text{C} \\ P_3 = 1,1497 \text{ MPa} \end{array} \right\} h_3 = 262,2 \text{ kJ/kg}$$

Titik 4. (Kondisi *saturated mixture* masuk evaporator)

$$\left. \begin{array}{l} T_4 = 1,3625 \text{ }^\circ\text{C} \\ P_4 = 0,3113 \text{ MPa} \end{array} \right\} h_4 = 262,2 \text{ kJ/kg}$$

Titik 5. (Kondisi uap panas lanjut keluar evaporator)

$$\left. \begin{array}{l} T_5 = 12,375 \text{ }^\circ\text{C} \\ P_5 = 0,254 \text{ Mpa} \end{array} \right\} h_5 = 410,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{COP}_{\text{aktual}} = \frac{h_5 - h_4}{h_{2a} - h_1} = \frac{410,5 - 262,2}{465,6 - 412,4} = \frac{148,3}{53,2} = 2,7876$$

Analogi dengan perhitungan diatas, maka diperoleh tabel $\text{COP}_{\text{aktual}}$ HFC-134a dan CFC-12 Sebagai berikut:

Tabel 4.5. $\text{COP}_{\text{aktual}}$ HFC-134a dengan variasi putaran kompresor

Putaran (rpm)	h_1 (kJ/kg)	h_{2a} (kJ/kg)	h_4 (kJ/kg)	h_5 (kJ/kg)	$h_5 - h_4$ (kJ/kg)	$h_{2a} - h_1$ (kJ/kg)	COP
1000	412,4	465,6	262,2	410,5	148,3	53,2	2,7876
1200	412,3	465,9	262,6	410,4	147,8	53,6	2,7575
1500	412,5	470,1	263,4	410,6	147,2	57,6	2,5556
1800	411,9	471,9	266,9	409,8	142,9	60	2,3817
2000	411,7	472,9	268,7	409,5	140,8	61,2	2,3007

Tabel 4.6. COP_{aktual} CFC-12 dengan variasi putaran kompresor

Putaran (rpm)	h_1 (kJ/kg)	h_{2a} (kJ/kg)	h_4 (kJ/kg)	h_5 (kJ/kg)	$h_5 - h_4$ (kJ/kg)	$h_{2a} - h_1$ (kJ/kg)	COP
1000	361,6	410	230	366,5	136,5	48,4	2,820
1200	361,8	410,4	233,4	366,6	133,2	48,6	2,771
1500	361,9	413,3	233,6	366,75	133,15	51,4	2,590
1800	361,9	415,7	234,1	367,3	133,2	53,8	2,476
2000	361,6	416	234,4	367,41	133,01	54,4	2,445

2. Perhitungan aktual pada kompresor.

$$V_{\text{disp}} = 161 \text{ cc}$$

$$\text{Volume ruang sisa} = 5\%$$

2.1 Menghitung efisiensi volumetris (η_{vol}).

Efisiensi volumetris digunakan untuk mengukur keefektifan dari dimensi perpindahan (*displacement*) piston kompresor dalam memompa uap refrigeran dalam sistem refrigerasi. (ASHRAE Handbook, 1985)

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{m_{\text{ref}}}{\rho_{\text{suc}} \times V_{\text{disp}} \times \text{RPM} / 60}$$

dimana :

m_{ref} = laju aliran massa refrigeran (kg/s)

ρ_{suc} = densitas refrigeran pada sisi hisap (*suction*) kompresor (kg/m³)

V_{disp} = Volume perpindahan (*displacement*) kompresor per putaran (m³)

RPM = putaran kompresor (rpm)

Dari spesifikasi kompresor diketahui :

$$V_{\text{disp}} = 161 \text{ cc}$$

$$\text{Volume ruang sisa} = 5\%$$

Data pengujian refrigeran HFC-134a variasi 1000 rpm:

$$m_{\text{ref}} = 0,02785 \text{ kg/s}$$

$$\rho_{\text{suc}} = 11,36 \text{ kg/m}^3$$

$$\begin{aligned} \eta_{\text{vol}} &= \frac{m_{\text{ref}}}{\rho_{\text{suc}} \times V_{\text{disp}} \times \text{RPM} / 60} \\ &= \frac{0,02785}{11,36 \times 161 \times 10^{-6} \times 1000 / 60} \\ &= 91,35 \% \end{aligned}$$

Analogi dengan perhitungan diatas, maka diperoleh tabel efisiensi volumetris HFC-134a dan CFC-12 Sebagai berikut:

Tabel 4.9. Efisiensi volumetris HFC-134a dengan variasi putaran kompresor.

putaran (rpm)	ρ_{suc} (kg/m ³)	m_{ref} (kg/s)	V_{disp} (m ³)	η_{vol} %
1000	11,36	0,0279	161x10 ⁻⁶	91,36
1200	10,56	0,0308	161x10 ⁻⁶	90,58
1500	9,108	0,0326	161x10 ⁻⁶	88,93
1800	8,566	0,0355	161x10 ⁻⁶	85,8
2000	8,144	0,0361	161x10 ⁻⁶	82,6

Tabel 4.10. Efisiensi volumetris CFC-12 dengan variasi putaran kompresor.

putaran (rpm)	ρ_{suc} (kg/m ³)	m_{ref} (kg/s)	V_{disp} (m ³)	η_{vol} %
1000	10,7	0.0259	161x10 ⁻⁶	90,2
1200	9,536	0.0272	161x10 ⁻⁶	88,6
1500	8,387	0.0291	161x10 ⁻⁶	86,2
1800	7,737	0.0314	161x10 ⁻⁶	84,2
2000	7,483	0,0324	161x10 ⁻⁶	80,7

2.2 Menghitung efisiensi isentropis atau efisiensi kompresi (η_{com}).

Efisiensi kompresi didefinisikan sebagai perbandingan antara kerja isentropis kompresor dengan kerja nyata kompresor. (W.F. Stoecker & J.W. Jones, 1996)

$$\eta_{COM} = \frac{(h_{2S} - h_1) \times m_{ref}}{W_{KOMP}} = \frac{h_{2S} - h_1}{h_2 - h_1}$$

dimana:

h_{2S} = enthalpi refrigeran saat kompresi isentropik (kJ/kg)

h_2 = enthalpi refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)

h_1 = enthalpi refrigeran masuk kompresor (kJ/kg)

W_{komp} = kerja kompresor (kW)

Data pengujian refrigeran HFC-134a variasi 1000 rpm:

Titik 1. (Kondisi uap panas lanjut masuk kompresor)

$$\left. \begin{array}{l} T_1 = 14,375 \text{ }^\circ\text{C} \\ P_1 = 0,2497 \text{ MPa} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = 412,4 \text{ kJ/kg} \\ S_1 = 1,788 \text{ kJ /kg K} \end{array}$$

Titik 2a. (Kondisi uap panas lanjut aktual keluar kompresor)

$$\left. \begin{array}{l} T_2 = 87,5 \text{ }^\circ\text{C} \\ P_2 = 1,3428 \text{ MPa} \end{array} \right\} h_2 = 465,6 \text{ kJ/kg}$$

Titik 2s. (Kondisi uap panas lanjut isentropik keluar kompresor)

$$\left. \begin{array}{l} S_{2S} = S_1 = 1,788 \text{ kJ /kg K} \\ P_2 = 1,3428 \text{ MPa} \end{array} \right\} h_{2S} = 450,74 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} \eta_{com} &= \frac{h_{2S} - h_1}{h_2 - h_1} \\ &= \frac{450,74 - 412,4}{465,6 - 412,4} \\ &= 72,07 \% \end{aligned}$$

Analogi dengan perhitungan diatas, maka diperoleh tabel efisiensi isentropis HFC-134a dan CFC-12 Sebagai berikut:

Tabel 4.11. Efisiensi isentropis HFC-134a dengan variasi putaran kompresor

putaran (rpm)	h_1 (kJ/kg)	h_{2a} (kJ/kg)	h_{2s} (kJ/kg)	$h_{2a}-h_1$ (kJ/kg)	$h_{2s}-h_1$ (kJ/kg)	η_{com} %
1000	412,4	465,6	450,74	53,2	38,34	72,07
1200	412,3	465,9	453,3	53,6	41	76,49
1500	412,5	470,1	457,63	57,6	45,13	78,35
1800	411,9	471,9	459,74	60	47,84	79,73
2000	411,7	472,9	461,46	61,2	49,76	81,31

Tabel 4.12. Efisiensi isentropis CFC-12 dengan variasi putaran kompresor

putaran (rpm)	h_1 (kJ/kg)	h_{2a} (kJ/kg)	h_{2s} (kJ/kg)	$h_{2a}-h_1$ (kJ/kg)	$h_{2s}-h_1$ (kJ/kg)	η_{com} %
1000	361,6	410	395	45,6	33,4	73,1
1200	361,8	410,4	398,3	47,6	36,5	76,6
1500	361,9	413,3	401,8	50,6	39,9	78,7
1800	361,9	415,7	403,9	52,3	42	80,2
2000	361,6	416	404,2	52,1	42,6	81,8

2.3 Menghitung kerja kompresi aktual (W_{komp})

Kerja yang dibutuhkan oleh suatu kompresor adalah hasil kali antara laju alir massa refrigeran dan kenaikan entalpi selama proses kompresi berlangsung.

$$W_{KOMP} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{2a} - h_1) \text{ (kW)}$$

dimana:

m_{ref} = laju aliran massa refrigeran (kg/s)

h_1 = enthalpi refrigeran masuk kompresor (kJ/kg)

h_{2a} = enthalpi refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)

Data pengujian refrigeran HFC-134a variasi 1000 rpm:

Titik 1. (Kondisi uap panas lanjut masuk kompresor)

$$T_1 = 14,375 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 0,2497 \text{ MPa}$$

$$h_1 = 412,4 \text{ kJ/kg}$$

$$S_1 = 1,788 \text{ kJ /kg K}$$

Titik 2a. (Kondisi uap panas lanjut aktual keluar kompresor)

$$\begin{aligned}
 T_2 &= 87,5 \text{ }^\circ\text{C} \\
 P_2 &= 1,3428 \text{ MPa} \\
 W_{\text{komp}} &= \dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_{2a} - h_1) \\
 &= 0,0279 \text{ kg/s} \times (465,6 - 412,4) \text{ kJ/kg} \\
 &= 1,4816 \text{ kW}
 \end{aligned}
 \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \\ \end{array} \right\} h_{2a} = 465,6 \text{ kJ/kg}$$

Analogi dengan perhitungan diatas, maka diperoleh tabel kerja kompresi aktual HFC-134a dan CFC-12 Sebagai berikut:

Tabel 4.13. Kerja kompresi aktual HFC-134a dengan variasi putaran kompresor

putaran (rpm)	h_1 (kJ/kg)	h_{2a} (kJ/kg)	h_2-h_1 (kJ/kg)	m_{ref} (kg/s)	W_{komp} (kW)
1000	412,4	465,6	53,2	0,0279	1,4816
1200	412,3	465,9	53,6	0,0308	1,6509
1500	412,5	470,1	57,6	0,0326	1,8778
1800	411,9	471,9	60	0,0355	2,13
2000	411,7	472,9	61,2	0,0361	2,2093

Tabel 4.14. Kerja kompresi aktual CFC-12 dengan variasi putaran kompresor

putaran (rpm)	h_1 (kJ/kg)	h_{2a} (kJ/kg)	h_2-h_1 (kJ/kg)	m_{ref} (kg/s)	W_{komp} (kW)
1000	361,6	410	48,4	0,0259	1,2536
1200	361,8	410,4	48,6	0,0272	1,3219
1500	361,9	413,3	51,4	0,0291	1,4957
1800	361,9	415,7	53,8	0,0314	1,6893
2000	361,6	416	54,4	0,0324	1,7626

3. Perhitungan aktual pada evaporator

Pada kondisi aktual, terjadi pemanasan lanjut uap di dalam evaporator. Hal ini dimaksudkan untuk mencegah cairan agar tidak masuk ke kompresor. Selain itu, pada evaporator juga terjadi penurunan tekanan yang disebabkan oleh gesekan dan kerugian-kerugian lain.

3.1 Menghitung efek refrigerasi aktual (q_{aktual}).

$$q_{\text{aktual}} = h_5 - h_4 \text{ (kJ/kg)}$$

dimana:

h_5 = enthalpi refrigeran keluar evaporator (kJ/kg)

h_4 = enthalpi refrigeran masuk evaporator (kJ/kg)

Data pengujian refrigeran HFC-134a variasi 1000 rpm:

Titik 5. (Kondisi Uap panas lanjut keluar evaporator)

$$T_5 = 12,375 \text{ }^\circ\text{C} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} h_5 = 410,5 \text{ kJ/kg}$$

$$P_5 = 0,254 \text{ Mpa}$$

Titik 4. (Kondisi campuran uap dan cairan masuk evaporator)

$$T_4 = 1,3625 \text{ }^\circ\text{C} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} h_4 = 262,2 \text{ kJ/kg}$$

$$P_4 = 0,3113 \text{ MPa}$$

$$\begin{aligned} q_{\text{aktual}} &= h_5 - h_4 \\ &= 410,5 \text{ kJ/kg} - 262,2 \text{ kJ/kg} \\ &= 148,3 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Analog dengan perhitungan diatas, maka diperoleh tabel efek refrigerasi aktual HFC-134a dan CFC-12 Sebagai berikut:

Tabel 4.15. Efek refrigerasi aktual HFC-134a dengan variasi putaran kompresor

putaran (rpm)	h_5 (kJ/kg)	h_4 (kJ/kg)	$h_5 - h_4$ (kJ/kg)
1000	262,2	410,5	148,3
1200	262,6	410,4	147,8
1500	263,4	410,6	147,2
1800	266,9	409,8	142,9
2000	268,7	409,5	140,8

Tabel 4.16. Efek refrigerasi aktual CFC-12 dengan variasi putaran kompresor

putaran (rpm)	h_5 (kJ/kg)	h_4 (kJ/kg)	$h_5 - h_4$ (kJ/kg)
1000	366,5	233,2	133,2
1200	366,6	233,4	133,2
1500	366,75	233,6	133,15
1800	367,3	234,1	133,2
2000	367,41	234,4	133,01

3.2 Menghitung kapasitas refrigerasi (Q_{evap}).

$$Q = m_{\text{ref}} \cdot (h_1 - h_4) \text{ (kW)}$$

dimana:

m_{ref} = laju aliran massa refrigeran (kg/s)

h_5 = enthalpi refrigeran keluar evaporator (kJ/kg)

h_4 = enthalpi refrigeran masuk evaporator (kJ/kg)

Data pengujian refrigeran HFC-134a variasi 1000 rpm:

Titik 5. (Kondisi Uap panas lanjut keluar evaporator)

$$T_5 = 12,375 \text{ }^\circ\text{C} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} h_5 = 410,5 \text{ kJ/kg}$$

$$P_5 = 0,254 \text{ Mpa}$$

Titik 4. (Kondisi campuran uap dan cairan masuk evaporator)

$$T_4 = 1,3625 \text{ }^\circ\text{C} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} h_4 = 262,2 \text{ kJ/kg}$$

$$P_4 = 0,3113 \text{ MPa}$$

$$Q_{\text{evap}} = m_{\text{ref}} \cdot (h_5 - h_4)$$

$$= 0,0279 \text{ kg/s} \times (410,5 - 262,2) \text{ kJ/kg}$$

$$= 4,1302 \text{ kW}$$

Analogi dengan perhitungan diatas, maka diperoleh tabel kapasitas refrigerasi aktual HFC-134a dan CFC-12 Sebagai berikut:

Tabel 4.17. Kapasitas refrigerasi aktual HFC-134a dengan variasi putaran kompresor

putaran (rpm)	h_5 (kJ/kg)	h_4 (kJ/kg)	$h_5 - h_4$ (kJ/kg)	m_{ref} (kg/s)	Q_{evap} (kW)
1000	410,5	262,2	148,3	0,0279	4,1302
1200	410,4	262,6	147,8	0,0308	4,5522
1500	410,6	263,4	147,2	0,0326	4,7987
1800	409,8	266,9	142,9	0,0355	5,073
2000	409,5	268,7	140,8	0,0361	5,0829

Tabel 4.18. Kapasitas refrigerasi aktual CFC-12 dengan variasi putaran kompresor

putaran (rpm)	h_5 (kJ/kg)	h_4 (kJ/kg)	$h_5 - h_4$ (kJ/kg)	m_{ref} (kg/s)	Q_{evap} (kW)
1000	366,5	233,3	133,2	0,0259	3,914
1200	366,6	233,4	133,2	0,0272	4,092
1500	366,75	233,6	133,15	0,0291	4,253
1800	367,3	234,1	133,2	0,0314	4,516
2000	367,41	234,4	133,01	0,0324	4,754

3.3 Menghitung laju aliran udara dalam saluran evaporator (m_u).

$$\dot{m}_u = \rho_u \cdot V_u \cdot A$$

dimana:

ρ_u = densitas udara (kg/m³)

V_u = kecepatan udara dalam saluran (m³/kg)

A = luas penampang saluran (m²)

Data pengujian refrigeran HFC-134a variasi 1000 rpm:

$$\left. \begin{array}{l} \text{TDB} = 18 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \text{TWB} = 13,188 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \text{V}_u = 2,4613 \text{ m/s} \end{array} \right\} \rho_u = 1,198 \text{ kg/m}^3$$

$$A = \frac{0,1016^2 \pi}{4} = 0,0081 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_u &= \rho_u \cdot V_u \cdot A \\ &= 1,198 \text{ kg/m}^3 \times 2,4613 \text{ m/s} \times 0,0081 \text{ m}^2 \\ &= 0,0239 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Analogi dengan perhitungan diatas, maka diperoleh tabel laju aliran udara dalam saluran evaporator refrigeran HFC-134a dan CFC-12 Sebagai berikut:

Tabel 4.19. Laju aliran udara HFC-134a variasi putaran kompresor

putaran (rpm)	Tdb (°C)	Twb (°C)	V (m/s)	A (m ²)	ρ_u (kg/m ³)	\dot{m}_u (kg/s)
1000	18	13,188	2,4613	0,0081	1,198	0,0239
1200	17,25	13,063	2,43	0,0081	1,201	0,0236
1500	16,75	12,875	2,3425	0,0081	1,203	0,0228
1800	16,25	12,688	2,3038	0,0081	1,205	0,0225
2000	18,125	12,875	2,2563	0,0081	1,198	0,0219

Tabel 4.20. Laju aliran udara CFC-12 variasi putaran kompresor

putaran (rpm)	Tdb (°C)	Twb (°C)	v (m/s)	A (m ²)	ρ_u (kg/m ³)	\dot{m}_u (kg/s)
1000	20,0	16,8	2,53	0,0081	1,183	0,0242
1200	20,0	16,5	2,47	0,0081	1,190	0,0238
1500	20,0	16,3	2,34	0,0081	1,194	0,0226
1800	19,0	15,0	2,32	0,0081	1,197	0,0225
2000	18,5	14,6	2,30	0,0081	1,200	0,0224

3.4 Menghitung beban pendinginan.

$$Load = \dot{m}_u h_u \text{ (kW)}$$

dimana:

$$m_u = \text{laju aliran massa udara (kg/s)}$$

$$h_u = \text{enthalpi udara (kJ/kg)}$$

Data pengujian refrigeran HFC-134a variasi 1000 rpm:

$$\left. \begin{array}{l} \text{TDB} = 18 \text{ }^\circ\text{C} \\ \text{TWB} = 13,188 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_u = 37,03 \text{ kJ/kg}$$

$$m_u = 0,0239 \text{ kg/s}$$

$$\begin{aligned} \text{Load} &= \dot{m}_u h_u \\ &= 0,0239 \text{ kg/s} \times 37,03 \text{ kJ/kg} \\ &= 0,8848 \text{ kW} \end{aligned}$$

Analogi dengan perhitungan diatas, maka diperoleh tabel beban pendinginan HFC-134a dan CFC-12 Sebagai berikut:

Tabel 4.21. Beban pendinginan HFC-134a variasi putaran kompresor

putaran (rpm)	Tdb (°C)	Twb (°C)	V (m/s)	A (m ²)	ρ_u (kg/m ³)	m_u (kg/s)	h_u (kJ/kg)	Load (kW)
1000	18	13,188	2,4613	0,0081	1,198	0,0239	37,03	0,8848
1200	17,25	13,063	2,43	0,0081	1,201	0,0236	36,72	0,8684
1500	16,75	12,875	2,3425	0,0081	1,203	0,0228	36,24	0,8275
1800	16,25	12,688	2,3038	0,0081	1,205	0,0225	35,77	0,8047
2000	18,125	12,875	2,2563	0,0081	1,198	0,0219	36,21	0,7931

Tabel 4.22. Beban pendinginan CFC-12 variasi putaran kompresor

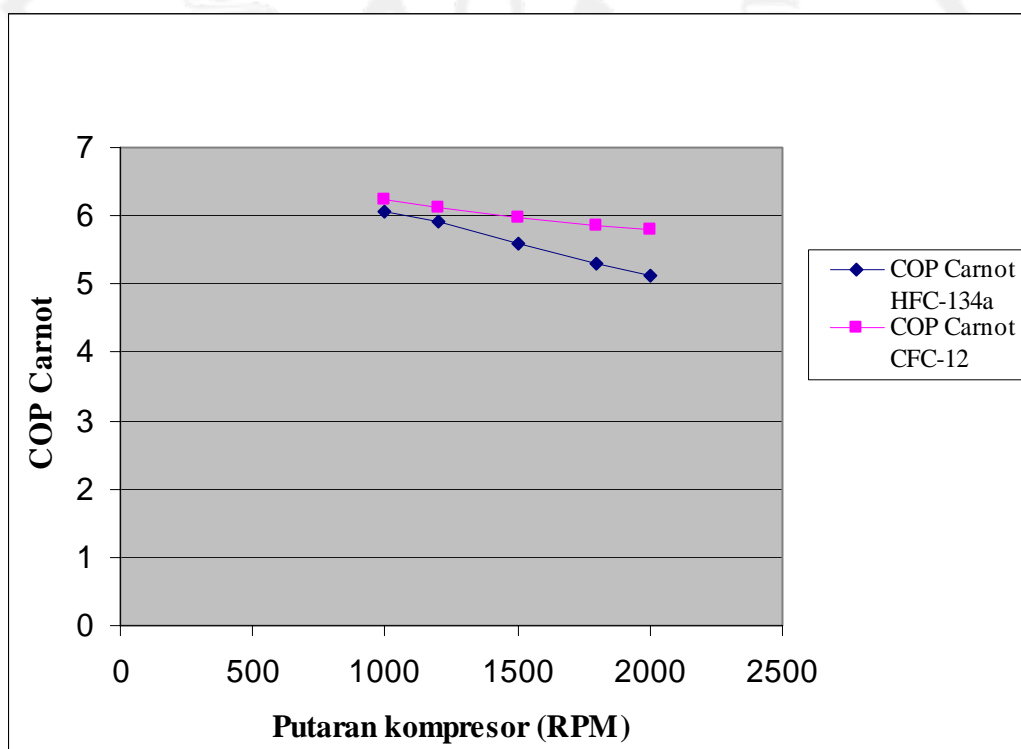
putaran (rpm)	Tdb (°C)	Twb (°C)	V (m/s)	A (m ²)	ρ_u (kg/m ³)	m_u (kg/s)	h_u (kJ/kg)	Load (kW)
1000	20,0	16,8	2,53	0,0081	1,183	0,0242	45,12	1,0909
1200	20,0	16,5	2,47	0,0081	1,190	0,0238	44,28	1,0666
1500	20,0	16,3	2,34	0,0081	1,194	0,0226	44,16	1,0093
1800	19,0	15,0	2,32	0,0081	1,197	0,0225	42,34	0,9447
2000	18,5	14,6	2,30	0,0081	1,200	0,0224	41,53	0,9166

4.2. Analisa Data.

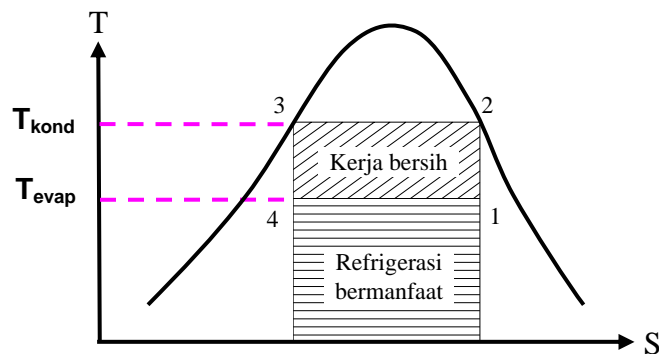
4.2.1 Pengaruh variasi putaran kompresor terhadap *Coefficient Of Performance Carnot* (COP_{Carnot}).

Gambar 4.5 menunjukkan grafik COP_{Carnot} terhadap variasi putaran kompresor. Pada grafik tersebut terlihat bahwa COP_{Carnot} mengalami penurunan dengan meningkatnya putaran kompresor. Hal ini dikarenakan semakin tinggi putaran kompresor maka temperatur masuk evaporator semakin menurun, sedangkan temperatur kondensor semakin meningkat. Fenomena ini menyebabkan perbedaan antara kalor yang dikeluarkan dan kalor yang ditambahkan ke dalam sistem semakin besar, sehingga kerja bersih yang dilakukan juga akan meningkat, seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.6.

Dari gambar 4.5 terlihat bahwa COP_{Carnot} kedua refrigeran mengalami penurunan dengan meningkatnya putaran kompresor. CFC-12 mempunyai COP_{Carnot} yang lebih tinggi bila dibandingkan dengan HFC-134a. Hal ini disebabkan karena kerja bersih yang dilakukan CFC-12 lebih rendah dibandingkan HFC-134a.



Gambar 4.5. Grafik hubungan COP_{Carnot} dengan variasi putaran kompresor



Gambar 4.6. Refrigerasi bermanfaat dan kerja bersih dari daur Carnot.

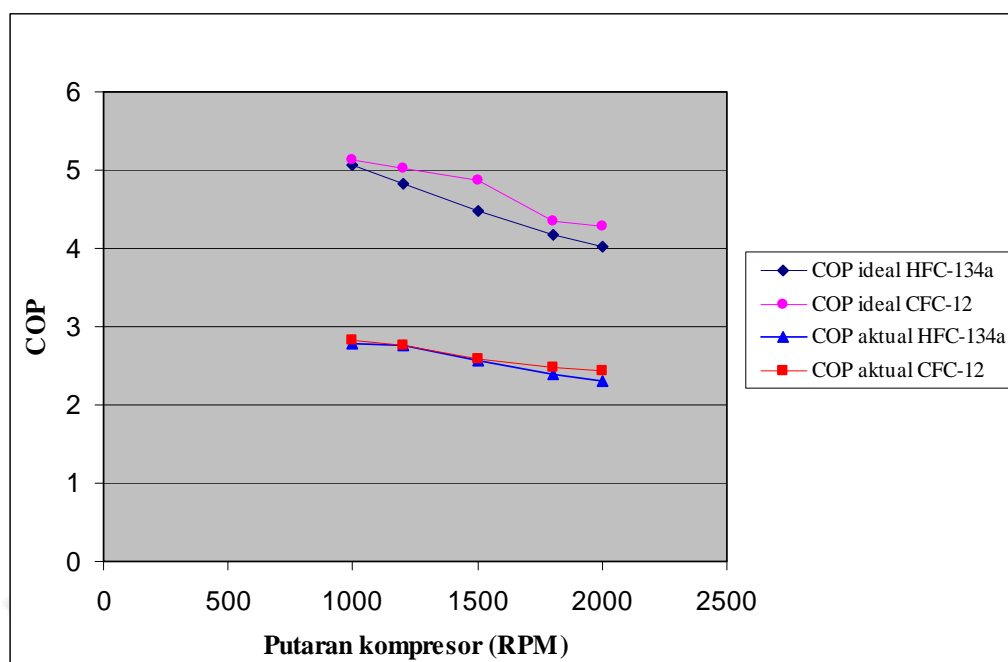
Pada gambar 4.6 terlihat bahwa harga T_2 yang tinggi akan menyebabkan COP_{Carnot} lebih rendah. Harga T_1 yang rendah akan memperkecil pembilang dan memperbesar penyebut, yang keduanya akan memperkecil COP_{Carnot} . Oleh karena itu harga T_1 mempunyai pengaruh yang lebih besar terhadap COP_{Carnot} bila dibandingkan dengan harga T_2 .

4.2.2. Pengaruh variasi putaran kompresor terhadap COP_{aktual} dan COP_{ideal} .

Gambar 4.7 menunjukkan grafik COP_{aktual} dan COP_{ideal} terhadap variasi putaran kompresor. Pada grafik tersebut menunjukkan nilai dari COP_{ideal} lebih tinggi bila dibandingkan dengan COP_{aktual} . Hal ini disebabkan karena pada kondisi aktual terjadi kerugian-kerugian seperti penurunan tekanan dan gesekan, sehingga mengakibatkan kerja kompresi akan meningkat.

Pada gambar 4.7 terlihat bahwa semakin tinggi putaran kompresor maka COP_{aktual} dan COP_{ideal} akan semakin menurun. Meningkatnya putaran kompresor menyebabkan temperatur dan tekanan refrigeran yang keluar kompresor akan semakin meningkat, sehingga kerja kompresi yang dilakukan juga semakin besar. Hal ini berkebalikan dengan temperatur dan tekanan refrigeran yang masuk evaporator. Temperatur dan tekanan refrigeran yang masuk evaporator akan semakin rendah dengan meningkatnya putaran kompresor. Hal ini menyebabkan efek refrigerasi yang dihasilkan akan semakin rendah, sehingga akan menurunkan nilai dari COP.

Grafik tersebut memperlihatkan bahwa CFC-12 mempunyai COP yang lebih tinggi dibandingkan dengan HFC-134a. Hal ini dikarenakan CFC-12 mempunyai tekanan sisi *discharge* kompresor yang rendah, sehingga kerja kompresi yang dilakukan lebih rendah bila dibandingkan dengan HFC-134a.



Gambar 4.7. Grafik hubungan COP dengan variasi putaran kompresor

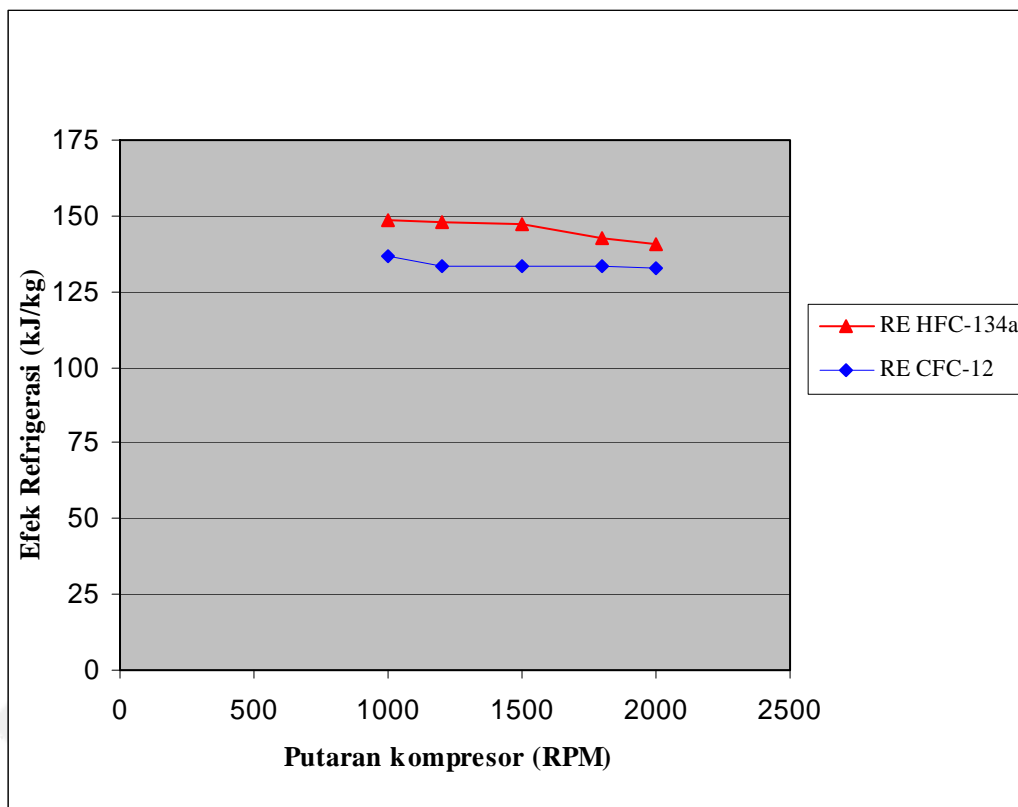
4.2.3. Pengaruh variasi putaran kompresor terhadap efek refrigerasi.

Gambar 4.8 menunjukkan grafik efek refrigerasi terhadap variasi putaran kompresor. Efek refrigerasi akan semakin menurun dengan meningkatnya putaran kompresor. Penurunan ini disebabkan oleh perbedaan entalpi (Δh) antara sisi masuk dan keluar evaporator yang semakin kecil. Perbedaan tekanan tersebut sebagian besar dipengaruhi oleh temperatur dan tekanan yang keluar evaporator.

Efek refrigerasi aktual mempunyai nilai yang lebih besar dibandingkan dengan efek refrigerasi ideal. Hal tersebut disebabkan karena pada kondisi aktual terjadi fase *superheating* pada sisi keluar evaporator dan fase *subcooled* pada sisi keluar kondensor. Sehingga pada kondisi aktual, Δh pada evaporator lebih besar dibandingkan kondisi ideal.

Grafik tersebut menunjukkan bahwa HFC-134a mempunyai efek refrigerasi yang lebih besar dibandingkan dengan CFC-12. Hal ini dikarenakan properties

dari refrigeran HFC-134a yang memiliki fase *superheating* pada evaporator yang lebih panjang dibandingkan CFC-12, sehingga selisih entalpi evaporator lebih besar.

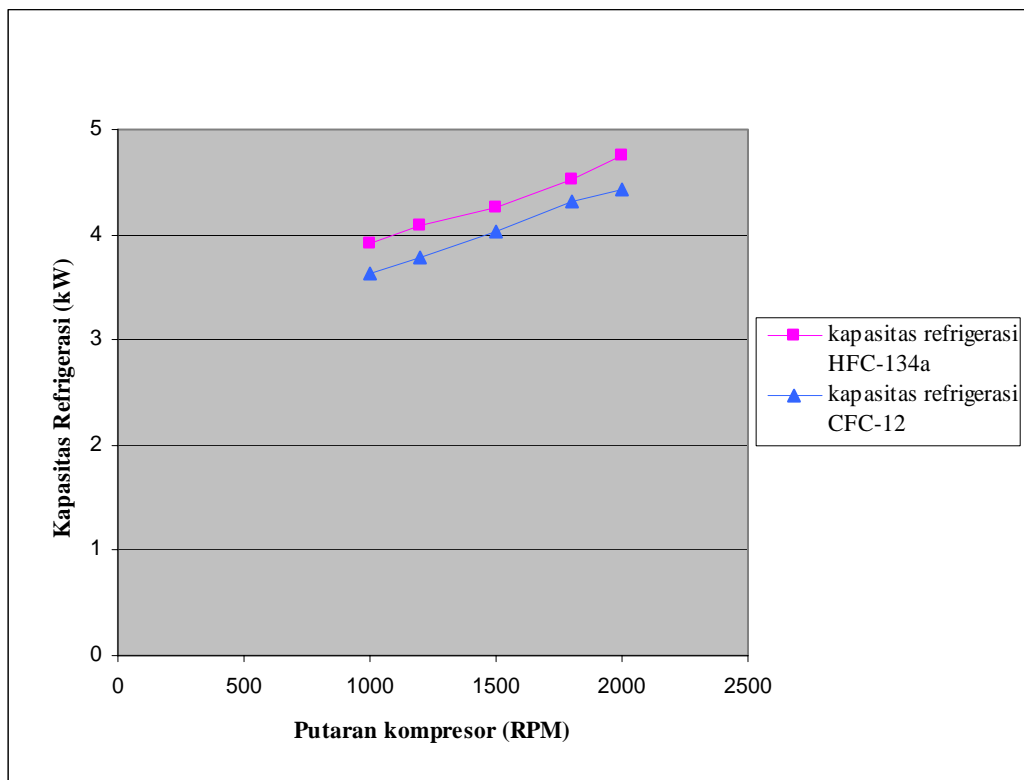


Gambar 4.8. Grafik hubungan efek refrigerasi dengan variasi putaran kompresor

4.2.4. Pengaruh variasi putaran kompresor terhadap kapasitas refrigerasi.

Gambar 4.9 menunjukkan grafik kapasitas refrigerasi terhadap variasi putaran kompresor. Kapasitas refrigerasi akan semakin meningkat seiring dengan naiknya putaran kompresor. Peningkatan ini disebabkan oleh laju aliran massa refrigeran yang semakin tinggi. Besarnya laju aliran massa dipengaruhi oleh putaran kompresor. Semakin tinggi putaran kompresor maka laju aliran massa akan semakin meningkat.

Pada grafik tersebut terlihat bahwa HFC-134a secara keseluruhan mempunyai kapasitas refrigerasi yang lebih besar dibandingkan dengan CFC-12, Hal ini disebabkan laju aliran massa HFC-134a meningkat dengan drastis bila dibandingkan dengan CFC-12.

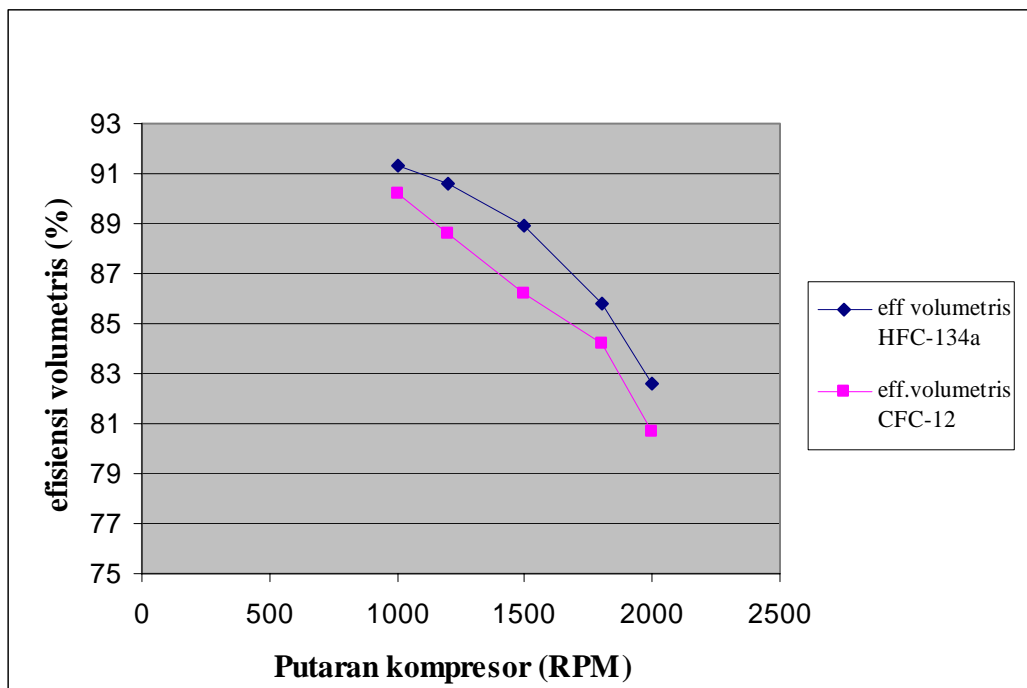


Gambar 4.9. Grafik hubungan kapasitas refrigerasi dengan variasi putaran kompresor

4.2.5. Pengaruh variasi putaran kompresor terhadap efisiensi volumetris.

Gambar 4.11 menunjukkan grafik efisiensi volumetris terhadap variasi putaran kompresor. Pada grafik tersebut terlihat bahwa semakin tinggi putaran kompresor maka efisiensi volumetris kompresor akan semakin rendah. Hal ini terjadi karena tekanan sisi hisap kompresor yang semakin rendah, sehingga menyebabkan volume spesifik refrigeran yang masuk kompresor semakin besar.

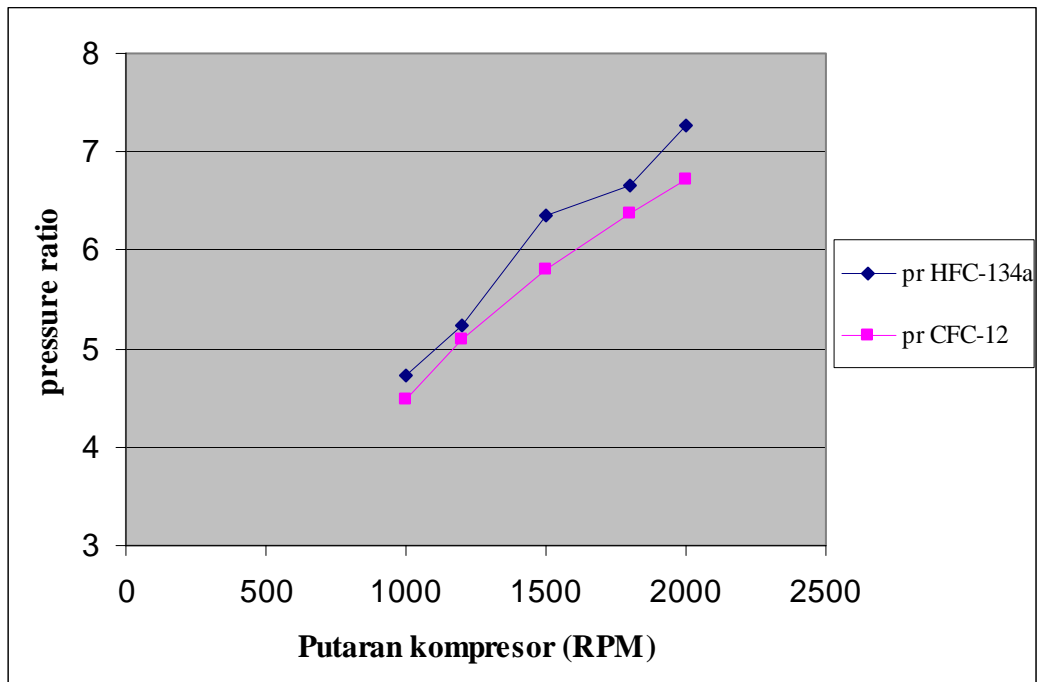
Efisiensi volumetris HFC-134a lebih tinggi bila dibandingkan CFC-12. Hal ini disebabkan volume spesifik sisi hisap kompresor HFC-134a lebih besar dibandingkan CFC-12.



Gambar 4.10. Grafik hubungan efisiensi volumetris dengan variasi putaran kompresor

4.2.6. Pengaruh variasi putaran kompresor terhadap *pressure ratio*

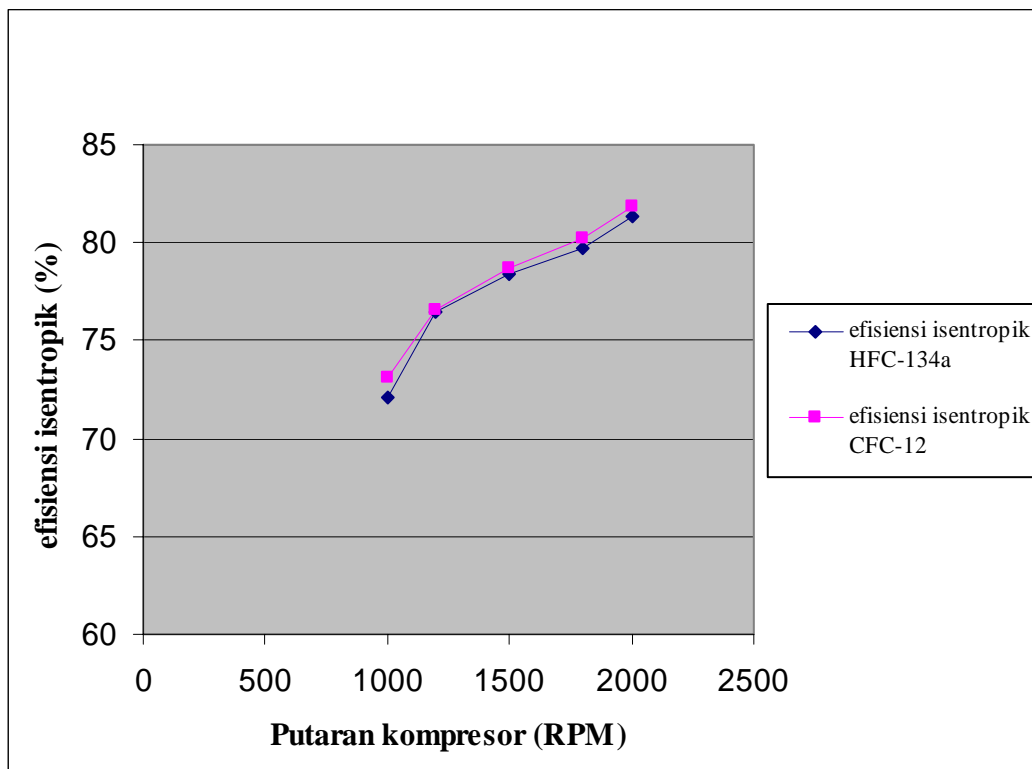
Gambar 4.12 menunjukkan grafik *pressure ratio* terhadap variasi putaran kompresor. *Pressure ratio* akan semakin meningkat dengan meningkatnya putaran kompresor. *Pressure ratio* HFC-134a lebih tinggi dibandingkan CFC-12. Hal ini terjadi karena HFC-134a mempunyai tekanan *discharge* kompresor yang lebih tinggi dan tekanan *suction* kompresor yang lebih rendah dibandingkan CFC-12.



Gambar 4.11. Grafik hubungan *pressure ratio* dengan variasi putaran kompresor

4.2.7. Pengaruh variasi putaran kompresor terhadap efisiensi isentropis

Gambar 4.12 menunjukkan grafik efisiensi isentropis terhadap variasi putaran kompresor. Pada grafik tersebut terlihat bahwa semakin tinggi putaran kompresor maka efisiensi isentropis akan meningkat. Hal ini dikarenakan *pressure ratio* dari kompresor meningkat seiring dengan naiknya putaran kompresor. CFC-12 secara keseluruhan mempunyai efisiensi isentropis yang lebih besar bila dibandingkan dengan HFC-134a.

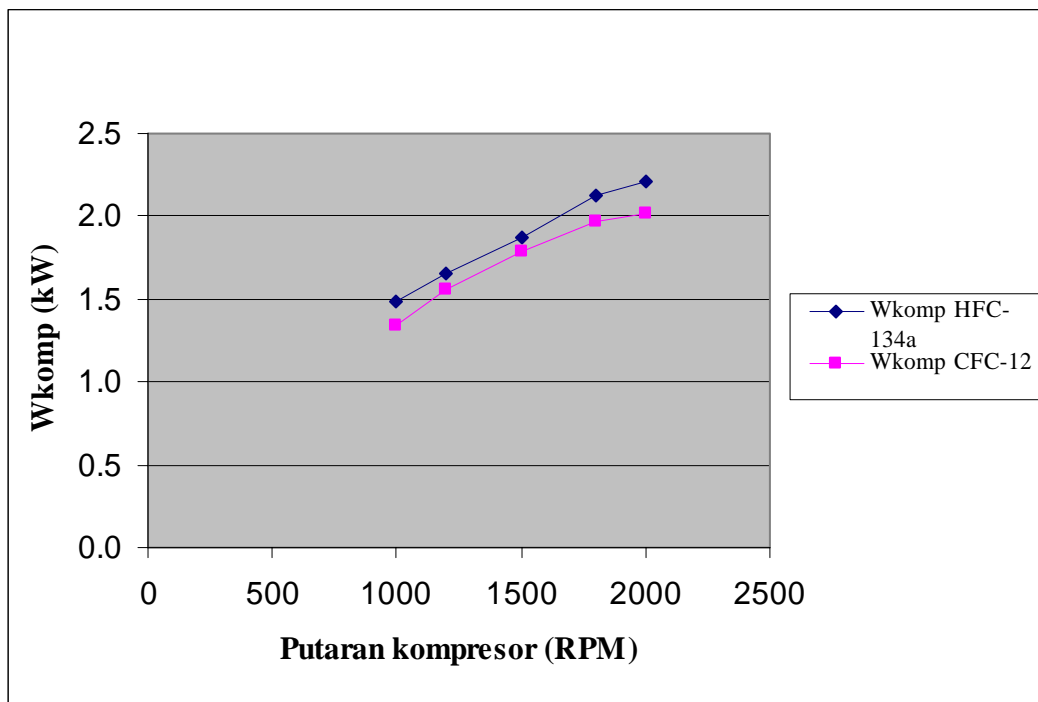


Gambar 4.12. Grafik hubungan efisiensi isentropik dengan variasi putaran kompresor

4.2.8. Pengaruh variasi putaran kompresor terhadap kerja kompresi

Gambar 4.14 menunjukkan grafik kerja kompresi dengan variasi putaran kompresor. Dari grafik tersebut terlihat bahwa semakin tinggi putaran kompresor maka kerja kompresi yang dihasilkan akan semakin meningkat. Hal ini dikarenakan laju aliran refrigeran akan meningkat seiring dengan naiknya putaran kompresor. Selain itu, kerja kompresi juga dipengaruhi oleh *pressure ratio*. Semakin tinggi *pressure ratio* kompresor maka kerja kompresi yang diperoleh akan semakin besar.

Kerja kompresi HFC-134a mempunyai nilai yang lebih besar dibandingkan dengan CFC-12. Hal ini karena HFC-134a mempunyai laju aliran refrigeran dan *pressure ratio* yang lebih tinggi dibandingkan CFC-12.



Gambar 4.13. Grafik hubungan kerja kompresi dengan variasi putaran kompresor

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan analisa data dan pembahasan dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Semakin tinggi putaran kompresor maka COP akan mengalami penurunan. CFC-12 mempunyai COP_{carnot} , COP_{standar} , dan COP_{aktual} yang lebih tinggi dibandingkan dengan HFC-134a.
2. Semakin tinggi putaran kompresor maka laju aliran massa refrigeran semakin meningkat.
3. Semakin tinggi putaran kompresor maka kapasitas refrigerasi akan meningkat. Kapasitas refrigerasi HFC-134a lebih besar dibandingkan CFC-12.
4. Semakin tinggi putaran kompresor maka efisiensi volumetris akan menurun. HFC-134a mempunyai efisiensi volumetris yang lebih besar dibandingkan CFC-12.
5. Daya kompresi akan meningkat seiring dengan meningkatnya putaran kompresor. HFC-134a mempunyai *pressure ratio* dan daya kompresi yang lebih besar daripada CFC-12.

5.2. Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, penulis menyarankan beberapa hal berikut:

1. Perlu dilakukan perbaikan dan penggantian komponen pipa sirkulasi alat pengujian AC mobil sehingga memungkinkan pengujian dengan RPM yang lebih tinggi lagi.
2. Perlu dilakukan pergantian *belt pulley* untuk meminimalkan *losses* motor penggerak kompresor.
3. Perlu dilakukan penelitian mengenai pengaruh variasi kecepatan *blower* terhadap unjuk kerja AC mobil.

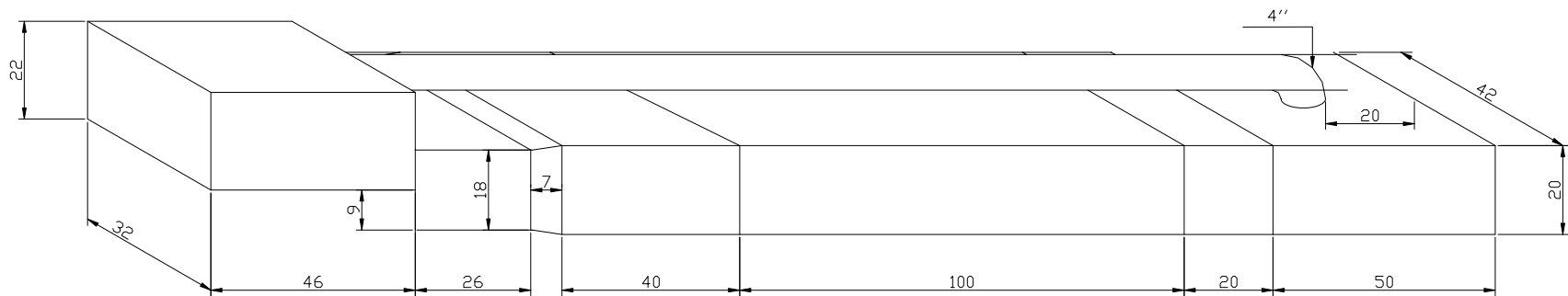
DAFTAR PUSTAKA

- Ari Darmawan., Nathanael P. Tandian., Willy Adriansyah., 2004, *Training Manual*, Institut Teknologi Bandung, Jakarta.
- Dekleva, T.W., 1992: " *Retrofitting MAC systems with HFC-134a - an update.*" International CFC and Halon Alternatives Conference, Sept 29 -Oct 1,
- Domanski, Piotr A., McLinden, Mark O., 1992, *A Simplified Cycle Simulation Model for the Performance rating of Refrigerans and Refrigeran mixtures*, National Institute of Standards and Technology, USA.
- Jung, Dongsoo., Park, Bongjing., Lee, Hyunchul, 1999, *Evaluation of Supplementary/retrofit refrigerans for automobile air-conditioners charged with CFC-12*, Departement of Mechanical Engineering, Inha University, South Korea.
- Karyanto. E, dkk., 2004, *Penuntun Praktikum Teknik Mesin Pendingin*, Restu Agung, Jakarta.
- Moran, M. J., and Shapiro, H. N., 2000, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 4th Edition, New York.
- National Instruments., 2001, *Measuring Temperature With Thermocouples-a Tutorial*, National Instruments Corporation, USA.
- Ngoc Dung T. Rohatgi, 2001, *Effects of Water in Synthetic Lubricant Systems and Clathrate Formation: A Literature Search and Review*, Spauschus Associates, Inc, Georgia, USA.
- Razali, Md., Noor Musa, Md., Basri Katjo, M., 2000, *The Experiment Result Analysis of The CFC-12 and The HFC-134a Refrigerans on the Automotive Air Conditioning Systems*, Departement of Mechanical Engineering, University Teknologi Malaysia, Johor Bahru.



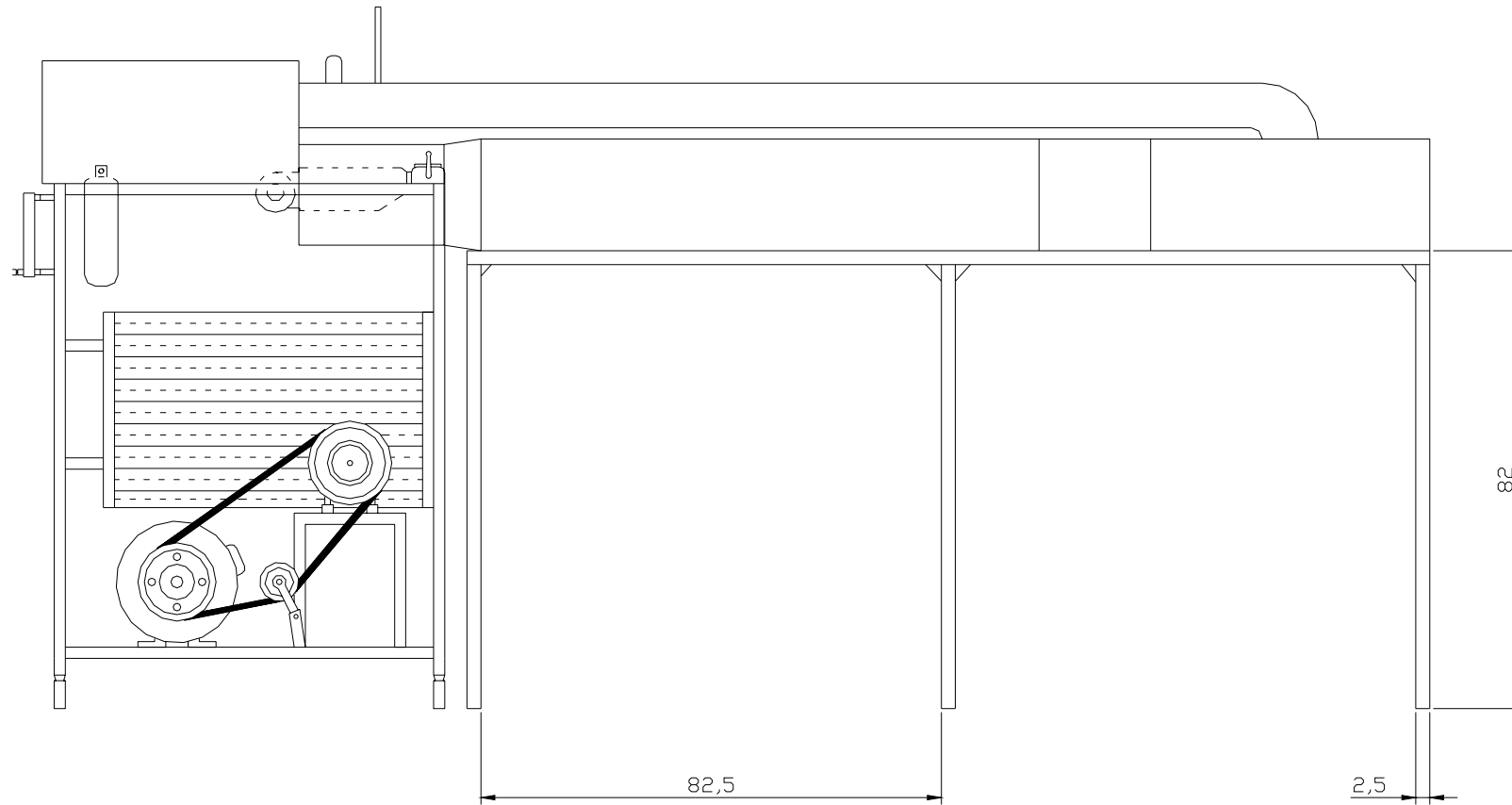
LAMPIRAN

Duct Apparatus



(satuan: cm)

Tampak Depan Alat Pengujian



Tabel Data Pengujian HFC-134a

Putaran rpm	KOMPRESOR				KONDENSOR				RECEIVER		FLOWMETER m kg/s
	T (°C)		P (psi)		T (°C)		P (psi)		T (°C)		
	in	out	in	out	in	out	in	out	in	out	
1000	14,375	87,5	21,5	180	84	46,55	175	150	46,05	45,75	0,0279
1200	13,875	88,25	19,1	185	83,313	47,15	181	155	46,85	46,35	0,0308
1500	13,25	92,25	14,625	187	86,3	47,75	182,5	162,06	47,45	46,85	0,033
1800	12,25	94,75	12,844	196,75	90,45	48,625	191,75	170	48,025	47,725	0,036
2000	11,75	96,25	11,5	204,38	90,988	49,575	199,38	175	48,975	48,675	0,0366

Putaran rpm	TXV				EVAPORATOR			
	T (°C)		P (psi)		T (°C)		P (psi)	
	in	out	in	out	in	out	in	out
1000	43,85	1,3625	152	30,438	1,3625	12,375	30,438	22,125
1200	44,15	0,9125	156	29,5	0,9125	11,875	29,5	20
1500	44,65	-0,863	159	26,938	-0,863	11,25	26,938	15,825
1800	46,925	-2,313	164	25,563	-2,313	10,25	25,563	15,219
2000	48,125	-3,125	170,88	25,188	-3,125	9,75	25,188	14,563

Putaran rpm	T ruang (°C)	P kw	TDB (°C)	TWB (°C)	Vudara (m/s)
1000	29,65	1,5663	18	13,188	2,4613
1200	29,7	1,613	17,25	13,063	2,43
1500	29,788	1,8988	16,75	12,875	2,3425
1800	30,188	2,1475	16,25	12,688	2,3038
2000	30,15	2,245	18,125	12,875	2,2563

Tabel Data Pengujian CFC-12

Putaran rpm	KOMPRESOR				KONDENSOR				RECEIVER		FLOW METER m (kg/s)
	T (°C)		P (psi)		T (°C)		P (psi)		T (°C)		
	in	out	in	out	In	out	in	out	in	out	
1000	11,38	93	21,69	140,15	81	37,12	134,93	115	36,9	36,8	0,0259
1200	11,21	95	19,95	143,05	83	37,23	138,70	115,93	37	36,9	0,0272
1500	10,85	97	18,50	144,65	84	37,45	140,15	116	37,1	37	0,0291
1800	10,54	98	14,73	146,82	84,5	38,1	141,60	120	37,3	37,1	0,0314
2000	9,86	98,5	12,84	150,01	85	38,53	142,33	121	38,31	37,5	0,0324

Putaran rpm	TXV				EVAPORATOR			
	T (°C)		P (psi)		T (°C)		P (psi)	
	in	out	in	out	in	out	in	out
1000	36,7	-5,75	117,24	22,56	-5,75	9	22,56	21,83
1200	36,8	-6,26	117,53	21,69	-6,26	9,3	21,69	20,53
1500	36,9	-7,09	119,56	20,96	-7,09	9	20,96	18,93
1800	37,1	-7,29	120,58	17,92	-7,29	8,7	17,92	15,02
2000	37,12	-7,3	121,30	17,63	-7,3	8,5	17,63	12,99

Putaran rpm	T ruang (°C)	P kw	TDB (°C)	TWB (°C)	Vudara (m/s)
1000	30,2	1,4536	20	16,5	2,53
1200	30,2	1,5219	20	16,8	2,47
1500	30,3	1,6957	20	16,3	2,34
1800	30,4	1,8291	18,6	15	2,25
2000	30,4	1,9457	18,4	13,6	2,23

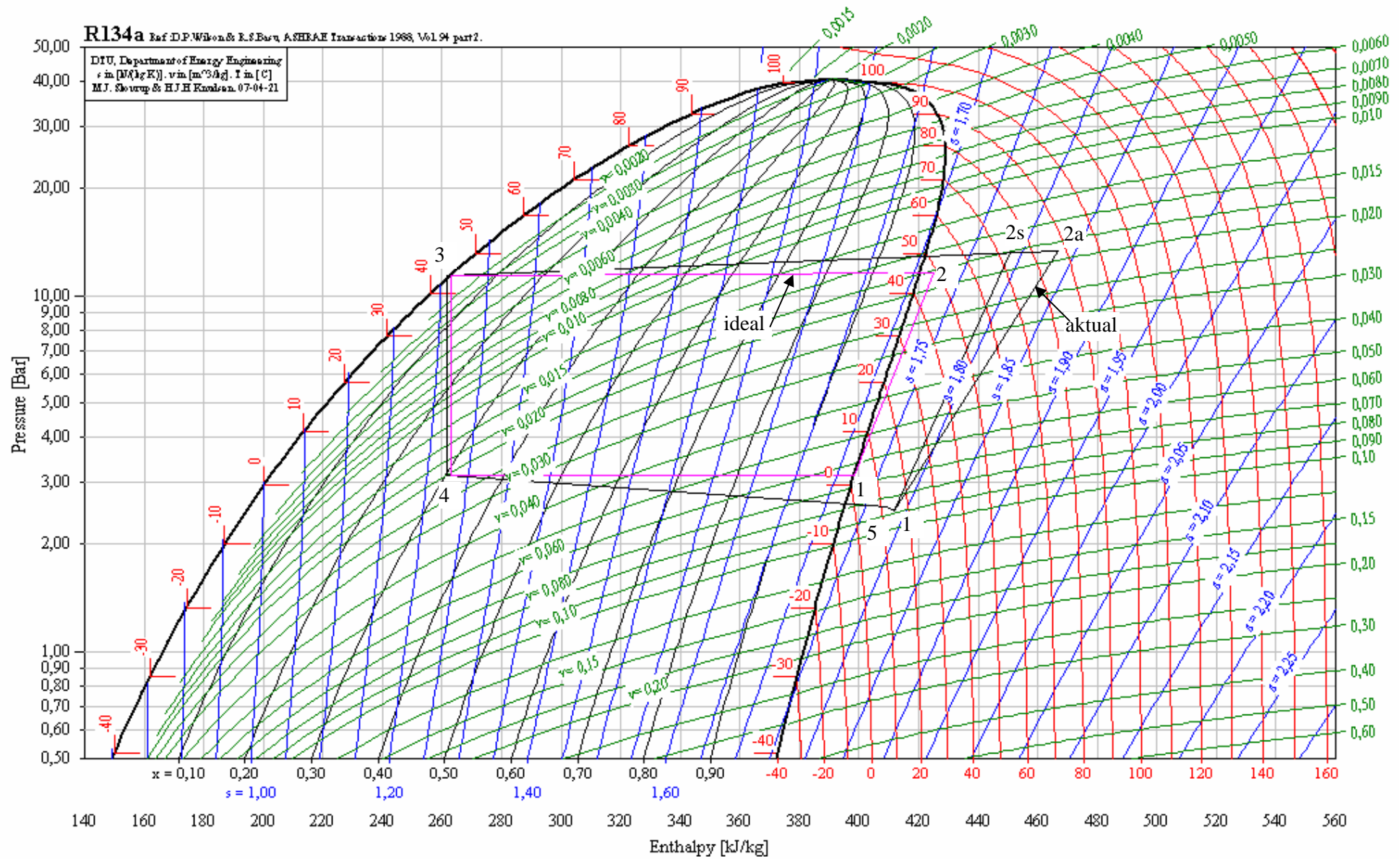
Tabel Properties Refrigeran

Property	R134a	R12
Boiling point at 1 atmosphere, °C	-26.1	-29.8
Specific heat of liquid at 30°C, kJ/kg K	1.45	0.99
Specific heat of vapour at constant pressure at 30°C, kJ/kgK	0.86	0.62
Ratio of specific heats (Cp/Cv) at 1 atmosphere., 30°C	1.118	1.136
Density of liquid at 30°C, kg/m ³	1187	1292
Density of saturated vapour at boiling point, kg/m ³	5.3	6.3
Latent heat of vaporisation at boiling point, kJ/kg	217	165
Thermal conductivity of liquid at 30°C, W/m K	0.08	0.07
Thermal conductivity of vapour at 30°C, 1 atm., W/mK	0.015	0.010
Surface tension at 25°C, mN/m	8.4	8.5
Viscosity of liquid at 30°C, centipoise	0.20	0.19

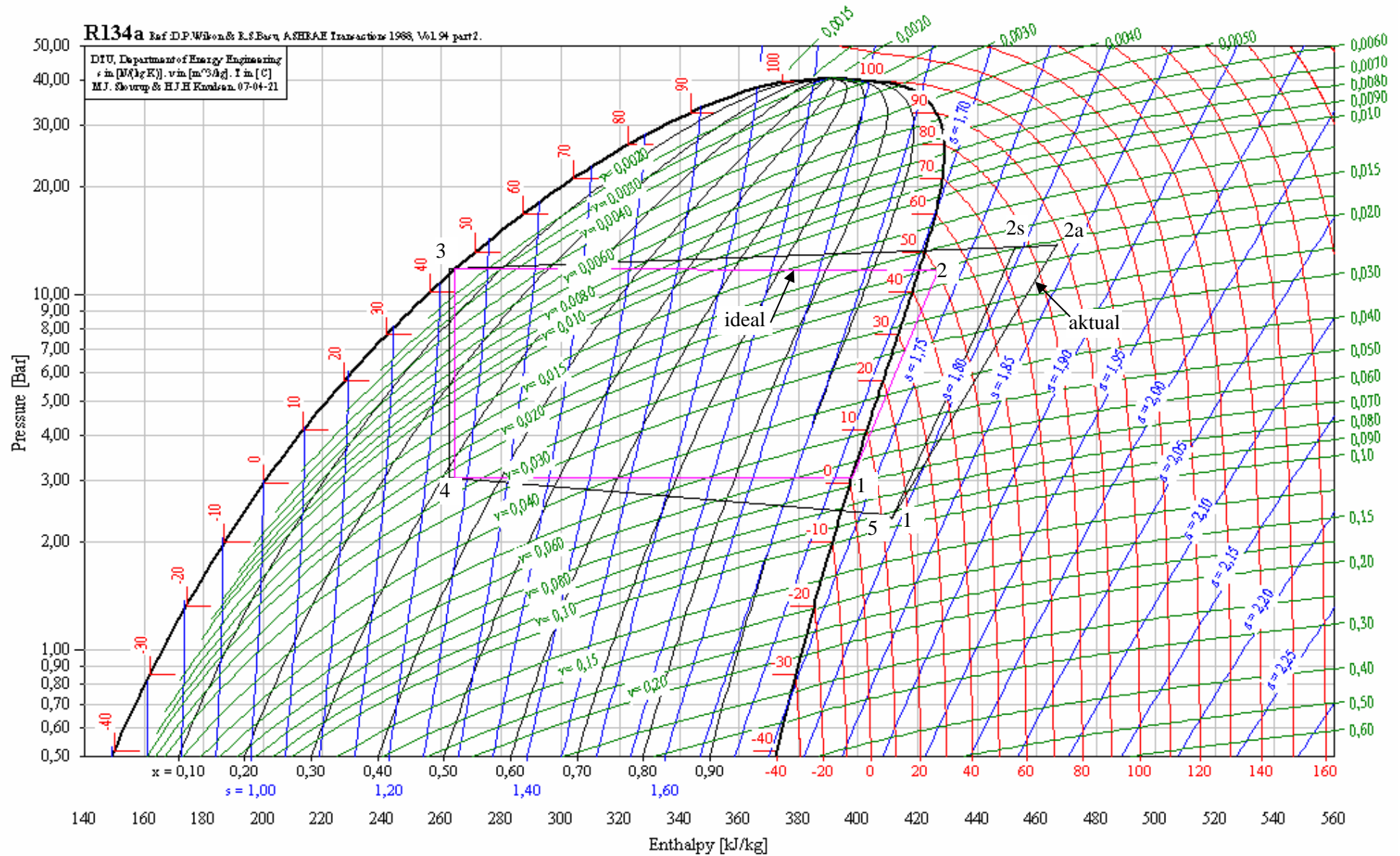
Tabel Saturasi Refrigeran

Temperature °C	Pressure, R134a, bar	Pressure, R12, bar
-40	0.5121	0.6409
-30	0.8438	1.0026
-20	1.3273	1.5070
-10	2.0060	2.1878
0	2.9280	3.0815
10	4.1461	4.2267
20	5.7171	5.6642
30	7.7020	7.4365
40	10.166	9.5882
50	13.179	12.166
60	16.818	15.219
70	21.168	18.802
80	26.332	22.975
90	32.442	27.808
100	39.724	33.399

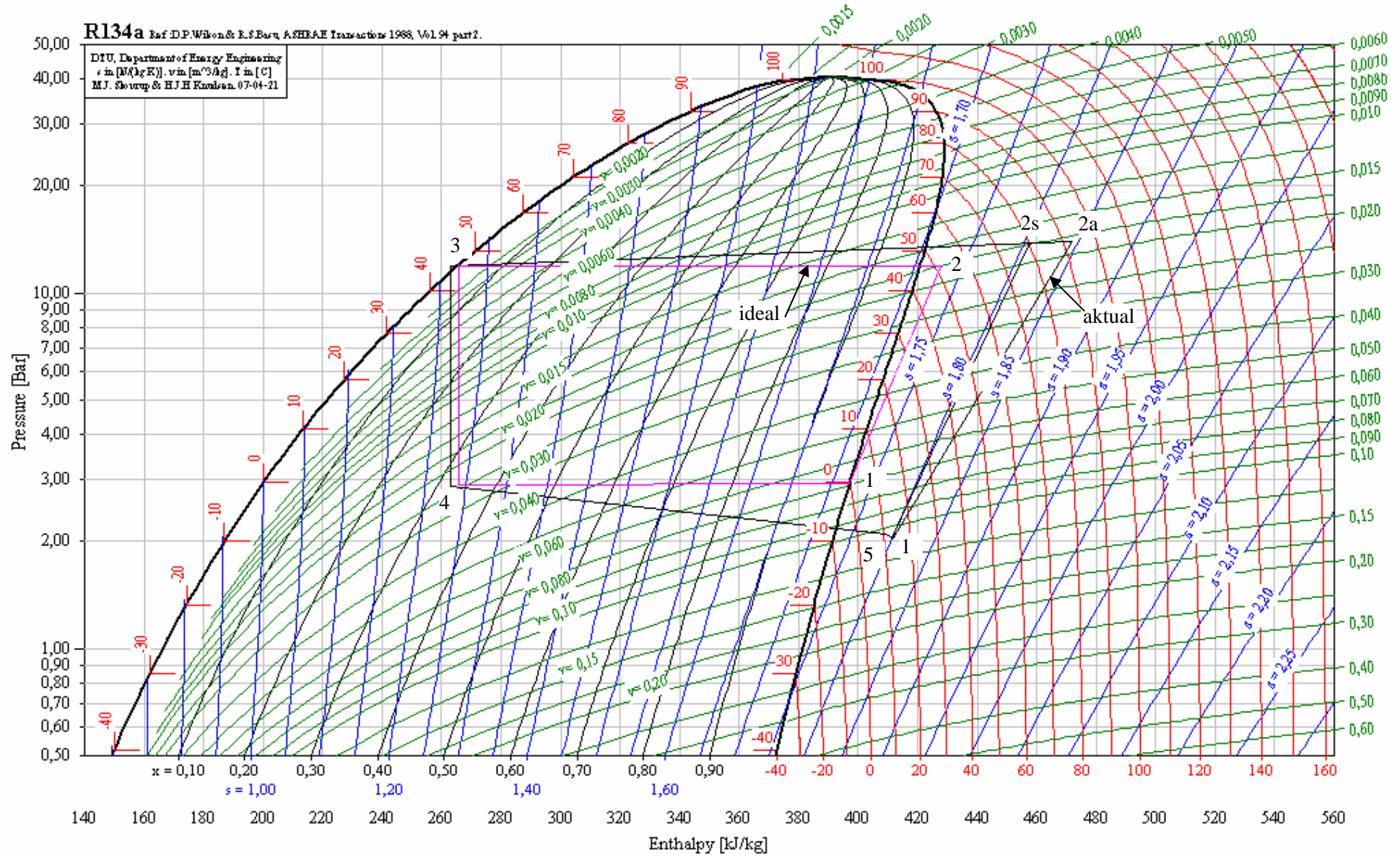
Grafik P-h HFC134a putaran 1000 rpm



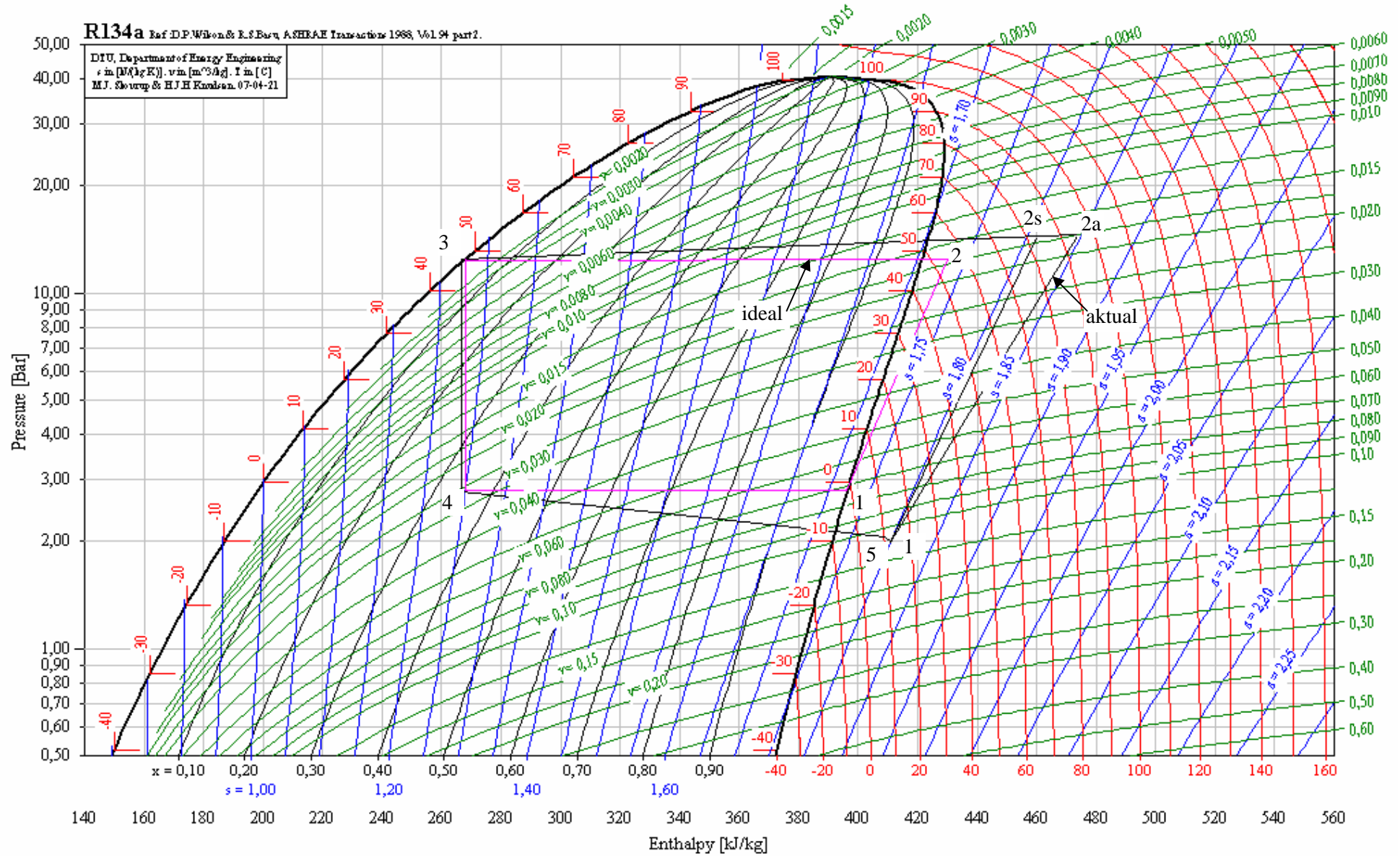
Grafik P-h HFC134a putaran 1200 rpm



Grafik P-h HFC134a putaran 1500 rpm



Grafik P-h HFC134a putaran 1800 rpm



Grafik P-h HFC134a putaran 2000 rpm

