

**PENGARUH VARIASI DAYA *PREHEATER* PADA EVAPORATOR
TERHADAP UNJUK KERJA AC MOBIL**

**SKRIPSI
KONSENTRASI TEKNIK KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

UNIVERSITAS BRAWIJAYA



Disusun Oleh:

**RIYAN INGAR PRASADA
NIM. 0610620091-62**

**KEMENTERIAN PENDIDIKAN NASIONAL
UNIVERSITAS BRAWIJAYA
FAKULTAS TEKNIK
MALANG
2010**



LEMBAR PERSETUJUAN
PENGARUH VARIASI DAYA *PREHEATER* PADA EVAPORATOR
TERHADAP UNJUK KERJA AC MOBIL

SKRIPSI
KONSENTRASI TEKNIK KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun Oleh:

RIYAN INGAR PRASADA
NIM. 0610620091-62

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II

Ir. I Made Gunadiarta, MT.
NIP. 19461001 197702 1 001

Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT.
NIP. 19720903 199702 1 001

LEMBAR PENGESAHAN

**PENGARUH VARIASI DAYA *PREHEATER* PADA EVAPORATOR
TERHADAP UNJUK KERJA AC MOBIL**

**SKRIPSI
KONSENTRASI TEKNIK KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun oleh:

RIYAN INGAR PRASADA
NIM. 0610620091-62

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada
Tanggal 2 Agustus 2010

Skripsi 1

Skripsi 2

Ir. Saifuddin Baedowie
NIP. 19460703 197009 1 001

Ir. Agustinus Ariseno, MT.
NIP. 19510822 198701 1 001

Komprehensif

Dr. Eng. Yudy Surya Irawan, ST . M. Eng
NIP. 19750710 199903 1 004

Mengetahui,
Ketua Jurusan Teknik Mesin

Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT.
NIP. 19720903 199702 1 001



KATA PENGANTAR

Puji dan syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa atas rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi yang berjudul “Pengaruh Variasi Daya *Preheater* Pada Evaporator Terhadap Unjuk Kerja AC Mobil”.

Skripsi ini disusun sebagai salah satu syarat bagi mahasiswa jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya Malang untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik. Selama proses pelaksanaan, pengambilan data dan penulisan skripsi ini penulis telah banyak mendapat bantuan dari berbagai pihak, maka dari itu pada kesempatan ini penulis mengucapkan banyak terima kasih kepada :

1. Bapak Dr. Slamet Wahyudi, ST, MT. selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin sekaligus selaku Pembimbing II Skripsi atas bantuan, saran dan nasihat dalam mendampingi penulis hingga terselesaikannya skripsi ini.
2. Bapak Dr.Eng. Anindito Purnowidodo, ST., M.Eng. selaku Sekretaris Jurusan Teknik Mesin dan Dosen Wali.
3. Bapak Ir. I Made Gunadiarta, MT. selaku Ketua Kelompok Konsentrasi Teknik Konversi Energi Jurusan Teknik Mesin sekaligus selaku Pembimbing I Skripsi atas bantuan, saran dan nasihat dalam mendampingi penulis hingga terselesaikannya skripsi ini.
4. Bapak Ir Hastono Wijaya, MT selaku dosen wali penulis.
5. Kedua orangtuaku, Bapak Hariyanto dan Ibu Rosa Delima serta kakak-kakak dan adik yang selalu mendukung dan memberikan doa kepada penulis.
6. Rekan 2006 dan sahabat seperjuangan, senasib, dan sepenanggungan penulisan skripsi saudara Raji Rachmadi dan saudara I Made Herik Ferdiana atas keakraban, obrolan, informasi, dan kerjasamanya dalam penulisan skripsi ini.

Penulis menyadari bahwa masih banyak kekurangan dalam skripsi ini karena keterbatasan kemampuan penulis. Oleh karena itu, segala saran dan kritik yang sifatnya membangun sangat diharapkan. Semoga laporan ini dapat bermanfaat bagi pihak yang memerlukannya.

Malang, Agustus 2010

Penulis

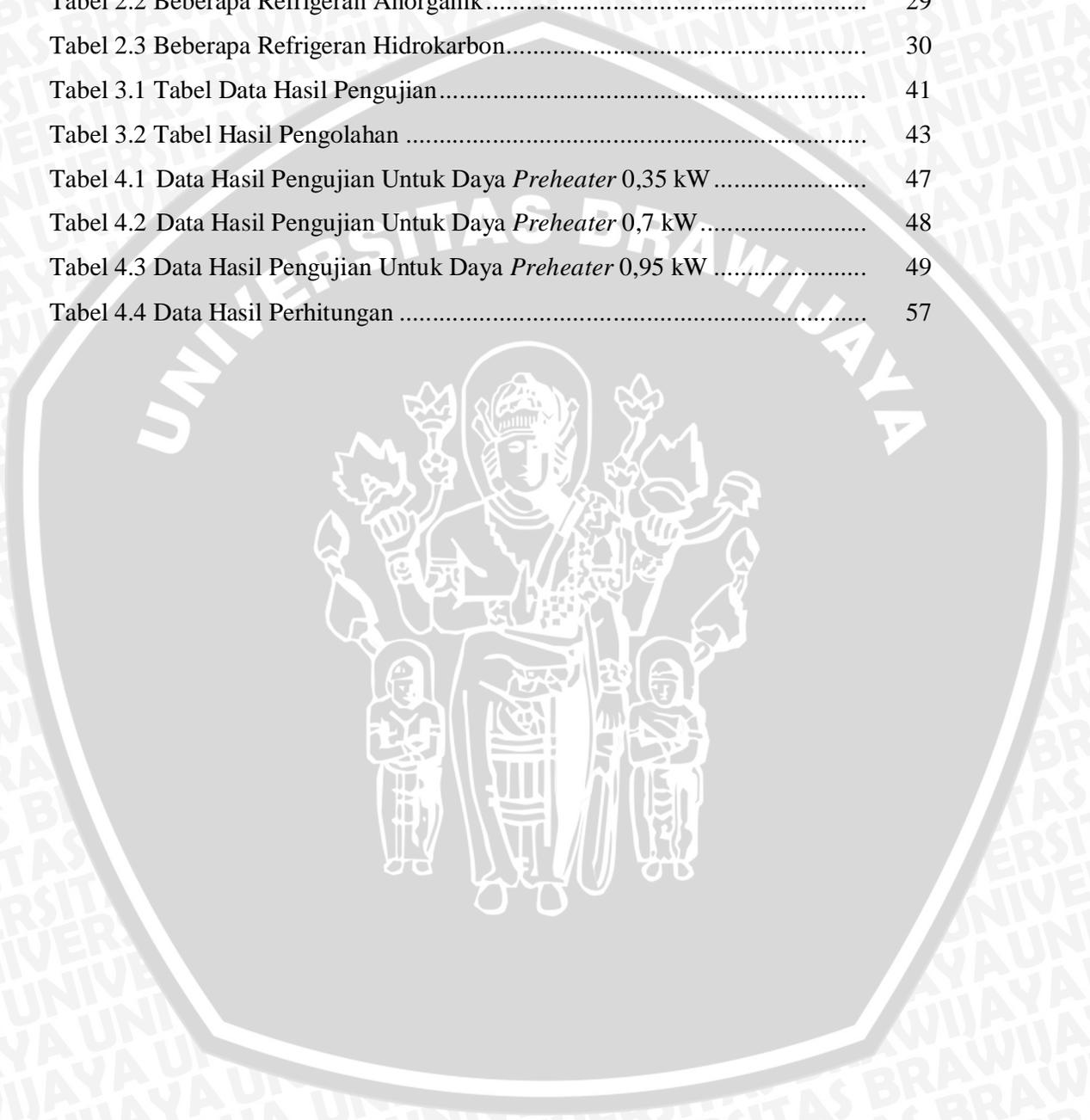
DAFTAR ISI

	halaman
KATA PENGANTAR	i
DAFTAR ISI	ii
DAFTAR TABEL	iv
DAFTAR GAMBAR	v
DAFTAR LAMPIRAN	vii
DAFTAR SIMBOL	viii
RINGKASAN	ix
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penelitian	2
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	4
2.1 Penelitian Sebelumnya	4
2.2 AC Mobil	4
2.3 Pengertian Sistem Refrigerasi.....	5
2.4 Parameter-parameter Termodinamika.....	6
2.5 Psikrometri	8
2.5.1 Parameter – parameter Psikrometri	8
2.6 Persamaan Energi Aliran Mantap.....	10
2.7 Mesin Pendingin	11
2.6.1 Mesin Pendingin dengan Siklus kompresi uap.....	11
2.6.2 Mesin Pendingin dengan Siklus absorpsi.....	24
2.8 Sistem Operasi AC Mobil	25
2.9 Refrigeran.....	26
2.9.1 Klasifikasi Refrigeran	27
2.9.2 Dasar Pemilihan Refrigeran	30
2.10 Kriteria Udara Nyaman dan Sehat.....	31
2.11 <i>Preheater</i>	32
2.12 Hipotesa.....	34

BAB III METODOLOGI PENELITIAN	35
3.1 Metode Penelitian	35
3.2 Variabel Penelitian	35
3.3 Alat-Alat yang Digunakan	36
3.4 Gambar Instalasi Penelitian	38
3.5 Prosedur Pelaksanaan Penelitian	39
3.6 Pengambilan Data	40
3.7 Diagram Alir Proses Penelitian.....	45
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	46
4.1 Analisa Data	46
4.1.1 Data Hasil Penelitian	46
4.1.2 Perhitungan Data	50
4.1.3 Data Hasil Perhitungan	56
4.2 Analisis dan Pembahasan	59
4.2.1 Pengaruh Putaran Kompresor Terhadap Laju Massa Alir Pada Daya <i>Preheater</i> Yang Bervariasi	59
4.2.2 Pengaruh Putaran Kompresor Terhadap Efek Refrigerasi Pada Daya <i>Preheater</i> Yang Bervariasi	61
4.2.3 Pengaruh Putaran Kompresor Terhadap Kapasitas Pendinginan Pada Daya <i>Preheater</i> Yang Bervariasi	63
4.2.4 Pengaruh Putaran Kompresor Terhadap Kerja Kompresor Pada Daya <i>Preheater</i> Yang Bervariasi	65
4.2.5 Pengaruh Putaran Kompresor Terhadap <i>Coefficient of Performance</i> Pada Daya <i>Preheater</i> Yang Bervariasi.....	66
4.2.6 Pengaruh Kapasitas Pendinginan Terhadap <i>Coefficient of</i> <i>Performance</i> Pada Daya <i>Preheater</i> Yang Bervariasi.....	69
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	71
5.1 Kesimpulan	71
5.2 Saran	71
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	

DAFTAR TABEL

No.	Judul	Halaman
Tabel 2.1	Beberapa Refrigeran Halokarbon	28
Tabel 2.2	Beberapa Refrigeran Anorganik.....	29
Tabel 2.3	Beberapa Refrigeran Hidrokarbon.....	30
Tabel 3.1	Tabel Data Hasil Pengujian.....	41
Tabel 3.2	Tabel Hasil Pengolahan	43
Tabel 4.1	Data Hasil Pengujian Untuk Daya <i>Preheater</i> 0,35 kW	47
Tabel 4.2	Data Hasil Pengujian Untuk Daya <i>Preheater</i> 0,7 kW	48
Tabel 4.3	Data Hasil Pengujian Untuk Daya <i>Preheater</i> 0,95 kW	49
Tabel 4.4	Data Hasil Perhitungan	57



DAFTAR GAMBAR

No.	Judul	Halaman
Gambar 2.1	Diagram siklus mesin pendingin carnot.....	5
Gambar 2.2	Keseimbangan energi pada sebuah volume atur yang sedang mengalami laju aliran <i>steady</i>	11
Gambar 2.3	Diagram skematik komponen mesin pendingin siklus kompresi uap	12
Gambar 2.4	Diagram tekanan-entalphi (P-h diagram) daur kompresi uap	12
Gambar 2.5	Diagram T-s siklus kompresi uap	13
Gambar 2.6	Mekanisme kompresor <i>reciprocating</i>	16
Gambar 2.7	Kompresor putar	17
Gambar 2.8	Kondensor dan Kipas listrik.....	19
Gambar 2.9	Kontruksi kondensor	20
Gambar 2.10	Evaporator	21
Gambar 2.11	Katup ekspansi termostatik	23
Gambar 2.12	Katup ekspansi tekanan konstan.....	23
Gambar 2.13	Diagram skematik komponen mesin pendingin siklus absorpsi	25
Gambar 2.14	Instalasi AC mobil	26
Gambar 2.15	Proses <i>Heating</i>	32
Gambar 3.1	Instalasi penelitian	38
Gambar 3.2	Diagram alir penelitian	45
Gambar 4.1	Penampang vertikal pada duct B	52
Gambar 4.2	Pengaruh Putaran Kompresor Terhadap Laju Massa Alir Pada Daya <i>Preheater</i> Yang Bervariasi.....	59
Gambar 4.3	Pengaruh Daya <i>Preheater</i> Terhadap Laju Massa Alir Pada Putaran Kompresor Yang Bervariasi.....	60
Gambar 4.4	Pengaruh Putaran Kompresor Terhadap Efek Refrigerasi Pada Daya <i>Preheater</i> Yang Bervariasi.....	61
Gambar 4.5	Pengaruh Daya <i>Preheater</i> Terhadap Efek Refrigerasi Pada Putaran kompresor yang bervariasi	62
Gambar 4.6	Pengaruh Putaran Kompresor Terhadap Kapasitas Pendinginan Pada Daya <i>Preheater</i> Yang Bervariasi.....	63

Gambar 4.7 Pengaruh Daya *Preheater* Terhadap Kapasitas Pendinginan Pada Putaran Kompresor Yang Bervariasi..... 64

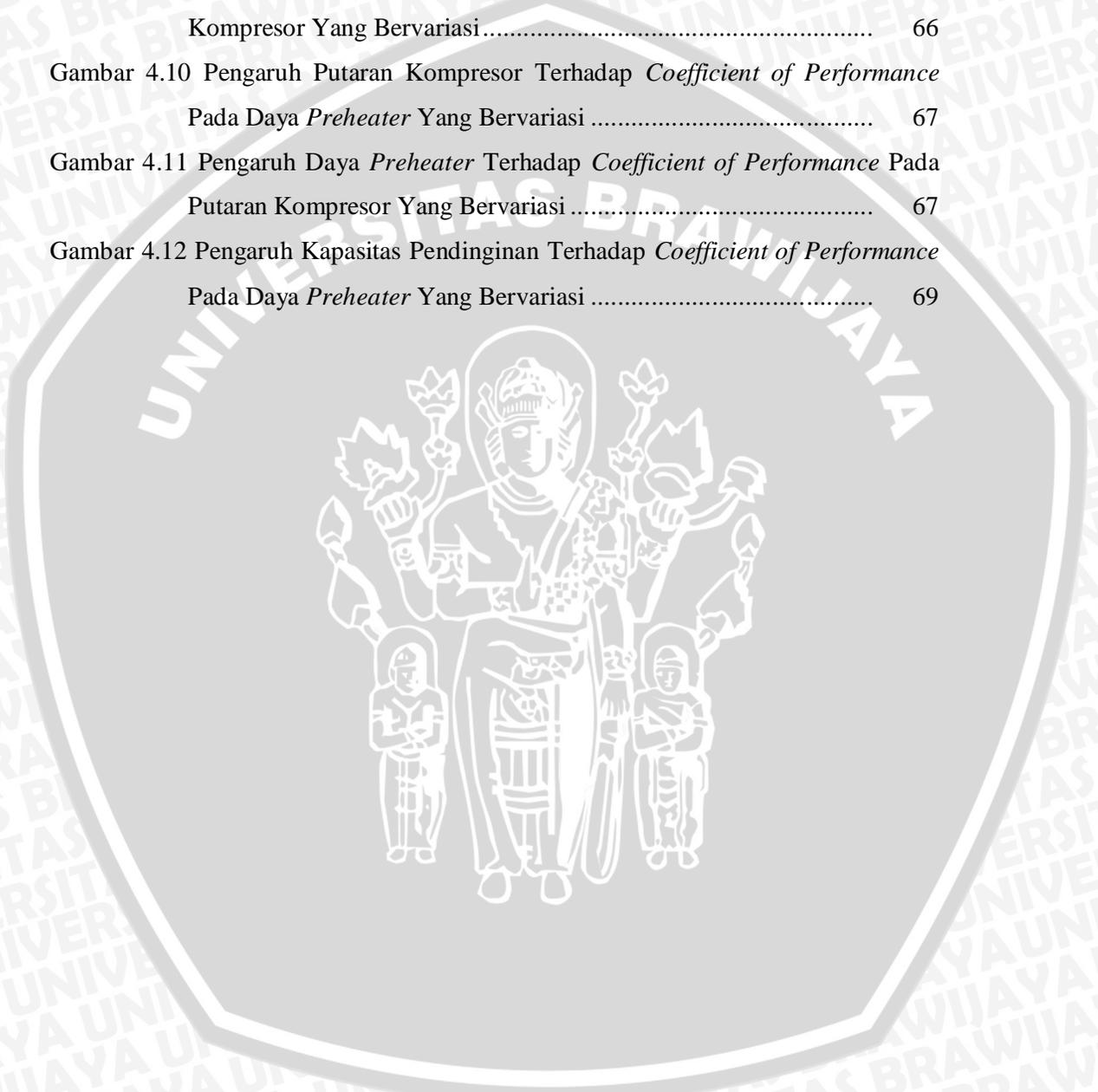
Gambar 4.8 Pengaruh Putaran Kompresor Terhadap Kerja Kompresor Pada Daya *Preheater* Yang Bervariasi..... 65

Gambar 4.9 Pengaruh Daya *Preheater* Terhadap Kerja Kompresor Pada Putaran Kompresor Yang Bervariasi..... 66

Gambar 4.10 Pengaruh Putaran Kompresor Terhadap *Coefficient of Performance* Pada Daya *Preheater* Yang Bervariasi 67

Gambar 4.11 Pengaruh Daya *Preheater* Terhadap *Coefficient of Performance* Pada Putaran Kompresor Yang Bervariasi 67

Gambar 4.12 Pengaruh Kapasitas Pendinginan Terhadap *Coefficient of Performance* Pada Daya *Preheater* Yang Bervariasi 69



DAFTAR LAMPIRAN

No.	Judul
Lampiran 1	Diagram $p-h$ Refrigeran R-134a untuk contoh perhitungan.
Lampiran 2.	Diagram P-h refrigeran jenis R-134a
Lampiran 3.	Diagram psikrometri



DAFTAR SIMBOL

Besaran Dasar	Satuan dan Singkatannya	Simbol
Berat jenis	Newton per meter kubik (N/m^3)	γ
Daya	Watt (W)	P
Debit berat fluida	kilogram perdetik	\dot{G}
Debit volume fluida	Meter kubik perdetik	Q
Energi kalor	Joule (J)	Q
Entalpi	kiloJoule per kilogram (kJ/kg)	h
Kalor spesifik pada tekanan konstan	kiloJoule per kilogram Kelvin (kJ/kg.K)	c_p
Kalor spesifik pada volume konstan	kiloJoule per kilogram Kelvin (kJ/kg.K)	c_v
Kapasitas pendinginan	kiloJoule per sekon (kJ/s)	Q_{ref}
Kecepatan	meter per sekon (m/s)	V
Kelembaban relatif	persen (%)	\emptyset
Koefisien prestasi		COP
Laju aliran massa	kilogram per sekon (kg/s)	\dot{m}
Luas	meter kuadrat (m^2)	A
Massa	kilogram (kg)	m
Massa jenis	kilogram per meter kubik (kg/m^3)	ρ
Panjang	meter (m)	L
Percepatan gravitasi	meter per sekon kuadrat (m/s^2)	g
Putaran	putaran per menit (rpm)	n
Rasio kelembaban	kilogram uap air per kilogram udara kering	W
Tekanan	Newton per meter kuadrat (N/m^2)	P
Temperatur	derajad Celcius ($^{\circ}C$) atau Kelvin (K)	T
Torsi	Kilogram meter	T
Volume spesifik	meter kubik per kilogram (m^3/kg)	v
Waktu	sekon (s)	t

RINGKASAN

Riyan Ingar Prasada; 2010; Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya; *Pengaruh Variasi Daya Preheater Pada Evaporator Terhadap Unjuk Kerja AC Mobil*, Dosen Pembimbing : I Made Gunadiarta dan Slamet Wahyudi.

Pada industri otomotif telah diimbangi dengan peningkatan teknologi untuk meningkatkan kenyamanan pemakai produk otomotif, salah satunya adalah teknologi sistem pengatur kondisi udara pada interior mobil. Dalam aplikasinya sistem pengatur kondisi udara pada mobil ini diharapkan mampu memberikan performa yang handal. Para pengguna mobil tentu saja menginginkan kondisi udara dalam ruangan penumpang yang dingin, sejuk serta nyaman ketika mereka berada di dalamnya. Oleh karena itu untuk mewujudkan kondisi yang dingin, sejuk dan nyaman ini kita dapat melakukan berbagai modifikasi pada *Air Conditioner* tersebut. Diantaranya adalah memasang *preheater* pada evaporator dengan memvariasikan daya *preheater*. Fenomena ini menarik untuk dikaji, dengan memperbesar daya *preheater* maka akan meningkatkan suhu udara sebelum masuk evaporator, sehingga menyebabkan kelembaban relatif sebelum evaporator menurun dan beban pendinginan meningkat untuk AC mobil dengan kecepatan kompresor yang berubah-ubah diikuti pula variasi daya kompresor sehingga COP tidak akan konstan. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh variasi daya *preheater* pada evaporator terhadap unjuk kerja AC mobil, yaitu berupa *coefficient of performance* (COP).

Penelitian ini dilakukan dengan pengamatan langsung melalui eksperimen. Variabel bebas penelitian adalah daya *preheater* sebesar (0,35 ; 0.7 ; 0.95 kW) dan putaran kompresor sebesar (1700, 2250, 2800, 3350, 4500 rpm) dan variabel terkontrolnya adalah putaran blower yaitu 3050 rpm, suhu lingkungan 28° C, kelembaban lingkungan 68%. Sedangkan variabel terikatnya yang diamati adalah *coefficient of performance* (COP).

Dari hasil penelitian diketahui bahwa daya *preheater* dan putaran kompresor berpengaruh terhadap COP. Untuk daya *preheater* yang sama, meningkatnya putaran kompresor menyebabkan COP menurun. Sementara itu, untuk putaran kompresor yang sama, kenaikan daya *preheater* menyebabkan nilai COP menurun. COP terbesar adalah 4 (putaran kompresor 1700 rpm, daya *preheater* 0,35 kW), sedangkan COP terkecil adalah 2,84 (putaran kompresor 4500 rpm, daya *preheater* 0.95 kW)

Kata kunci : daya *preheater*, putaran kompresor, kapasitas pendinginan, COP, AC mobil.

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada zaman ini ilmu pengetahuan dan teknologi mengalami perkembangan pesat yang bertujuan untuk menghasilkan sesuatu yang inovatif dan aplikatif. Banyak sekali cabang ilmu pengetahuan teknologi salah satunya adalah bidang *engineering* atau rekayasa, didalam bidang itu sendiri terdapat beberapa ilmu diantaranya yang berhubungan dengan mesin pendingin.

Mesin pendingin merupakan mesin yang dipakai untuk memindahkan panas dari temperatur rendah ke temperatur tinggi dengan cara menambahkan kerja dari luar. Secara jelasnya mesin pendingin merupakan peralatan yang digunakan dalam proses pendinginan suatu fluida sehingga mencapai temperatur dan kelembaban yang diinginkan, dengan jalan menyerap panas dari fluida yang akan dikondisikan atau dengan kata lain menyerap panas dari suatu reservoir dingin dan diberikan ke reservoir panas. Bagian utama mesin pendingin terdiri dari empat bagian yaitu evaporator, kompressor, kondensor, dan alat ekspansi.

Banyak mesin pendingin diterapkan dalam sistem pengatur kondisi udara dan refrigerasi industri meliputi proses pengawetan makanan, penyerapan kalor dari bahan-bahan kimia pada industri petrokimia, perminyakan serta industri lainnya. Berdasarkan kegunaannya mesin pendingin dibedakan menjadi tiga yaitu *air conditioner*, *cold storage*, dan *freezer*. Pada industri otomotif juga telah diimbangi pula dengan peningkatan teknologi untuk meningkatkan kenyamanan pemakai produk otomotif, salah satunya adalah teknologi sistem pengatur kondisi udara pada interior mobil. Dalam aplikasinya sistem pengatur kondisi udara pada mobil ini diharapkan mampu memberikan performa yang handal.

Pada penelitian ini digunakan jenis mesin pendingin berupa *Air Conditioner* (AC) pada sebuah mobil Toyota. Dalam kehidupan sehari-hari banyak dijumpai pemilik mobil ber-AC mengeluhkan kondisi ruangan AC mobil yang kurang dingin, sejuk dan nyaman oleh karena performa AC mobil yang kurang maksimal. Oleh karena itu untuk mewujudkan kondisi yang dingin, sejuk dan nyaman ini kita dapat melakukan berbagai modifikasi pada *Air Conditioner* tersebut. Diantaranya adalah memasang *preheater* pada evaporator dengan memvariasikan daya *preheater*. Dengan memperbesar daya *preheater* maka akan meningkatkan suhu udara sebelum masuk evaporator, sehingga

menyebabkan kelembaban relatif sebelum evaporator menurun. Fenomena ini sangat menarik untuk dikaji, apakah memperbesar daya *preheater* dapat meningkatkan koefisien prestasi dari *Air Conditioner* dan mencapai kondisi udara yang dingin, sejuk dan nyaman secara maksimal sesuai dengan standar yang diinginkan. Secara analitis akan muncul dugaan bahwa variasi daya *preheater* akan berpengaruh terhadap COP.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang tersebut dapat dirumuskan permasalahan sebagai berikut :

Bagaimana pengaruh variasi daya *preheater* pada evaporator terhadap unjuk kerja AC mobil.

1.3 Batasan masalah

Agar permasalahan lebih spesifik, maka dibuat batasan masalah sebagai berikut :

1. Refrigeran yang digunakan adalah R-134a.
2. *Air conditioner* yang digunakan Denso Toyota Kijang HFC 134a.
3. Kondisi *steady state* pada ruang sekat (tetap/tidak berubah terhadap waktu).
4. Unjuk kerja didefinisikan sebagai koefisien prestasi (*Coefficient of Performance*).
5. Udara lingkungan sekitar diasumsikan memiliki kelembaban 68% dan temperatur 28°C.
6. Putaran blower adalah 3050 rpm.
7. Kerja luar yang diperhitungkan hanya kerja kompresor.
8. Putaran kompresor yang digunakan pada penelitian ini adalah 1700 ; 2250 ; 2800 ; 3350 ; 4500 (rpm)
9. Daya *preheater* yang digunakan pada penelitian ini adalah 0,35 ; 0,7 ; 0,95 (kW)

1.4 Tujuan penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh variasi daya *preheater* pada evaporator terhadap unjuk kerja AC mobil.

1.5 Manfaat penelitian

Adapun manfaat yang dapat diperoleh dari penelitian ini adalah :

1. Mampu mengaplikasikan teori yang telah didapat selama perkuliahan tentang pengkondisian udara.
2. Sebagai referensi penelitian selanjutnya terutama mengenai mesin pendingin dan pengkondisi udara.
3. Membantu memecahkan permasalahan-permasalahan yang sering dihadapi dalam melakukan perancangan atau pemilihan alat pengatur kondisi udara yang optimal.

UNIVERSITAS BRAWIJAYA



BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Sebelumnya

I Made Gunadiarta (2006), melakukan penelitian tentang “Pengaruh Kondisi Mula Udara Atmosfer Terhadap Perstasi Instalasi A.C”. Bagian utama dari penelitian ini adalah kecepatan alir beserta kelembaban sebagai parameter kondisi mula udara atmosfer akan mempengaruhi perpindahan panas sisi udara pada deret-deret pipa evaporator. Pada instalasi AC fenomena demikian akan merubah kapasitas pendinginan, menyebabkan prestasi instalasi yang dinyatakan dengan COP juga berubah.

Berdasarkan penelitian **Faisal (2008)** diketahui bahwa jika putaran kompresor semakin tinggi maka laju massa refrigeran akan semakin tinggi pula. Laju massa refrigeran yang semakin tinggi meningkatkan kapasitas pendinginan dan daya kompresor, namun COP (koefisien prestasi) AC mobil turun.

2.2 AC mobil

Alat pengatur kondisi udara atau AC sudah menjadi kebutuhan yang tergolong penting bagi pengendara mobil maupun penumpangnya. Baik pengendara maupun penumpang mobil angkutan umum atau pribadi. Dengan menggunakan AC, di samping memperoleh kenyamanan, keamanan penumpang pun akan lebih terjamin karena pintu dan jendela mobil harus ditutup pada saat AC dihidupkan. Itulah sebabnya pemasangan AC pada mobil-mobil sekarang ini semakin banyak dilakukan.

Fungsi AC pada mobil adalah sebagai berikut:

1. Memberikan udara dingin, sejuk, dan nyaman di dalam ruangan mobil. Yakni mengontrol temperatur, kelembaban, kandungan oksigen, dan kecepatan udara ruangan mobil.
2. Menghindari udara kotor masuk ke dalam ruangan mobil.
3. Menghilangkan kondensasi pada kaca mobil dengan cepat terutama saat hujan dan udara lembab/pengembunan.

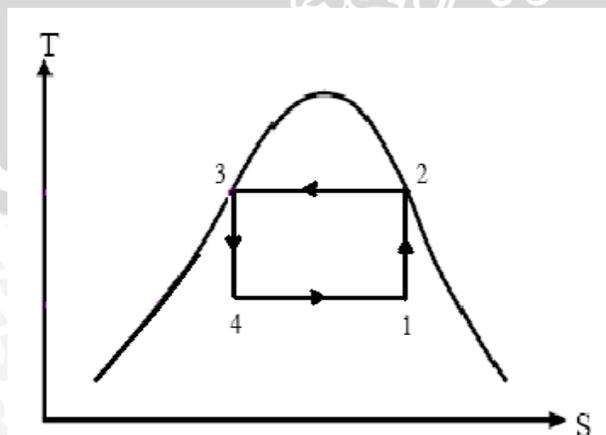
Sistem AC mobil memiliki komponen dasar yang sama seperti halnya sistem AC yang lainnya misalkan AC ruangan yaitu terdiri dari kompresor, kondensor, katup ekspansi dan evaporator. AC mobil bekerja berdasarkan siklus kompresi uap. Perbedaan antara AC mobil dengan AC ruangan yakni pada AC mobil putaran kompresornya selalu berubah-ubah mengikuti putaran poros penggerakannya yaitu poros dari motor

pokok mobil itu sendiri. Sedangkan pada AC ruangan putaran kompresornya selalu tetap sesuai dengan putaran motor penggerakannya yakni motor listrik. Selain itu tipe kompresor yang digunakan antara AC mobil dan AC ruangan berbeda pula, pada AC mobil menggunakan kompresor jenis terbuka (*open type Compressor*) yaitu kompresor yang porosnya panjang hingga keluar rumah kompresor untuk dapat disambungkan dengan motor penggerakannya. Pada jenis kompresor ini mudah sekali terjadi kebocoran di daerah perapat (*seal*) pada tempat keluar poros pada rumah kompresor. Sehingga refrigeran sering diisi ulang. Sedangkan pada AC ruangan menggunakan jenis kompresor jenis hermetik yakni kompresor dan motor penggerakannya berada pada satu rumah kompresor. Pada jenis kompresor ini kebocoran refrigeran dapat dihindarkan. AC mobil memiliki prinsip-prinsip dasar yang sama dengan prinsip AC lainnya. Teori-teori yang berkaitan dengan AC mobil akan dijelaskan pada sub bab berikut.

2.3 Pengertian Sistem Refrigerasi

Sistem refrigerasi merupakan suatu proses untuk menjaga suatu sistem berada pada temperatur yang lebih rendah dari temperatur lingkungan sekelilingnya. Pada refrigerasi ini terjadi pemindahan kalor secara terus menerus dari ruangan ke lingkungan. Sedangkan media yang digunakan untuk memindahkan kalor adalah refrigeran, yang bersirkulasi secara tertutup dalam sistem refrigerasi tersebut.

Siklus refrigerasi ini merupakan kebalikan dari siklus pada mesin Carnot atau siklus Carnot, dimana pada siklus ini terjadi penyerapan kalor dari reservoir suhu rendah dan pelepasan kalor pada reservoir suhu tinggi. Pada gambar 2.1 tampak suatu gambaran mengenai siklus daur Refrigerasi Carnot.



Gambar 2.1 Diagram siklus mesin pendingin carnot

Sumber: Nainggolan ; 1994: 109

Dari diagram skematik diatas dapat dibuat hubungan sebagai berikut:

$$W = Q_2 - Q_1 \quad \dots \dots \text{(Nainggolan,1994:109)} \quad (2-1)$$

Keterangan:

Q_1 = panas yang diserap dari Reservoir Dingin (*Low temperature region*)

Q_2 = panas yang diberikan ke Reservoir Panas (*High temperature region*)

W = kerja dari luar

Untuk menjaga agar proses ini berjalan maka diperlukan kerja untuk memindahkan kalor dari reservoir dingin ke reservoir panas. Dari hukum Termodinamika I untuk sistem tertutup diperoleh hubungan bahwa kerja tidak dapat dihasilkan dari suatu siklus tanpa adanya kalor yang diberikan sistem. Dengan sistem siklus tersebut juga diperoleh hubungan bahwa jumlah kalor yang diserap dari reservoir suhu rendah ditambah jumlah kerja yang dibutuhkan oleh sistem.

Siklus yang digambarkan tersebut merupakan siklus kompresi mekanik atau sering disebut sebagai siklus mesin refrigerasi daur kompresi uap. Rasio dari unjuk kerja mesin refrigerasi pada sistem ini tidak ditunjukkan dari efisiensi kerja mesin tetapi ditunjukkan oleh nilai koefisien prestasi atau COP (*coefficient of performace*). Besaran ini merupakan definisi dari perbandingan antara jumlah kalor yang diserap dengan kerja bersih yang diberikan. Kapasitas pendinginan didefinisikan sebagai jumlah kalor yang diserap oleh refrigeran dalam evaporator dalam selang waktu satu detik yang dihitung dengan mengalikan laju aliran massa refrigeran dan efek refrigerasi. Nilai COP dan kapasitas pendinginan ini juga dapat dijadikan suatu indikator dari unjuk kerja sistem AC.

2.4 Parameter-parameter Termodinamika

Bagian penting dalam menganalisis sistem termal adalah penentuan sifat termodinamika yang bersangkutan. Suatu sifat adalah setiap karakteristik atau ciri dari bahan yang dapat dijabari secara kuantitatif, seperti suhu, tekanan, dan rapat massa. Oleh karena termodinamika berkisar pada energi maka seluruh sifat-sifat termodinamika berkaitan dengan energi. Keadaan atau kondisi termodinamika suatu sistem didefinisikan berdasarkan sifat-sifatnya. Sifat-sifat termodinamika yang utama dalam penelitian ini ialah:

1. Suhu

Suhu dari suatu bahan menyatakan keadaan termal dan kemampuannya untuk bertukar energi dengan bahan lain yang bersentuhan dengannya. Dengan kata lain bahan yang bersuhu tinggi dapat memberikan energinya kepada bahan lain yang bersuhu rendah. Suhu absolut (T) yaitu derajat diatas nol absolut yang dinyatakan dengan Kelvin (K), dimana $T = T^{\circ}\text{C} + 273$.

2. Tekanan

Tekanan (p) adalah gaya normal yang diberikan oleh suatu fluida persatuan luas permukaan benda yang terkena gaya tersebut. Tekanan absolut ialah ukuran tekanan diatas nol absolut. Sedangkan tekanan pengukuran adalah tekanan diukur dari nol tekanan pengukuran yang sama dengan tekanan 1 atmosfer di tempat tersebut. Satuannya ialah Newton per luasan meter kuadrat atau N/m^2 yang setara dengan 1 Pascal (Pa) sedangkan 1 atmosfer = 101.325 Pa.

3. Kalor spesifik

Kalor spesifik dari suatu bahan adalah jumlah energi yang diperlukan untuk menaikkan suhu satu satuan massa bahan tersebut sebesar 1 Kelvin. Dua besaran yang berkaitan pada kalor spesifik ialah C_p yaitu kalor spesifik pada tekanan tetap dan C_v kalor spesifik pada volume tetap. Pada sistem refrigerasi kalor spesifik pada tekanan lebih banyak digunakan. Nilai pendekatan dari kalor spesifik dari beberapa bahan yang penting adalah sebagai berikut:

$$C_p \text{ udara kering} = 1,0 \text{ kJ/kg.K}$$

$$C_p \text{ air} = 4,19 \text{ kJ/kg.K}$$

$$C_p \text{ uap air} = 1,88 \text{ kJ/kg.K}$$

4. Rapat massa dan volume spesifik

Rapat massa (ρ) adalah massa yang mengisi satu satuan volume, sedangkan volume spesifik (v) adalah volume yang diisi oleh satu satuan massa. Untuk massa udara dengan tekanan 1 atmosfer dan suhu 25°C memiliki rapat massa $1,2 \text{ kg/m}^3$.

5. Entalpi

Entalpi adalah besarnya energi panas yang dikandung oleh satu satuan massa suatu bahan. Suatu perubahan entalpi Δh dalam kJ/kg suatu bahan adalah jumlah kalor yang ditambahkan atau diambil per-satuan massa suatu bahan pada tekanan dan temperatur tertentu. Sifat entalpi dapat juga menyatakan laju pemindahan kalor untuk proses penguapan dan pengembunan.

6. Entropi

Entropi memiliki sifat yang hanya digunakan dalam hal khusus dan terbatas. Sifat dalam entropi dapat diterangkan berikut:

- Jika suatu gas atau uap ditekan atau diekspansikan tanpa gesekan dan tanpa penambahan atau pelepasan kalor selama proses berlangsung maka entropi bahan tersebut tetap.
- Dalam proses diatas, perubahan entalpi menyatakan jumlah kerja persatuan massa yang diperlukan oleh proses penekanan atau yang dilepaskan oleh proses ekspansi tersebut.

2.5 Psikrometri

Psikrometri merupakan kajian tentang sifat – sifat udara lembab. Psikrometri mempunyai arti penting dalam bidang teknik pengatur kondisi udara, karena udara atmosfer tidak kering betul melainkan merupakan campuran antara udara kering dan uap air. Udara kering adalah campuran unsur pokok gas yang terdiri dari udara atmosfer tanpa uap air. Komposisi udara kering terdiri dari substansi yang konstan (% volume) $N_2 = 78$; $O_2 = 21$; dan $Ar = 1$.

2.5.1 Parameter – parameter Psikrometri

Terdapat beberapa parameter yang digunakan untuk menjelaskan sifat – sifat campuran udara kering dan uap air. Parameter – parameter tersebut antara lain sebagai berikut:

1. Kelembaban relatif (ϕ)

Kelembaban relatif (ϕ) didefinisikan sebagai perbandingan antara tekanan parsial uap air di atmosfer terhadap tekanan uap jenuhnya pada temperatur yang sama. Kelembaban relatif dapat dinyatakan dengan:

$$\phi = \frac{P_s}{P_w} \dots \dots (Stoecker, 1996:40) \quad (2-2)$$

Dengan:

ϕ = kelembaban relatif

p_w = tekanan jenuh air murni pada suhu yang sama

p_s = tekanan parsial uap air di atmosfer

2. Rasio kelembaban (W)

Rasio kelembaban (W) adalah berat atau massa air yang terkandung dalam setiap kilogram udara kering. Dalam teknik pengatur kondisi udara, untuk menghitung rasio kelembaban dapat digunakan persamaan keadaan gas ideal. Sehingga dari persamaan keadaan gas ideal diperoleh rasio kelembaban sebagai berikut:

$$W = 0,622 \frac{P_s}{P_{am} - P_s} \quad \dots \dots (Stoecker, 1996:41) \quad (2-3)$$

Dengan:

W = rasio kelembaban

p_{am} = tekanan atmosfer

p_s = tekanan parsial uap air

3. Entalpi

Entalpi campuran udara kering dan uap air adalah jumlah dari entalpi udara kering dan entalpi uap air.

$$h = c_p \times T + W \times h_g \quad \dots \dots (Stoecker, 1996:42) \quad (2-4)$$

Dengan :

h = entalpi campuran udara kering dan uap air, (kJ.kg^{-1})

c_p = kalor spesifik udara kering pada tekanan konstan = $1,0 (\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1})$

T = suhu campuran udara dan uap, (K)

h_g = entalpi uap air jenuh pada suhu campuran udara dan uap, (kJ.kg^{-1})

4. Volume spesifik

Volume spesifik adalah volume udara campuran dengan satuan meter kubik per kilogram udara kering. Dapat juga dikatakan sebagai meter kubik udara kering atau meter kubik campuran per kilogram udara kering, karena volume yang diisi oleh masing – masing substansi sama. Dari persamaan keadaan gas ideal, volume spesifik v adalah

$$v = \frac{R_a T}{P_{am} - P_s} \quad \dots \dots (Stoecker, 1996:43) \quad (2-5)$$

Dengan:

v = volume spesifik (m^3/kg)

R_a = tetapan gas untuk udara kering = 287 ($\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$)

p_{atm} = tekanan atmosfer (Pa)

p_s = tekanan uap air parsial dalam keadaan jenuh (Pa)

5. Temperatur.

Pada psikrometri ada tiga istilah untuk besaran temperatur, yaitu temperatur bola kering (*dry bulb*), temperatur bola basah (*wet bulb*), dan *dew point*. Temperatur bola kering adalah temperatur dari termometer yang bola sensornya terbuka ke atmosfer, temperatur bola basah adalah temperatur dari termometer yang bola sensornya dibungkus dengan kain basah. Sedangkan temperatur *dew point* adalah temperatur saat uap air di atmosfer mulai mengembun.

2.6 Peramaan Energi Aliran Mantap

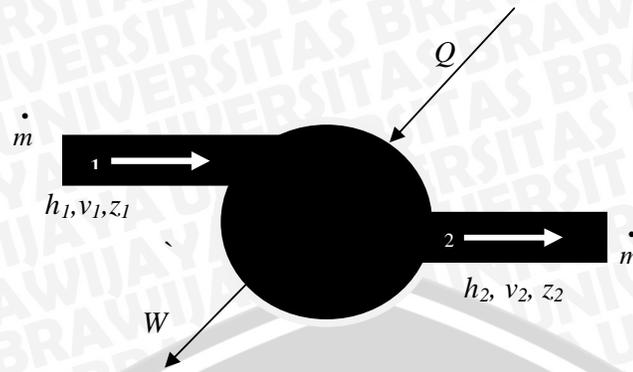
Dalam sistem refrigerasi dan pengatur kondisi udara, laju aliran massa cenderung tidak berubah dari waktu ke waktu, sehingga aliran dapat dianggap *steady*.

Dalam gambar 2.2 keseimbangan energi dapat dinyatakan sebagai berikut:

”Besarnya energi yang masuk bersama aliran dititik 1 ditambah dengan besarnya energi yang ditambahkan berupa kalor yang dikurangi dengan besarnya energi dalam bentuk kerja dan dikurangi dengan energi yang meninggalkan sistem pada titik 2 sama dengan besarnya perubahan energi di dalam volume kendali”

Dalam pengertian ini ungkapan matematikanya ialah :

$$\dot{m} \left(h_1 + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 \right) + q - \dot{m} \left(h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \right) - W = \frac{dE}{d\theta} \dots \dots (\text{Stoecker, 1996:20}) \quad (2-6)$$



Gambar 2.2 Keseimbangan energi pada sebuah volume atur yang sedang mengalami laju aliran *steady*.
 Sumber : Stoecker ; 1996 : 20

Oleh karena perhatian dibatasi pada masalah proses aliran *steady*, maka tak ada perubahan harga E terhadap waktu ; karena itu $dE/d\theta = 0$, dan persamaan energi aliran *steady* menjadi :

$$\dot{m} \left(h_1 + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 \right) + q = \dot{m} \left(h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \right) + W \quad \dots \dots (Stoecker, 1996:21) \quad (2-7)$$

- Dengan:
- \dot{m} = Laju aliran massa, $\text{kg} \cdot \text{det}^{-1}$
 - h = Entalpi, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
 - v = Kecepatan, $\text{m} \cdot \text{det}^{-1}$
 - z = Ketinggian, m
 - g = Percepatan gravitasi, $9,81 \text{ m} \cdot \text{det}^{-2}$
 - q = Laju aliran energi dalam bentuk kalor, W
 - W = Laju aliran energi dalam bentuk kerja, $\text{J} \cdot \text{det}^{-1}$
 - E = Energi dalam sistem, J

2.7 Mesin Pendingin

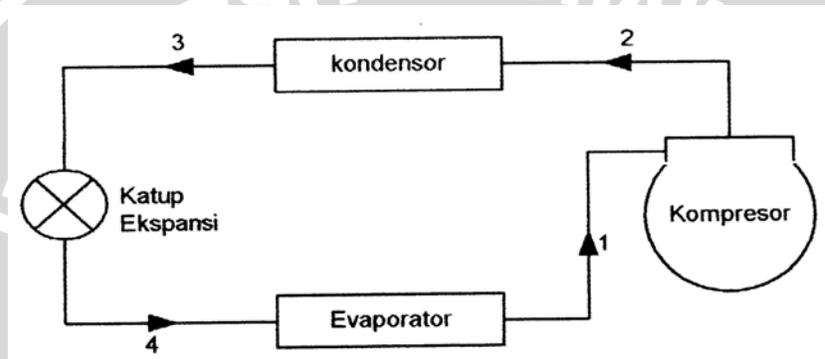
Menurut cara kerjanya mesin pendingin dapat dibedakan menjadi 2, yaitu:

1. Mesin pendingin dengan siklus kompresi uap
2. Mesin pendingin dengan siklus absorpsi

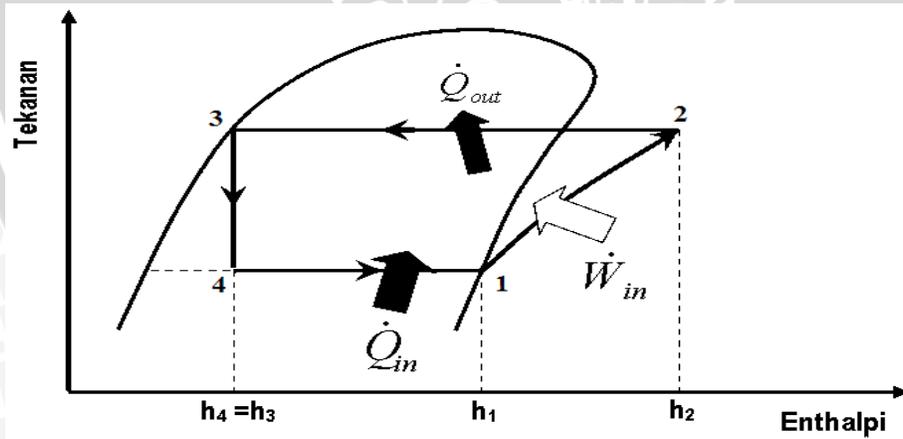
2.7.1 Mesin Pendingin dengan Siklus Kompresi Uap

Mesin pendingin dengan siklus kompresi uap merupakan mesin yang banyak dipakai untuk aplikasi mesin pendingin bahan makanan, sistem pengatur kondisi udara,

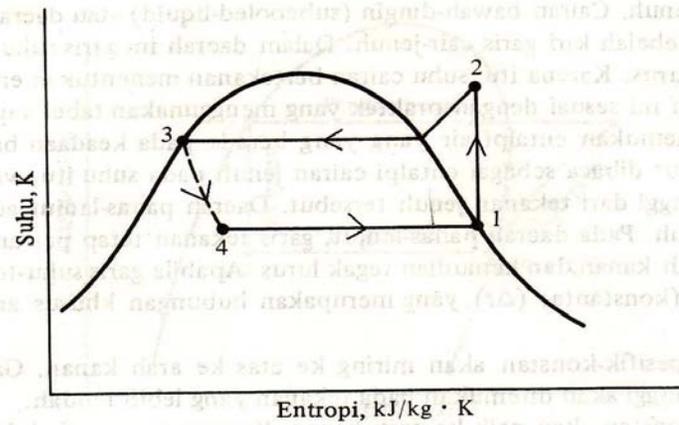
pabrik pembuat es batu dan pada bidang proses produksi. Pada mesin ini terjadi proses dimana uap dikompresikan kemudian dikondensasikan menjadi cair dalam satu siklus. Kemudian cairan yang terbentuk tadi diturunkan tekanannya hingga mencapai tekanan dibawah tekanan uapnya sehingga terjadi penguapan kembali dan terbentuk uap dalam satu siklus tadi. Siklus ini disebut siklus yang dioperasikan dengan kerja karena kenaikan tekanan refrigerasi dilakukan kompresor yang memerlukan kerja dari luar. Gambar 2.3 memperlihatkan komponen utama dan diagram aliran siklus kompresi uap. Diagram T-s dan p-h dari siklus kompresi uap masing-masing ditunjukkan pada gambar 2.4 dan gambar 2.5. Siklus ini memiliki komponen-komponen utama yaitu kompresor, kondensor, katup ekspansi dan evaporator.



Gambar 2.3 Diagram skematik komponen mesin pendingin siklus kompresi uap
 Sumber : Stoecker ; 1987: 187



Gambar 2.4 Diagram tekanan-entalphi (P-h diagram) daur kompresi uap
 Sumber : Stoecker ; 1996 : 187



Gambar 2.5 Diagram T-s siklus kompresi uap
 Sumber : Stoecker ; 1987: 185

Keterangan :

- Proses 1-2 : adalah merupakan kompresi adiabatik dan reversibel dari uap jenuh menuju tekanan kondensor. Daya kompresor adalah kerja kompresor per satuan waktu. Apabila perubahan energi kinetik dan energi potensial diabaikan, maka daya kompresor adalah :

$$W_{in} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad \dots \dots \text{(Stoecker, 1996:186)} \quad (2-8)$$

- Proses 2-3 adalah proses pelepasan kalor reversibel pada tekanan konstan, menyebabkan penurunan uap panas lanjut (*desuperheating*) dan pengembunan refrigeran. Kapasitas laju aliran kalor kondensasi (kapasitas pemanasan) adalah kemampuan mesin pendingin untuk melepaskan kalor persatuan waktu, besarnya adalah:

$$Q_{out} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad \dots \dots \text{(Stoecker, 1996:186)} \quad (2-9)$$

- Proses 3-4 ialah proses ekspansi tidak reversibel pada entalpi konstan, dari cairan jenuh menuju tekanan evaporator. Proses trotel (*throttling process*) pada sistem pendingin terjadi di dalam pipa kapiler atau katup ekspansi. Proses di sini berlangsung pada proses isoenthalpi, sehingga

$$h_4 = h_3 \quad \dots \dots \text{(Stoecker, 1996:186)} \quad (2-10)$$

- Proses 4-1 merupakan penambahan kalor reversibel pada tekanan tetap, yang menyebabkan penguapan menuju uap jenuh. Kapasitas laju aliran kalor

evaporasi (kapasitas pendinginan) yaitu kemampuan mesin pendingin untuk menyerap kalor per satuan waktu, dirumuskan :

$$Q_{in} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_1 - h_4) \quad \dots \dots \text{(Stoecker, 1996:186)} \quad (2-11)$$

Istilah prestasi di dalam siklus refrigerasi disebut dengan *koefisien prestasi* atau COP yang didefinisikan sebagai :

$$COP = \frac{Q_{in}}{W_{in}} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_1 - h_4)}{\dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1)} \quad \dots \dots \text{(Stoecker, 1996:178)} \quad (2-12)$$

Dengan :

h_1 = entalpi keluar evaporator, (kJ.kg⁻¹)

h_2 = entalpi masuk kondensor, (kJ.kg⁻¹)

h_3 = entalpi keluar kondensor, (kJ.kg⁻¹)

h_4 = entalpi masuk evaporator, (kJ.kg⁻¹)

\dot{m}_{ref} = laju aliran massa refrigeran, (kg.s⁻¹)

❖ Proses termodinamika pada siklus kompresi uap.

Pada siklus kompresi uap refrigeran meninggalkan evaporator pada titik-1 dengan tekanan rendah, temperatur rendah dan fase uap jenuh kering (*saturated vapour*), lalu masuk ke dalam kompresor dimana uap jenuh kering refrigeran tersebut di kompresikan secara adiabatik reversible (isentropik) sehingga mencapai keadaan pada titik-2 yaitu uap panas lanjut. Dari titik-2 refrigeran meninggalkan kompresor dengan tekanan dan temperatur tinggi pada fase uap panas lanjut (*superheated vapour*), kemudian masuk ke dalam kondensor dimana refrigeran tersebut mengalami *desuperheating* lalu dikondensasikan pada tekanan konstan (isobarik) sehingga mencapai keadaan pada titik-3 yaitu dalam keadaan cair. Pada titik-3, refrigeran meninggalkan kondensor dengan tekanan dan temperatur dalam fase cair, kemudian masuk kedalam ketup ekspansi dimana refrigeran tersebut mengalami ekspansi secara adiabatik irreversible (isoentalpi) sehingga mencapai titik-4 yaitu dalam keadaan *saturated*. Pada titik-4, refrigeran meninggalkan katub ekspansi pada tekanan rendah, temperatur rendah dan dalam fase cair jenuh lalu masuk kedalam evaporator dalam keadaan *saturated*, dimana refrigeran tersebut mengalami proses penguapan pada tekanan konstan (isobarik) sehingga mencapai keadaan titik-1.

Perubahan-perubahan yang terjadi pada setiap proses, yaitu:

- a. Pada kompresor (1 – 2)
 - Tekanan, temperatur, dan entalpi naik, entropi konstan
 - Perubahan fase dari uap jenuh kering menjadi uap panas lanjut
 - Diperlukan kerja dari luar untuk melakukan kompresi.
- b. Pada kondensor (2 – 3)
 - Tekanan konstan, entropi dan entalpi turun
 - Terjadi perubahan fase dari uap panas lanjut menjadi cair jenuh
 - Ada kalor yang dilepaskan ke media pendingin.
- c. Pada katup ekspansi (3 – 4)
 - Entalpi konstan, tekanan dan temperatur turun, entropi naik
 - Terjadi perubahan fase dari cair jenuh menjadi uap basah
- d. Pada evaporator (4 – 1)
 - Tekanan konstan, entropi dan entalpi naik
 - Terjadi perubahan fase dari uap basah menjadi uap jenuh kering.
 - Ada kalor yang diserap untuk menghasilkan pendinginan.

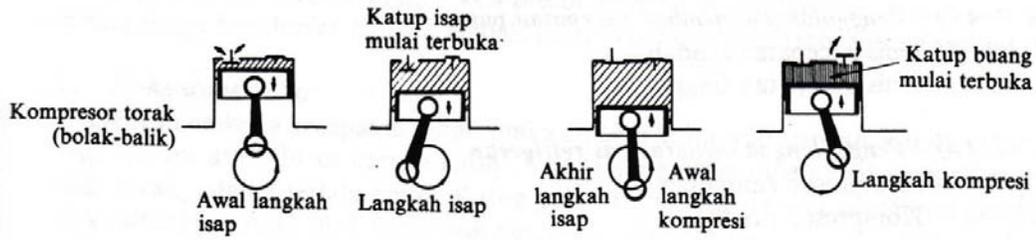
Komponen-komponen mesin refrigerasi siklus kompresi uap antara lain:

1. Kompresor

Kompresor berguna untuk mengubah uap tekanan rendah dari evaporator menjadi uap tekanan tinggi pada kondensor dengan sistem kompresi. Untuk menggerakkan kompresor dipakai tenaga motor dari mobil itu sendiri atau memakai motor penggerak tersendiri. Berikut ini adalah macam-macam kompresor yang umumnya digunakan pada AC mobil:

1. Kompresor torak (*reciprocating*)

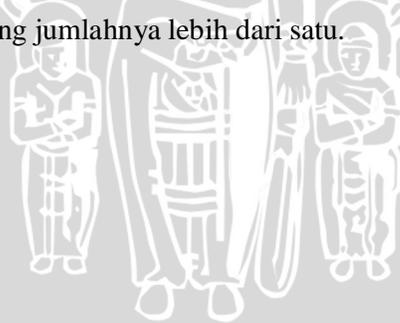
Mekanisme kompresor *reciprocating* yang ditunjukkan pada gambar 2.6, yaitu pada saat belangsung langkah hisap, refrigeran yang bertekanan rendah ditarik masuk melalui katup hisap yang terbuka. Setelah sampai akhir langkah hisap atau awal langkah kompresi, katup hisap dan buang tertutup. Semua katup tetap tertutup juga pada saat langkah kompresi. Sebelum piston sampai titik mati atas, katup buang mulai terbuka dan gas refrigeran keluar dengan tekanan dan temperatur yang tinggi. Kemudian katup buang tertutup dan kembali lagi pada awal langkah hisap.

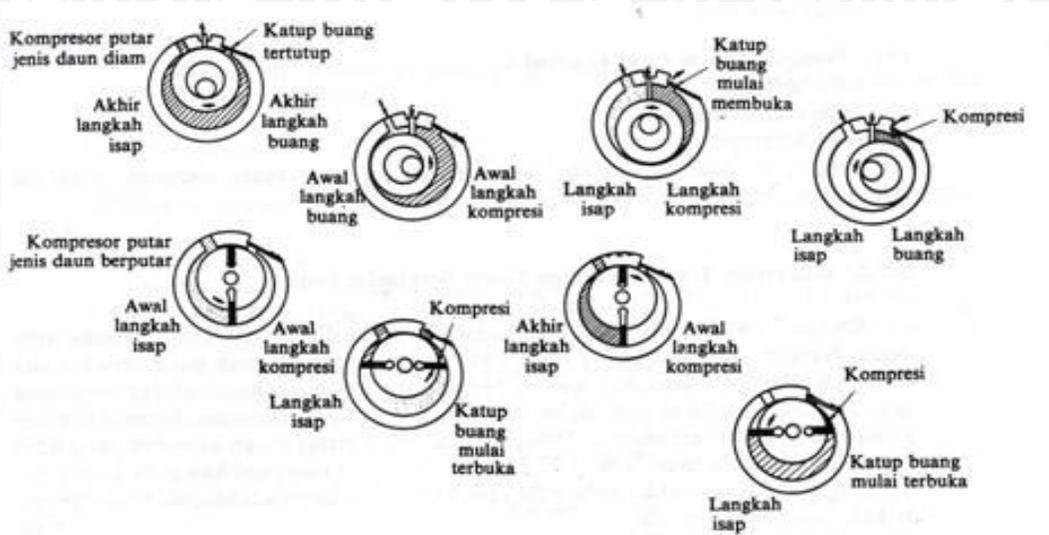


Gambar 2.6 Mekanisme kompresor *reciprocating*
 Sumber : Arismunandar ; 2002 : 127

2. Kompresor putar

Kompresor putar terbagi menjadi 2 jenis diantaranya kompresor putar jenis sudu diam dan kompresor putar jenis sudu berputar. Mekanisme kompresor putar dapat dilihat pada gambar 2.7. Pada jenis kompresor putar sudu diam, refrigeran masuk melalui rongga hisap sampai volume ruangan terisi penuh, kemudian rotor berputar menekan refrigeran, karena volume ruangan mengecil maka refrigeran mengalami proses kompresi dan dikeluarkan melalui rongga buang. Langkah hisap dan langkah buang terjadi secara bersamaan dengan dipisahkan oleh pelat pemisah yang diberi pegas. Pada jenis kompresor putar sudu berputar, proses kompresi sama dengan jenis kompresor putar sudu diam hanya saja yang menekan refrigerant dan pelat pemisah langkah hisap langkah buang adalah sudu yang jumlahnya lebih dari satu.





Gambar 2.7 Kompresor putar
 Sumber : Arismunandar ; 2002 : 127

Keuntungan kompresor putar :

- Karena setiap putaran menghasilkan langkah – langkah hisap dan tekan secara bersamaan, maka momen putar lebih merata akibatnya getaran/kejutan lebih kecil.
- Ukuran dimensinya dapat dibuat lebih kecil & menghemat tempat.

Kerugian kompresor putar :

- Sampai saat ini hanya dipakai untuk sistem AC yang kecil saja sebab pada volume yang besar, rumah dan rotornya harus besar pula dan kipas pada rotor tidak cukup kuat menahan gesekan.

Efisiensi kompresor dapat didefinisikan sebagai perbandingan antara *Hydraulic Horse Power* dengan *Brake Horse Power*. Dalam pengertian ini ungkapan matematiknyalah:

$$\eta = \frac{HHP}{BHP} \times 100 \% \quad \dots \dots \text{(White, 1998:671)} \quad (2-13)$$

$$\eta = \frac{\gamma \times Q \times H}{T \times \frac{2\pi n}{60}} \times 100 \% \quad \dots \dots \text{(White, 1998:671)} \quad (2-14)$$

Oleh karena $\gamma \times Q = \dot{G}$ dan $H = \frac{P}{\gamma}$, maka persamaan diatas menjadi:

$$\eta = \frac{\dot{G} \times \frac{P}{\gamma}}{T \times \frac{2 \pi n}{60}} \times 100 \% \quad \dots \dots \text{(White, 1998:671)} \quad (2-15)$$

15)
Dengan:

\dot{G} = Laju berat fluida persatuan waktu (kg/s)

P = Tekanan Fluida (kg/m²)

T = Torsi (kg m)

n = Putaran (rpm)

γ = Berat jenis fluida (kg/ m³)

Efisiensi kompresi pada umumnya mengalami penurunan dari keadaan idealnya hal ini dikarenakan adanya gesekan pada permukaan yang bersentuhan dengan bagian-bagian yang bergerak dan penurunan tekanan melalui katup-katupnya.

Kerja kompresi dari kompresor mesin pendingin adalah kerja yang dilakukan kompresor untuk meningkatkan refrigeran dari tekanan evaporator (p_1) menuju tekanan kondensor (p_2), besarnya mempunyai selisih entalpi antara sisi keluar kompresor (h_2) dan entalpi sisi masuknya (h_1). Hal tersebut dapat dilihat pada persamaan berikut :

$$h_1 + q = h_2 + w \quad \dots \dots \text{(Stoecker, 1996 : 186)} \quad (2-16)$$

Karena proses berjalan secara adiabatik maka q bernilai nol sehingga persamaan menjadi :

$$w = (h_1 - h_2) \text{ (kJ.kg}^{-1}\text{)} \quad \dots \dots \text{(Stoecker, 1996 : 186)} \quad (2-17)$$

dengan:

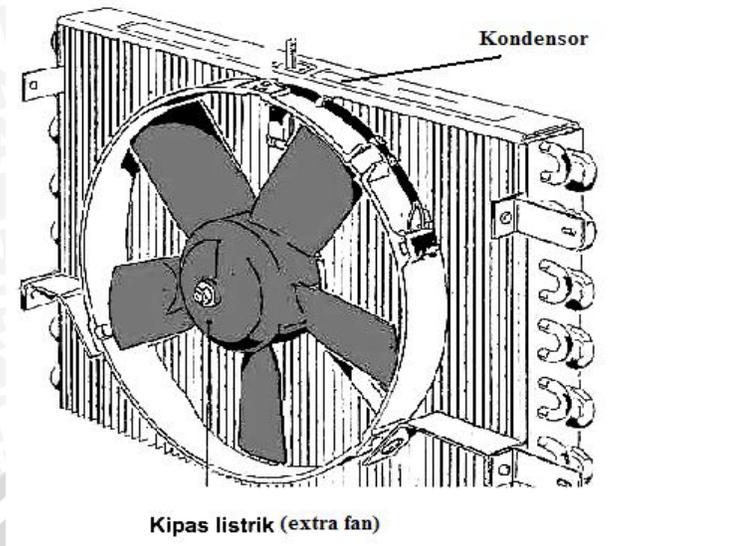
h_1 = entalpi refrigeran pada daerah saturasi uap, (kJ.kg⁻¹)

h_2 = entalpi refrigrasi pada daerah uap panas lanjut, (kJ.kg⁻¹)

2. Kondensor

Kondensor merupakan alat penukar kalor atau *heat exchanger* yang digunakan untuk melepaskan kalor yang di kandung refrigeran yang berperan sebagai *effected fluids* ke media pendingin berupa udara atau air yang berperan sebagai *effecting fluids*.

Komponen kondesor ditunjukkan pada gambar 2.8.



Gambar 2.8 Kondensor dan Kipas listrik
 Sumber : Daryanto ; 2006 : 34

Untuk meningkatkan jumlah kalor yang dilepas maka dilakukan bantuan hembusan udara dengan menggunakan kipas atau blower. Dalam kondensor dibutuhkan pelepasan kalor untuk mencairkan refrigeran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi setelah keluar dari kompresor. Jumlah kalor yang dilepaskan oleh uap refrigeran kepada hembusan udara di dalam kondensor, sama dengan perkalian antara selisih entalpi refrigeran sisi masuk dan pada sisi keluar kondensor dengan laju aliran massanya. Pelepasan kalor dalam (KJ/kg) adalah perpindahan kalor dari refrigeran pada proses 2-3, sesuai persamaan berikut :

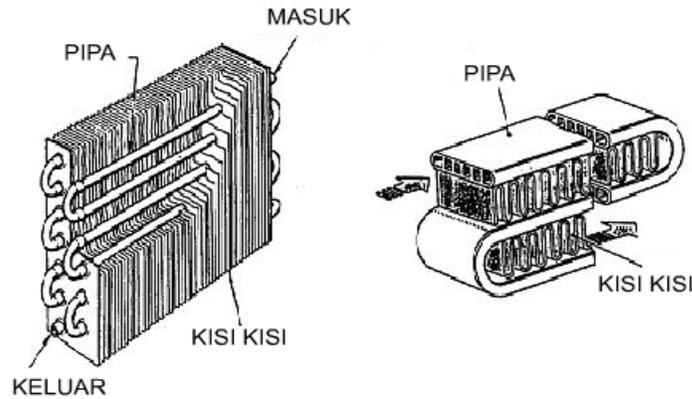
$$h_3 + q = h_2 + w \dots \dots \dots (\text{Stoecker, 1996 : 186}) \quad (2-18)$$

Karena tidak dilakukan kerja maka :

$$q_{cond} = h_2 - h_3 \dots \dots \dots (\text{Stoecker, 1996 : 187}) \quad (2-19)$$

Dengan :

- q_{cond} = pelepasan kalor terjadi dari kondensor (kJ.kg⁻¹)
- h_3 = entalpi refrigeran pada daerah saturasi cair (kJ.kg⁻¹)
- h_2 = entalpi refrigeran pada daerah uap panas lanjut (kJ.kg⁻¹)



Gambar 2.9 Kontruksi kondensor
Sumber : www.acmobilindonesia.com

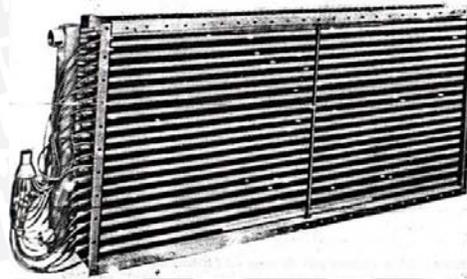
Konstruksi

Pipa – pipa kondensor ada yang dibuat bulat dan ada juga seperti gambar 2.9 (dengan banyak lubang aliran zat pendingin) pipa itu dilengkungkan secara paralel dari awal sampai keluarnya zat pendingin menuju saringan.

Untuk memperluas permukaan pendingin diantara pipa yang dilengkungkan itu diberi sirip-sirip pendingin supaya pendinginan lebih sempurna (panas diserap oleh sirip pendingin). Sehingga kondensasi dan perubahan bentuk zat pendinginan dari gas menjadi cair akan berlangsung secara efektif.

3. Evaporator

Evaporator merupakan komponen yang berfungsi menguapkan bahan pendingin atau refrigeran dimana terjadi penyerapan panas dari media yang dikondisikan. Komponen evaporator ditunjukkan pada gambar 2.10. Pada evaporator biasanya digunakan sirip-sirip untuk memudahkan terjadinya perpindahan panas dari udara luar (media yang dikondisikan) ke refrigeran, sehingga refrigeran akan berubah fase menjadi uap. Bentuk dan konstruksi evaporator tidak berbeda dari kondensor, tapi fungsi keduanya berlainan.



Gambar 2.10 Evaporator
Sumber : Stocker ; 1992 : 238

Pada kondensor panas refrigeran harus dikeluarkan, agar terjadi perubahan bentuk refrigeran dari gas ke cair. Prinsip ini berlaku sebaliknya pada evaporator, zat refrigeran dari kondensor harus diubah kembali menjadi gas dalam evaporator, dengan demikian evaporator harus menyerap panas, agar penyerapan panas ini dapat berlangsung dengan sempurna, pipa – pipa evaporator juga diperluas permukaannya dengan memberi sirip-sirip dan kipas listrik (blower), supaya udara dingin juga dapat dihembus ke dalam ruangan.

Pada rumah evaporator bagian bawah dibuat saluran/pipa untuk keluarnya air yang mengumpul disekitar evaporator akibat udara yang lembab. Air ini juga akan membersihkan kotoran – kotoran yang menempel pada sirip-sirip evaporator, karena kotoran itu akan turun bersama air.

Pada evaporator besar nilai kalor yang diserap oleh refrigeran merupakan selisih entalpi refrigeran sisi keluar evaporator dan sisi masuk evaporator. Hal tersebut dapat dilihat pada persamaan aliran energi yang mantap, dimana energi kinetik, energi potensial, dan kerja diabaikan sehingga tampak sebagai berikut:

$$q_e = h_1 - h_4 \quad \dots \dots \text{(Stoecker, 1996 : 187)} \quad (2-20)$$

Dengan :

- q_e = penyerapan kalor oleh refrigeran dalam evaporator (kJ.kg^{-1})
- h_1 = entalpi refrigeran pada daerah saturasi uap (kJ.kg^{-1})
- h_4 = entalpi refrigeran pada daerah campuran (kJ.kg^{-1})

Kapasitas pendinginan didefinisikan banyaknya kalor yang diserap tiap detik pada evaporator untuk menghasilkan pendinginan. Nilai kapasitas pendinginan ini adalah perkalian antara efek refrigerasi dengan laju aliran massa refrigeran.

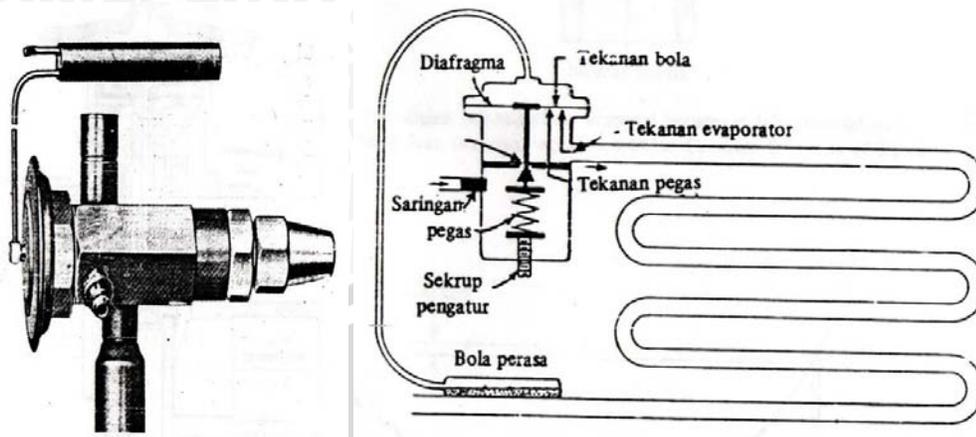
4. Katup ekspansi

Alat ini memiliki kegunaan menurunkan tekanan refrigeran cair dan mengatur aliran refrigeran ke evaporator. Tekanan refrigeran yang berbentuk cair dari kondensor, harus diturunkan supaya refrigeran menguap, dengan demikian penyerapan panas dan perubahan bentuk refrigeran dari cair menjadi gas akan berlangsung dengan sempurna sebelum keluar evaporator. Untuk itulah pada saluran masuk evaporator dipasang katup ekspansi. Bekerjanya katup ekspansi diatur sedemikian rupa agar membuka dan menutupnya katup sesuai dengan temperatur evaporatur atau tekanan di dalam sistem.

Macam – macam konstruksi dan cara kerja katup ekspansi :

1. Katup ekspansi termostatik (katup ekspansi berkendali *superheat*).

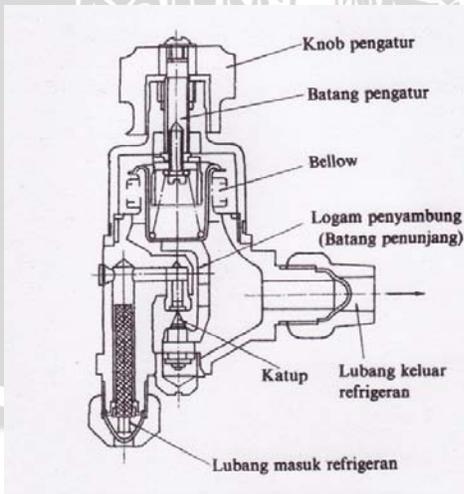
Prinsip kerja dari jenis ini yaitu keadaan panas–lanjut refrigeran yang dikompresikan menggerakkan katup ekspansi termostatik sebagai berikut: sebuah bola yang ditunjukkan gambar 2.11 adalah sensor diisi dengan cairan yang tidak sama dengan yang digunakan di dalam sistem. Fluida di dalam sensor bola disebut *power fluid*. Sensor bola ini ditempelkan pada saluran keluar evaporator sehingga suhu *power fluid* didalam sensor dipengaruhi oleh suhu panas–lanjut refrigeran yang keluar dari evaporator tersebut. Ketika suhu keluar evaporator meningkat maka suhu *power fluid* pada sensor akan meningkat pula sehingga tekanan *power fluid* akan meningkat dan karena tekanan meningkat maka *power fluid* akan memberikan gaya dorong pada diafragma yang arahnya berlawanan dengan gaya pegas. Pegas pada tangkai katup memberikan sedikit gaya keatas agar katup tetap tertutup hingga terbentuk tekanan yang lebih tinggi dari atas diafragma, agar dapat melawan gaya pegas tersebut. Agar gaya yang diberikan *power fluid* lebih besar dari gaya pegas, maka *power fluid* harus bersuhu lebih tinggi dari suhu jenuh didalam evaporator agar dihasilkan tekanan yang tinggi untuk menghasilkan gaya dorong. Oleh karena itu katup akan membuka dan refrigeran masuk katup ekspansi dan menuju evaporator.



Gambar 2.11 Katup ekspansi termostatik
 Sumber : Stoecker ; 1987: 256

2. Katup ekspansi tekanan konstan.

Katup ekspansi tekanan konstan adalah katup ekspansi dimana katup digerakan oleh tekanan didalam evaporator, untuk mempertahankan supaya tekanan didalam evaporator konstan. Pada jenis katup ini, diafragma dan katup jarum dihubungkan oleh batang penunjang seperti terlihat pada gambar 2.12. bagian bawah dari diafragma berhubungan dengan lubang keluar sehingga menerima tekanan evaporator. Sebuah pegas dipasang pada bagian atas dari diafragma. Gaya pegas dapat diatur dengan memutar knob pengatur. Pipa cairan refrigeran dihubungkan dengan katup ekspansi pada bagian lubang masuk dari katup ekspansi.



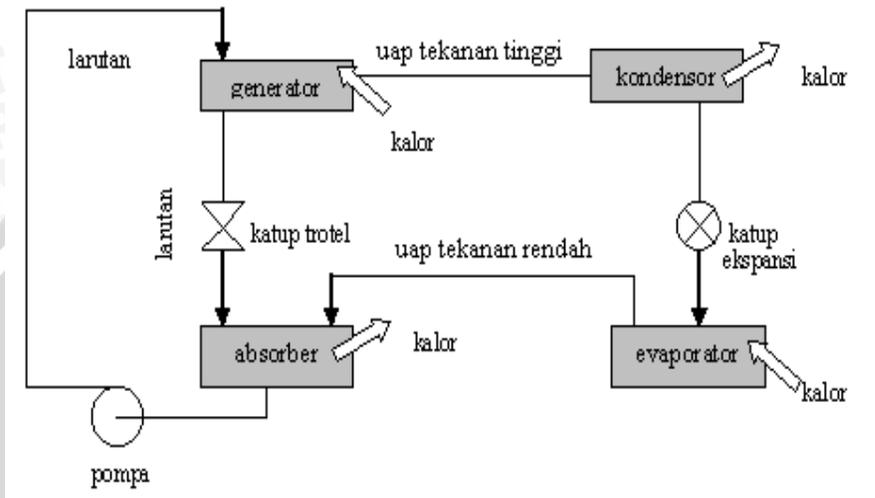
Gambar 2.12 Katup ekspansi tekanan konstan
 Sumber : Arismunandar ; 1986:169

Cara kerja katup ekspansi ini adalah sebagai berikut: pada waktu mesin refrigerasi distart, katup dalam keadaan tertutup karena tekanan didalam evaporator lebih besar dari pada tekanan pegas yang ditetapkan. Setelah mesin refrigerasi bekerja, uap refrigeran yang ada didalam evaporator terisap masuk kedalam kompresor, sehingga tekanan didalam evaporator lambat laun berkurang. Katup masih tertutup sampai tekanan sama dengan pegas. Selanjutnya, apabila tekanan evaporator lebih rendah dari pada tekanan pegas, tekanan pada bagian bawah diafragma menjadi lebih rendah dari pada pegas, sehingga pegas akan menekan ke bawah dan katup jarum akan membuka lubang salurannya. Apabila penguapan refrigeran didalam evaporator sudah terjadi dengan baik, maka pembukaan katup kira-kira konstan sesuai dengan tekanan penguapan yang ditetapkan. Jika evaporator tekanan naik, maka katup akan menutup sedikit untuk mengurangi jumlah aliran refrigeran masuk kedalam evaporator. Apabila tekanan evaporator turun, katup akan membuka sedikit, sehingga memperbesar jumlah aliran refrigeran masuk kedalam evaporator. Apabila mesin refrigerasi berhenti bekerja, tekanan evaporator akan naik, maka katup akan menutup sempurna.

2.7.2 Mesin pendingin dengan siklus absorpsi

Prinsip kerja mesin pendingin dengan siklus pendingin absorpsi adalah menyerap kalor pada temperatur rendah untuk menghasilkan pendinginan dengan bantuan efek luar berupa kalor. Pada mesin ini menggunakan dua instalasi yaitu instalasi penggerak (generator, *throttle valve*, absorber dan pompa) dan instalasi refrigerasi (kondensor, alat ekspansi, dan evaporator). Mesin ini menggunakan dua fluida yaitu refrigeran dan larutan penggerak. Dalam gambar 2.13 ditunjukkan siklus dasar absorpsi. Uap tekanan rendah dari evaporator diserap oleh larutan cairan (*liquid solution*) dalam absorber. Jika proses absorpsi ini dilakukan secara adiabatik, suhu larutan naik dan akhirnya absorpsi uap akan berhenti. Untuk mengekalkan proses absorpsi, absorber didinginkan oleh udara atau air yang kemudian melepaskan kalor ini ke udara bebas. Pompa menerima zat cair tekanan rendah dari absorber, menaikkan tekanan zat cair, dan mengirimkan zat cair ke generator. Dalam generator, kalor dari suatu sumber suhu-tinggi mendorong lepas uap yang telah diserap oleh larutan. Larutan cairan dikembalikan ke absorber melalui katup trolol yang maksudnya adalah untuk memberikan penurunan tekanan guna menjaga beda tekanan antara generator dan absorber.

Pola aliran kalor ke dan dari empat komponen penukar kalor pada siklus absorpsi yaitu kalor suhu tinggi masuk ke generator sedangkan kalor suhu rendah dari bahan yang hendak didinginkan masuk ke dalam evaporator. Pelepasan kalor dari siklus terjadi pada absorber dan kondensor pada suhu-suhu tertentu sehingga kalor dapat dibuang ke atmosfer.

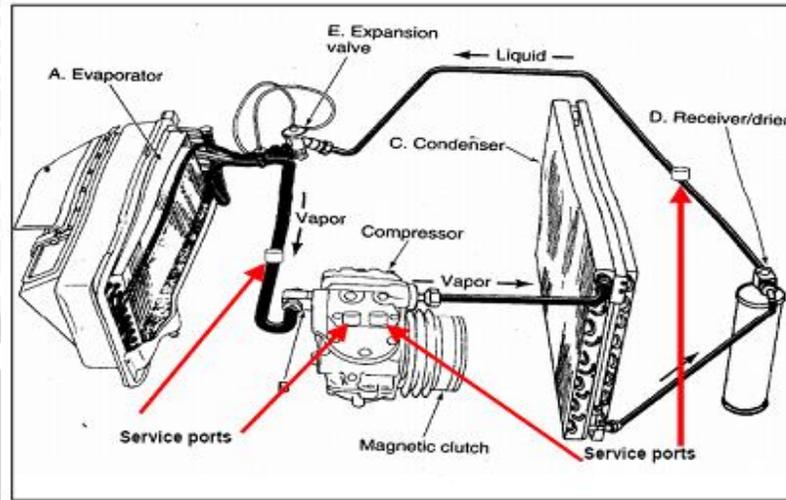


Gambar 2.13 Diagram skematik komponen mesin pendingin siklus absorpsi
Sumber: Stoecker ; 1987: 309

2.8 Sistem Operasi AC Mobil

Sistem operasi AC mobil seperti yang ditunjukkan gambar 2.14 adalah gas refrigeran yang menuju kompresor berasal dari evaporator. Kemudian dikompresikan oleh kompresor menuju kondensor dalam kondisi tekanan tinggi. Gas bertekanan tinggi ini juga memiliki temperatur yang tinggi sebagaimana hasil dari gas yang dikompresikan. Ketika gas ini melewati kondensor pada tekanan dan bertemperatur tinggi, gas bertekanan dan bertemperatur tinggi ini membuang panasnya ke udara luar. Pendinginan gas uap refrigeran menyebabkan refrigeran fasa gas akan mengembun menjadi fasa cair. Sedangkan refrigeran cair yang terbentuk masih dalam tekanan tinggi mengalir melewati bagian bawah kondensor menuju *dehidrator* yang berfungsi menyaring partikel dan uap air yang ikut dalam refrigeran dan untuk selanjutnya refrigeran mengalir menuju katup ekspansi termostatik. Katup ini mengekspansikan cairan refrigeran bertekanan tinggi menuju evaporator selama tekanan pada evaporator relatif rendah, refrigeran segera mulai mendidih. Selama refrigeran melewati evaporator, refrigeran ini akan terus mendidih dan hal ini menyebabkan terjadinya

penyerapan panas dari permukaan pipa-pipa evaporator. Hal ini terjadi karena aliran udara yang melewati evaporator masih lebih panas relatif bila dibandingkan dengan temperatur dari evaporator itu sendiri.



Gambar 2.14 Instalasi AC mobil
Sumber : Daryanto ; 2006 : 40

2.9 Refrigeran

Refrigeran adalah fluida kerja dari mesin pendingin yang disirkulasikan untuk memindahkan panas dari media yang didinginkan kepada media penyerap panas. Untuk mesin pendingin siklus kompresi uap, refrigeran menyerap panas didalam evaporator pada temperatur dan tekanan rendah serta melepaskan panas pada kondensor pada tekanan dan temperatur tinggi.

Untuk setiap mesin pendingin, refrigeran yang digunakan berbeda-beda tergantung penggunaannya (kapasitas refrigerasi) ataupun jenis kompresornya. Kadang-kadang satu tipe refrigeran cocok untuk digunakan beberapa penggunaan.

- *Domestic refrigerator* : R-12, R-22
- *Domestic food freezer* : R-12, R-22, R-502
- *Automobile air conditioning* : R-12, R-134
- *Home air conditioning* : R-22, R-500
- *Ship board air conditioning* : R-11, R-12, R-22
- *Frozen food delivery service* : R-22
- *Industrial process* : R-11
- *Public building air conditioning*

- Kapasitas rendah : R-12, R-22
- Kapasitas medium : R-11, R-12, R-22
- Kapasitas tinggi : R-11, R-12

Pemilihan jenis refrigeran yang digunakan pada mesin pendingin sudah ditentukan oleh pabrik dengan beberapa pertimbangan. Selain pertimbangan mengenai penggunaan atau kapasitas refrigerasi seperti yang telah dijelaskan diatas, juga harus dipertimbangkan jenis kompresor yang dipakai.

2.9.1 Klasifikasi refrigeran

Secara umum refrigeran dibedakan menjadi dua, yaitu:

1. Refrigeran primer

Merupakan fluida kerja yang utama, yaitu media pemindah panas yang disirkulasikan secara langsung melalui komponen-komponen utama mesin pendingin.

2. Refrigeran sekunder

Merupakan fluida kerja perantara, yaitu media pemindah panas dari refrigeran primer ke media lain atau lingkungan. Refrigeran sekunder yang umum digunakan adalah air dan *brine* (larutan garam).

Sedangkan refrigeran primer yang biasa digunakan dapat digolongkan menjadi:

a. Refrigeran halokarbon

Refrigeran halokarbon adalah refrigeran yang termasuk dalam kelompok yang mempunyai satu atau lebih dari salah satu atom halogen, yaitu: klorin, flourin, dan bromin. Beberapa contoh refrigeran halokarbon ditunjukkan pada tabel 2.1. Sistem penomoran dalam kelompok halokarbon mengikuti pola berikut:

- Angka pertama dari kanan adalah jumlah atom flourin dalam ikatan.
- Angka kedua dari kanan adalah jumlah atom hidrogen dikurangi angka satu.
- Angka ketiga dari kanan adalah jumlah atom karbon ditambah satu, bila angka ketiga berharga nol diperbolehkan.

Tabel 2.1 Beberapa refrigeran halokarbon

Ketentuan penomeran	Nama kimia	Rumus kimia
11	Trikloromonofluorometana	CCl_3F
12	Diklorodifluorometana	CCl_2F_2
13	Monoklorotrifluorometana	CClF_3
22	Monoklorodifluorometana	CHClF_2
40	Metil klorida	CH_3Cl
113	Triklorotrifluoroetana	$\text{CCl}_2\text{FCClF}_2$
114	Diklorotetrafluoroetana	$\text{CClF}_2\text{CClF}_2$

Sumber: Stoecker (1987: 279)

Refrigeran halokarbon ini dalam perdagangan biasa disebut dengan nama freon, genetron, isotron dan lain-lain yang merupakan merk dari perusahaan yang membuatnya.

Refrigeran R-134a (CH_2FCF_3)

R-134a tergolong dalam *Hydrogenatedfluorocarbons* (HFCs). Refrigeran ini merupakan salah satu alternatif memiliki beberapa properti yang baik, tidak beracun, tidak mudah terbakar dan relatif stabil R-134a juga memiliki kelemahan di antaranya, tidak bisa dijadikan pengganti R-12 secara langsung tanpa melakukan modifikasi sistem refrigerasi (*drop in substitute*), relatif mahal, dan masih memiliki potensi sebagai zat yang dapat menyebabkan efek pemanasan global karena memiliki *Global Warming Potential* (GWP) yang signifikan. Selain itu R-134a sangat bergantung kepada pelumas sintetik yang sering menyebabkan masalah dengan sifatnya yang higroskopis.

Refrigeran R-12 (CCl_2F_2)

Diklorodiflorometana (R-12) mempunyai rumus kimia CCl_2F_2 , dikenal dengan nama freon 12. R-12 dapat mengembun di bawah tekanan atmosfer dan memiliki temperatur didih $-29,80^\circ\text{C}$ pada tekanan atmosfer. R-12 diklasifikasikan kedalam *Chlorinatedfluorocarbon* (CFC) karena refrigeran ini terdiri dari atom *chlorine*, *fluorine*, dan *carbon*. R-12 ini terutama digunakan untuk melayani refrigerasi rumah tangga dan di dalam pengkondisian udara kendaraan otomotif.

R-12 masih memiliki potensi sebagai zat yang dapat menyebabkan efek pemanasan global dengan nilai *Global Warming Potential* (GWP) sebesar $8500 \text{ kg CO}_2/\text{kg}$ refrigeran. R-12 termasuk pada senyawa halokarbon yang merupakan bahan sintesis, yaitu bahan yang dibuat oleh manusia atau tidak ditemukan di alam. R-12 mempunyai sifat tidak beracun dan tidak mudah terbakar.

- **Ozon Depletion**

Pada tahun 1970-an bahwa ikatan klorin dari ikatan halogen hidrokarbon yang dilepaskan ke lingkungan telah memusnahkan ozon di stratofer. Karena penurunan komposisi ozon pada stratosfer akan menyebabkan radiasi ultraviolet mencapai bumi dan dapat menimbulkan kanker. Walaupun penggunaan bahan-bahan halokarbon sebagai refrigeran merupakan salah satu manfaat sebagai keperluan refrigerasi yang merupakan penggunaan terbanyak tetapi diperlukan pengetatan prosedur untuk pencegahan lepasnya refrigerant tersebut ke atmosfer. Refrigeran 11 dan refrigeran 12 dengan tiga dan dua atom klorinnya masing-masing, mempunyai dampak yang lebih besar dari pada refrigeran 22 yang mempunyai satu atom klorin. Selama beberapa tahun yang akan datang, keadaan akan diamati dengan hati-hati, dan kebutuhan untuk melindungi alam lingkungan mungkin masih lebih membutuhkan kewaspadaan atau penggunaan jenis refrigerant yang baru.

b. Refrigeran anorganik

Senyawa anorganik banyak dipakai sebagai refrigeran sebelum ditemukannya refrigeran halokarbon. Berberapa contoh refrigeran anorganik ditunjukkan pada tabel 2.2. Namun sampai saat ini masih dipergunakan meskipun dalam jumlah yang terbatas bila dibandingkan dengan pemakaian jenis freon.

Sistem penomeran refrigeran dalam kelompok ini mengikuti pola:

- Angka pertama dari kiri merupakan kode dari senyawa anorganik yaitu angka 7.
- Dua angka terakhir dari kiri menyatakan berat molekulnya.

Tabel 2.2 Beberapa refrigeran anorganik

Ketentuan penomeran	Nama kimia	Rumus kimia
717	Amonia	NH ₃
718	Air	H ₂ O
729	Udara	
744	Karbon dioksida	CO ₂
764	Sulfur dioksida	SO ₂

Sumber: Stoecker (1987: 280)

c. Refrigeran hidrokarbon

Banyak senyawa hidrokarbon yang cocok digunakan sebagai refrigeran. Beberapa contoh refrigeran hidrokarbon ditunjukkan pada tabel 2.3. Pemakaian refrigeran hidrokarbon ini yang paling banyak adalah untuk industri perminyakan dan industri kimia. Sistem penomeran kelompok refrigeran ini mengikuti pola yang sama pada kelompok refrigeran halokarbon.

Tabel 2.3 Beberapa refrigeran hidrokarbon

Ketentuan penomeran	Nama kimia	Rumus kimia
50	Metana	CH ₄
170	Etana	C ₂ H ₆
290	Propana	C ₃ H ₈

Sumber: Stoecker (1987: 280)

d. Azeotrop

Azeotrop adalah campuran dari beberapa refrigeran yang tidak dapat dipisahkan secara destilasi dan memiliki sifat yang berbeda dengan senyawa pembentuknya. Azeotrop menguap dan mengembun sebagai senyawa tunggal. Azeotrop yang banyak dikenal adalah refrigeran 502, yang merupakan campuran 48,8 % R-22 dan 51,2 % R-115.

2.9.2 Dasar Pemilihan Refrigeran

Didalam menentukan refrigeran yang akan digunakan, maka harus dilakukan pertimbangan terhadap beberapa sifat refrigeran, yaitu:

1. Tekanan penguapan harus cukup tinggi

Sebaiknya refrigeran menguap pada tekanan sedikit lebih tinggi dari tekanan atmosfer. Dengan demikian dapat dicegah terjadinya kebocoran udara luar masuk sistem refrigeran karena kemungkinan adanya vakum pada sisi masuk kompresor (bagian tekanan rendah).

2. Tekanan pengembunan yang tidak terlampaui tinggi

Apabila tekanan pengembunannya rendah, maka perbandingan kompresinya menjadi lebih rendah sehingga penurunan prestasi kompresor dapat dihindarkan. Selain itu dengan tekanan kerja yang lebih rendah, mesin dapat bekerja lebih aman karena kemungkinan terjadinya kebocoran, ledakan, dan sebagainya menjadi lebih kecil.

3. Kalor laten penguapan harus tinggi
Refrigeran yang memiliki kalor laten penguapan yang tinggi lebih menguntungkan karena untuk kapasitas refrigerasi yang sama, jumlah refrigeran yang bersirkulasi menjadi lebih kecil.
Kalor laten penguapan adalah jumlah energi yang dibutuhkan untuk menguapkan satu kilogram cairan jenuh pada temperatur atau tekanan tertentu.
4. Konduktivitas termal yang tinggi
Konduktivitas termal sangat penting untuk menentukan karakteristik perpindahan panas refrigeran.
5. Viskositas yang rendah dalam fase cair maupun fase gas
Dengan turunnya tahanan aliran refrigeran dalam pipa, kerugian tekanannya akan berkurang.
6. Refrigeran hendaknya tidak bereaksi dengan material yang dipakai
7. Refrigeran tidak boleh beracun dan berbau merangsang
8. Refrigeran tidak boleh mudah terbakar dan meledak
9. Harganya tidak mahal dan mudah diperoleh

2.10 Kriteria Udara Nyaman dan Sehat

Tubuh manusia adalah suatu organisme yang dapat menyesuaikan secara menakjubkan. Dalam jangka waktu yang lama tubuh mampu berfungsi di dalam kondisi termal yang cukup ekstrim. Tetapi keanekaragaman suhu dan kelembaban udara luar seringkali berada pada keadaan yang di luar batas kemampuan adaptasi tubuh, karena itu diperlukan kondisi yang baik didalam rumah agar dapat dipertahankan lingkungan yang sehat dan nyaman.

Empat faktor lingkungan yang mempengaruhi kemampuan tubuh menyalurkan kalor adalah: suhu udara, suhu permukaan-permukaan yang ada di sekitar, kelembaban dan kecepatan udara. Udara hasil olahan instalasi AC harus memenuhi standard kenyamanan dan kesehatan. Menurut ketentuan *ASHRAE* (*American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*) persyaratan yaitu:

Standart kenyamanan dinyatakan:

- Suhu kerja 20⁰ hingga 26⁰
- Kelembaban relatif mencapai 50%

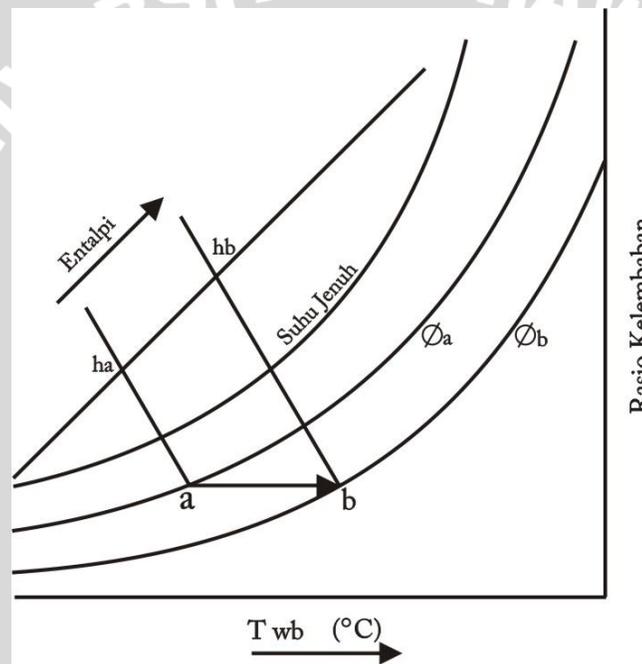
Standart kesehatan meliputi:

- Kandungan oksigen O₂ = 21% fraksi berat

- Bersih, tidak beracun, tidak berbau
- Kecepatan udara rata-rata hingga 0,25 m/s dan terdistribusi merata.

2.11 Preheater.

Suatu alat atau elemen pemanas yang digunakan pada alat pengatur kondisi udara yang berfungsi untuk menaikkan temperatur udara masuk sebelum evaporator sehingga kelembaban relatif sebelum evaporator menurun. Pada diagram psikrometri *preheater* digunakan pada proses *heating* seperti ditunjukkan pada gambar 2.16 dibawah ini.



Gambar 2.15 Proses *Heating*
 Sumber : Stoecker ; 1987: 48

Contoh *preheater* menggunakan listrik biasanya terbentuk dari kawat-kawat yang terbuat dari logam yang dapat menghantarkan panas. Panas yang dihasilkan oleh logam tersebut diperoleh dari besarnya daya listrik yang diberikan. Besarnya daya yang dihasilkan tergantung dari panjang kawat dari elemen tersebut.

Untuk *preheater* menggunakan listrik besarnya daya listrik yang dihasilkan mengikuti persamaan:

$$P = V I \dots \dots (Mismail, 1995 : 18) \quad (2-21)$$

Dengan : P = daya listrik (Watt)

V = Voltage (Volt)

I = Arus Listrik (Ampere)

Besarnya arus yang diberikan tergantung dari besarnya hambatan yang diberikan yaitu mengikuti persamaan :

$$I = \frac{V}{R} \dots\dots (Mismail, 1995 : 15) \quad (2-22)$$

Besarnya hambatan yang diberikan tergantung dari luas penampang penghantar/bahan yang diberikan yaitu mengikuti persamaan :

$$R = \rho \frac{l}{A} \dots\dots (Mismail, 1995 : 19) \quad (2-23)$$

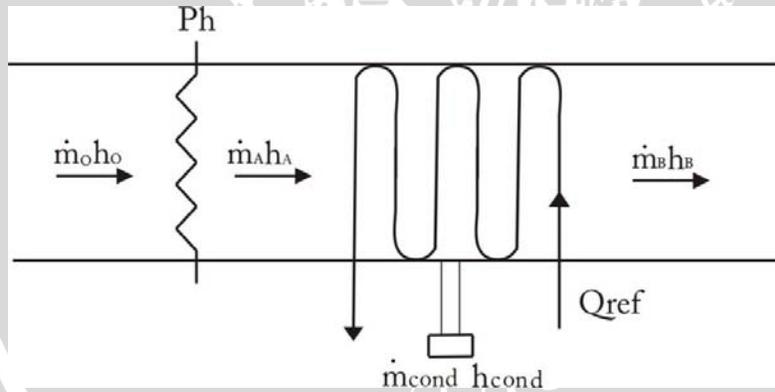
Dengan : R = Hambatan penghantar (ohm)

ρ = Hambatan jenis penghantar (ohm mm²)

l = Panjang penghantar (m)

A = Luas penampang penghantar (m²)

• Keseimbangan Energi Pada Duct



➤ Kekekalan massa

Sebelum masuk evaporator

$$\dot{m}_o = \dot{m}_A$$

Setelah keluar evaporator

$$\dot{m}_B = \dot{m}_A + \dot{m}_{cond}$$

➤ Kekekalan Energi

$$\dot{m}_o h_o + P_h = \dot{m}_B h_B + \dot{m}_{cond} h_{cond} + Q_{ref} + \Delta loss$$

$$\dot{m}_A h_A = \dot{m}_B h_B + \dot{m}_{\text{cond}} h_{\text{cond}} + Q_{\text{ref}} + \Delta \text{loss}$$

$$Q_{\text{ref}} = \dot{m}_A h_A - (\dot{m}_B h_B + \dot{m}_{\text{cond}} h_{\text{cond}} + \Delta \text{loss})$$

- Temperatur udara setelah melewati *preheater* :

$$Ph = \dot{m} C_p \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{Ph}{\dot{m} C_p}$$

$$\Delta T = T_{\text{akhir}} - T_{\text{awal}}$$

$$T_{\text{akhir}} = \Delta T + T_{\text{awal}}$$

Dengan : P_h = daya *preheater* (kW)

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

C_p = kalor spesifik udara (kJ/kg K)

T_{awal} = Temperatur udara sebelum melewati *preheater* (K)

T_{akhir} = Tempertur udara setelah melewati *preheater* (K)

2.12 Hipotesa

Dengan berubahnya daya *preheater* maka akan mempengaruhi beban pendinginan, untuk AC mobil dengan kecepatan kompresor yang berubah-ubah diikuti pula variasi daya kompresor sehingga COP tidak akan konstan.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Penelitian ini menggunakan metode eksperimental yaitu dengan melakukan pengamatan secara langsung untuk memperoleh data sebab akibat melalui eksperimen guna mendapatkan data empiris. Dalam hal ini obyek penelitian yang diamati adalah pengaruh variasi daya *preheater* terhadap unjuk kerja AC mobil. Penelitian ini dilaksanakan menggunakan instalasi AC stasioner yang ada di Laboratorium Mesin Fluida, Jurusan Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya. Kondisi instalasi AC stasioner bisa mewakili kondisi AC mobil sebenarnya dengan memvariasikan parameter kelembaban dan temperatur. Hal ini sesuai dengan kondisi AC mobil yang sebenarnya dimana parameter kelembaban dan temperturnya selalu berubah-ubah sesuai dengan tempat dimana mobil itu berada. Pada penelitian ini parameter temperatur udara diatur dengan menggunakan *preheater* yang dapat menyebabkan temperatur udara AC stasioner berubah-ubah. Dengan berubahnya parameter temperatur udara dari AC stasioner maka kondisi tersebut bisa mewakili kondisi kerja AC mobil yang sebenarnya.

3.2 Variabel Penelitian

Variabel-variabel yang digunakan dalam penelitian ini antara lain:

1. Variabel bebas (*independent variabel*) adalah variabel yang besarnya ditentukan oleh peneliti dan harganya diubah-ubah dengan metode tertentu untuk mendapatkan nilai variabel terikat dari obyek penelitian sehingga diperoleh hubungan antara keduanya. Variabel bebas dalam penelitian ini adalah variasi daya *preheater* variasi daya yang digunakan adalah 0,35 ; 0,7 ; dan 0,95 kW dan kecepatan putaran kompresor. Adapun kecepatan putaran kompresor yang digunakan adalah : 1700 ; 2250 ; 2800 ; 3350 ; 4500 (rpm).
2. Variabel terikat (*dependent variabel*) adalah variabel yang nilainya tergantung dari variabel bebas dan diketahui setelah penelitian dilakukan. Variabel terikat yang diamati dalam penelitian ini adalah koefisien prestasi (*COP*) AC mobil.
3. Variabel terkontrol (*controlled variabel*) adalah variabel yang nilainya ditentukan peneliti dan nilainya dikondisikan konstan. Dalam penelitian ini

4. variabel terkontrol yang digunakan adalah putaran blower yaitu 3050 rpm , suhu lingkungan 28° C, kelembaban lingkungan 68%.

3.3 Alat-alat yang digunakan :

- 1 set AC mobil merk Denso HFC-134a

- a. Kompresor AC mobil merk denso HFC-134a.

Kompresor digunakan untuk mengkompresikan refrigeran.

- b. Kondensor.

Kondensor berfungsi untuk melepas kalor refrigeran ke lingkungan.

- c. Katup Ekspansi.

Katup ekspansi digunakan untuk menurunkan tekanan dari kondensor hingga mencapai tekanan evaporator.

- d. Evaporator

Evaporator berfungsi untuk menyerap panas atau untuk proses evaporasi.

- e. Filter Dryer

Digunakan untuk menyaring kotoran halus agar tidak menyumbat katup ekspansi.

- f. Blower

Blower yang digunakan digerakkan oleh listrik dari aki.

- g. *Preheater*

Preheater digunakan untuk memanaskan udara sebelum masuk evaporator.

2. Ruang Penyekat

Agar waktu yang dibutuhkan untuk pendingin ruangan lebih cepat maka perlunya ruangan terbatas. Ruang dibuat dari triplek. Dimensi sebesar 31,7 cm x 9,3 cm.

3. Motor Listrik

Motor listrik yang digunakan adalah motor 3 fase dengan daya 5 HP. Motor listrik sebagai penggerak kompresor.

4. Refrigeran 134a

5. Alat Ukur sebagai berikut :

- a. Pengukur tekanan (*pressure gauge*)

Untuk mengukur tekanan refrigeran pada instalasi AC mobil.

b. Termometer

Termometer digunakan untuk mengukur suhu pada ruang laboratorium suhu refrigeran pada operasi mesin AC. Merk yang dipakai ada dua yaitu Arthermo dengan sistem analog dengan jangkauan pengukuran -40°C sampai dengan 100°C serta yang kedua ialah merk Yenako, sistem penunjuk fluida, dengan jangkauan pengukuran -20°C sampai dengan 50°C .

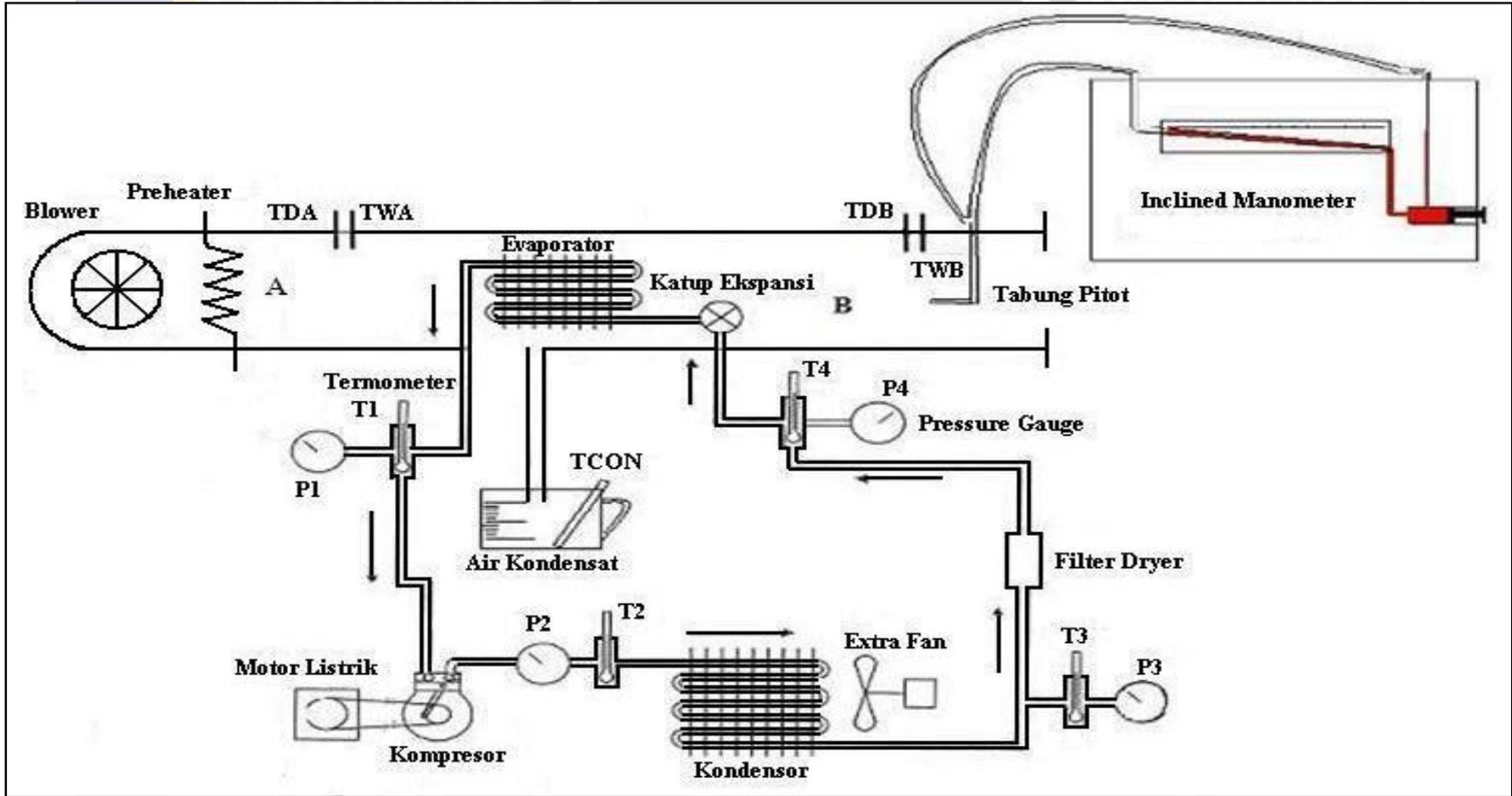
6. Aki Mobil

Aki yang digunakan merk Denso.

UNIVERSITAS BRAWIJAYA



3.4 Gambar Instalasi Penelitian



Gambar 3.1 Gambar Instalasi Penelitian

3.5 Prosedur Pelaksanaan Penelitian

Prosedur pelaksanaan dibagi menjadi 4 tahap untuk mendapatkan data yang akurat dan logis. Adapun tahapannya sebagai berikut :

1. Persiapan :

Instalasi dan seluruh alat ukur telah dipersiapkan untuk melaksanakan percobaan dan pengambilan data.

2. Menjalankan instalasi :

- a. Switch pengatur putaran blower diatur supaya ada aliran udara melalui evaporator, dan dikonstankan pada putaran 3050 rpm.
- b. Kompresor dijalankan sehingga terjadi siklus refrigeran dan divariasikan sesuai dengan variabel bebas yang diinginkan. Instalasi dibiarkan beroperasi sampai terbentuk air kondensasi pada evaporator, kemudian ditampung di dalam gelas pengukur dengan termometer.
- c. Switch pengatur daya *preheater* diatur dan divariasikan sesuai dengan variabel terkontrol yang diinginkan.

3. Pengambilan data :

- a. Setelah ada air kondensat terbentuk pada evaporator dan seluruh alat sudah bekerja dengan baik, maka pengambilan data dilakukan tiap 5 menit sebanyak 2 kali.
- b. Mencatat data yang ditunjukkan termometer T_1 ; T_2 ; T_3 ; T_4 ; kemudian termometer T_{DA} ; T_{WA} ; T_{DB} ; T_{WB} ; beda tekanan (Z) ; tekanan P_1 ; P_2 ; P_3 ; P_4 serta debit kondensasi yang terbentuk di gelas penampung air kondensat. Ini dilaksanakan pada posisi putaran kompresor yang divariasikan: 1700 ; 2250 ; 2800 ; 3350 ; 4500 (rpm) serta daya *preheater* yang divariasikan: 0,35 ; 0,7 dan 0,95 kW.

4. Menghentikan operasi :

- a. Kompresor dimatikan
- b. Swich pengatur putaran blower diturunkan posisinya sampai posisi 0
- c. Swich pengatur daya *preheater* di matikan.
- d. Matikan saklar induk
- e. Cabut steaker dari power supply

3.6 Pengambilan Data

1. Mengukur tempertur bola basah dan temperatur bola kering yang masuk ke evaporator.
2. Mengukur tempertur bola basah dan temperatur bola kering yang keluar dari evaporator.
3. Menghitung debit air kondensat yang tertampung dalam gelas ukur pada gelas ukur.
4. Mengukur semua tekanan yang ditimbulkan pada manometer.
5. Mengukur temperatur refrigeran sebelum masuk dan setelah keluar evaporator.
6. Mengukur temperatur refrigeran sebelum masuk dan setelah keluar kondensor.

Semua pengukuran dilakukan tersebut dilakukan untuk tiap-tiap variasi kecepatan putaran kompresor dalam satuan rpm sebagai variabel bebasnya dan juga variasi daya *preheater* sebagai variabel terkontrolnya. Rangkuman data yang diambil sesuai dengan tabel 3.1.



Tabel 3.1 Tabel data hasil pengujian

Daya Preheater	Putaran kompresor (rpm)	T _{DA} (□C)	T _{WA} (□C)	T _{DB} (□C)	T _{WB} (□C)	T _{CON} (□C)	T ₁ (□C)	T ₂ (□C)	T ₃ (□C)	T ₄ (□C)	P ₁ (□C)	P ₂ (□C)	P ₃ (□C)	P ₄ (□C)	z (inchi WC)	Q d (m3/detik)
0,35 KW	1500															
	2000															
	2500															
	3000															
	3500															
0,7 KW	1500															
	2000															
	2500															
	3000															
	3500															
0,95 KW	1500															
	2000															
	2500															
	3000															
	3500															

Dimana :

- T_{DA} = temperatur udara kering sebelum evaporator, ($^{\circ}\text{C}$)
- T_{WA} = temperatur udara basah sebelum evaporator, ($^{\circ}\text{C}$)
- T_{DB} = temperatur udara kering setelah evaporator, ($^{\circ}\text{C}$)
- T_{WB} = temperatur udara basah setelah evaporator, ($^{\circ}\text{C}$)
- T_{CON} = temperatur air hasil pengembunan dari evaporator (temperatur air kondensat), ($^{\circ}\text{C}$)
- T_1 = temperatur refrigeran setelah keluar dari evaporator, ($^{\circ}\text{C}$)
- T_2 = temperatur refrigeran sebelum masuk ke kondensor, ($^{\circ}\text{C}$)
- T_3 = temperatur refrigeran setelah keluar dari kondensor, ($^{\circ}\text{C}$)
- T_4 = temperatur refrigeran sebelum masuk ke evaporator, ($^{\circ}\text{C}$)
- P_1 = tekanan refrigeran setelah keluar dari evaporator, (Mpa)
- P_2 = tekanan refrigeran sebelum masuk ke kondensor, (Mpa)
- P_3 = tekanan refrigeran setelah keluar dari kondensor, (Mpa)
- P_4 = tekanan refrigeran sebelum masuk ke evaporator, (Mpa)
- Q_{CON} = kondensat yang terbentuk, (ml/5 menit)
- Z = beda tekanan yang terjadi saat udara mengalir lewat tabung pitot, yang ditunjukkan oleh ketinggian pada *inclined* manometer, (inci WC)

Data diatas akan diolah menjadi data olahan. Adapun data-data olahan tersebut seperti ditunjukkan dalam bentuk tabel 3.2, yaitu :

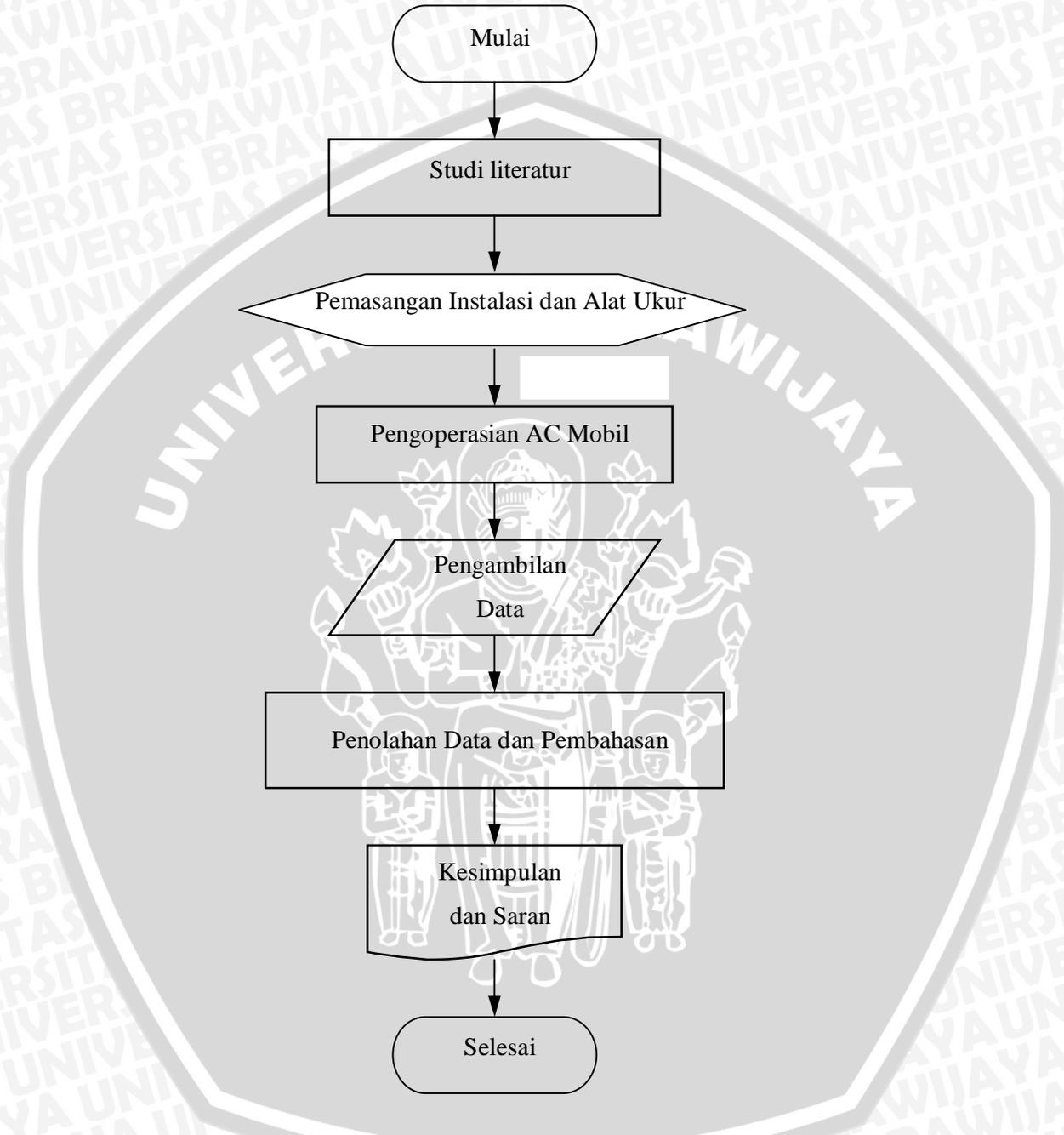
Tabel 3.2 Tabel hasil pengolahan

Daya Preheater	Putaran Kompresor (rpm)	\varnothing_A (%)	\varnothing_B (%)	h_A (kJ/kg)	h_B (kJ/kg)	h_{CON} (kJ/kg)	h_1 (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)	h_3 (kJ/kg)	h_4 (kJ/kg)	m_{ref} (kg/s)	m_A (kg/s)	m_B (kg/s)	m_{CON} (kg/s)	Q_{ref} (kW)	$P_{komp.}$ (kW)	COP
0,35 KW	1500																
	2000																
	2500																
	3000																
	3500																
0,7 KW	1500																
	2000																
	2500																
	3000																
	3500																
0,95 KW	1500																
	2000																
	2500																
	3000																
	3500																

Di mana :

- φ_A = kelembaban udara relatif sebelum masuk evaporator , (%)
 φ_B = kelembaban udara relatif setelah keluar evaporator, (%)
 h_A = entalpi udara sebelum masuk evaporator didapat dari psikometri,
 (kJ/kg) udara kering
 h_B = entalpi udara sesudah keluar evaporator didapat dari psikometri,
 (kJ/kg) udara kering
 h_{CON} = entalpi air kondensat didapat dari psikometri, (kJ/kg) udara kering
 h_1 = entalphi refrigeran setelah keluar evaporator didapat dari tabel, (kJ/kg)
 h_2 = entalphi refrigeran sebelum masuk kondensor didapat dari tabel,
 (kJ/kg)
 h_3 = entalphi refrigeran setelah keluar kondensor didapat dari tabel, (kJ/kg)
 h_4 = entalphi refrigeran sebelum masuk evaporator didapat dari tabel,
 (kJ/kg)
 \dot{m}_A = laju massa alir udara sebelum evaporator, (kg/det)
 \dot{m}_B = laju massa alir udara sesudah evaporator, (kg/det)
 \dot{m}_{CON} = laju massa alir air kondensat, (kg/det)
 Q_{ref} = laju penyerapan kalor udara oleh evaporator, (kW)
 COP = *Coefficient of Performance*
 \dot{m}_{ref} = massa alir refrigeran, (kg/det)
 $R-134a$ = jenis refrigeran yang dipergunakan
 P_{komp} = Daya kompresor (kW)

3.7 Diagram Alir Proses Penelitian



Gambar 3.2 Diagram Alir Penelitian



BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisa Data

4.1.1 Data Hasil Penelitian

Proses pengambilan data yang dilakukan sebelum mendapatkan data hasil penelitian adalah :

7. Mengukur temperatur bola basah dan temperatur bola kering yang masuk ke evaporator.
8. Mengukur temperatur bola basah dan temperatur bola kering yang keluar dari evaporator.
9. Menghitung debit air kondensat yang tertampung dalam gelas ukur pada gelas ukur.
10. Mengukur semua tekanan yang ditimbulkan pada manometer.
11. Mengukur temperatur refrigeran sebelum masuk dan setelah keluar evaporator.
12. Mengukur temperatur refrigeran sebelum masuk dan setelah keluar kondensor.

Data diambil untuk 3 variasi daya *preheater* yakni 0,35 ; 0,7 ; 0,95 kW dengan variasi putaran kompresor 1700, 2250, 2800, 3350, dan 4500 rpm untuk masing-masing daya *preheater*. Dari penelitian yang telah dilakukan diperoleh data sebagai berikut seperti yang ditampilkan pada tabel 4.1 untuk hasil pengujian daya *preheater* 0,35 kW , tabel 4.2 untuk hasil pengujian daya *preheater* 0,7 kW , tabel 4.3 untuk hasil pengujian daya *preheater* 0,95 kW.

Tabel 4.1 Data hasil pengujian untuk Daya Preheater 0,35KW

Daya Preheater	Putaran Kompresor (rpm)	T _{DA} (°C)	T _{WA} (°C)	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	T _{CON} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	P ₁ (psi)	P ₂ (psi)	P ₃ (psi)	P ₄ (psi)	z (inch WC)	Q d/ 5 menit (ml)
0.35KW	1700	36	26	19	17.5	23	23	88	49	-2.54	24	280	270	24	0.02	110
		36	26	19	17.5	23	23	88	49	-2.54	24	280	270	24	0.02	120
	Rata-Rata	36	26	19	17.5	23	23	88	49	-2.54	24	280	270	24	0.02	115
	2250	36	26	19	17	23	23	93	52	-3.97	22	330	310	22	0.02	120
		36	26	18	16	22	22	92	52	-3.97	22	320	300	22	0.02	120
	Rata-Rata	36	26	18.5	16.5	22.5	22.5	92.5	52	-3.97	22	325	305	22	0.02	120
	2800	36	26	18.5	15.5	22	22	97	55	-5.46	20	360	320	20	0.02	130
		37	26	18	16	22	22	96	54	-5.46	20	350	320	20	0.02	120
	Rata-Rata	36.5	26	18.25	15.75	22	22	96.5	54.5	-5.46	20	355	335	20	0.02	125
	3350	36	27	18	16	23	20	98	55	-7.01	18	370	350	18	0.02	120
		36	26	18	16	23	20	98	55	-7.01	18	370	350	18	0.02	120
	Rata-Rata	36	26.5	18	16	23	20	98	55	-7.01	18	370	340	18	0.02	120
	4500	36	26.5	18	15	23	20	100	57	-8.65	16	390	370	16	0.02	120
		36	26.5	17	15	22	20	99	56	-8.65	16	390	370	16	0.02	120
Rata-Rata	36	26.5	17.5	15	22.5	20	99.5	56.5	-8.65	16	390	370	16	0.02	120	

Tabel 4.2 Data hasil pengujian untuk Daya Prehater 0,7KW

Daya Preheater	Putaran Kompresor (rpm)	T _{DA} (°C)	T _{WA} (°C)	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	T _{CON} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	P ₁ (psi)	P ₂ (psi)	P ₃ (psi)	P ₄ (psi)	z (inch WC)	Q d/ 5 menit (ml)
0.7 KW	1700	40	29	20	18	22	25	93	50	-1.17	26	300	280	26	0.02	100
		41	29	20	17	22	24	94	49	-1.17	26	300	280	26	0.02	100
	Rata-Rata	40.5	29	20	17.5	22	24.5	93.5	49.5	-1.17	26	300	280	26	0.02	100
	2250	40	29	19	17.5	24	24	97	52	-2.54	24	350	325	24	0.02	90
		40	29	20	17.5	24	24	97	53	-2.54	24	350	325	24	0.02	100
	Rata-Rata	40.5	29	19.5	17.5	24	24	97	52.5	-2.54	24	350	325	24	0.02	95
	2800	40	29	19	17	25	24	99	55	-3.97	20	365	340	20	0.02	100
		40	29	19	17	24	24	99	55	-3.97	20	365	350	20	0.02	100
	Rata-Rata	40	29	19	17	24.5	24	99	56	-3.97	20	365	330	20	0.02	100
	3350	40	29	19	17	24	24	101	56	-5.84	19	380	365	18	0.02	100
		41	29	19	16	24	23	102	56	-5.84	20	390	365	18	0.02	100
	Rata-Rata	40.5	29	19	16.5	24	23.5	101.5	56	-5.84	19.5	385	365	18	0.02	100
4500	40	29	19	16	23	22	104	57	-7.82	17	395	375	16	0.02	100	
	40	29	18	15	23	21	104	57	-7.82	17	395	375	16	0.02	110	
Rata-Rata	40	29	18.5	15.5	23	21.5	104	57	-7.82	17	395	375	16	0.02	105	

Tabel 4.3 Data hasil pengujian untuk Daya Prehater 0,95KW

Daya Preheater	Putaran Kompresor (rpm)	T _{DA} (°C)	T _{WA} (°C)	T _{DB} (°C)	T _{WB} (°C)	T _{CON} (°C)	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	P ₁ (psi)	P ₂ (psi)	P ₃ (psi)	P ₄ (psi)	z (inch WC)	Q d/ 5 menit (ml)
0.95 KW	1700	45	33	22	19	27	26	96	52	0.51	28	325	300	28	0.02	90
		46	33	22	19	26	26	96	52	0.51	28	325	310	28	0.02	90
	Rata-Rata	45.5	33	22	19	26.5	26	96	52	0.51	28	325	305	28	0.02	90
	2250	45	33	22	19	24	25	99	54	-1.51	25	360	330	25	0.02	90
		45	33	21	19	24	25	100	54	-1.51	26	360	330	26	0.02	90
	Rata-Rata	45	33	21.5	19	24	25	99.5	54	-1.51	25.5	360	330	25.5	0.02	90
	2800	45	33	21	19	26	25	103	56	-2.54	24	380	350	24	0.02	90
		45	33	21	18	26	26	103	56	-2.54	24	370	350	24	0.02	100
	Rata-Rata	45	33	21	18.5	26	25.5	103	56	-2.54	24	375	350	24	0.02	95
	3350	46	33	20	18	26	25	105	57	-4.33	21	390	360	21	0.02	100
		45	33	20	17	26	25	105	57	-4.33	22	400	360	22	0.02	90
	Rata-Rata	45.5	33	20	17.5	26	25	105	57	-4.33	21.5	395	360	21.5	0.02	95
	4500	45	33	19	17	24	24	108	55	-6.62	18	405	380	18	0.02	100
		45	33	19	17	24	24	109	55	-6.62	19	405	390	19	0.02	90
	Rata-Rata	45	33	19	17	24	24	108.5	55	-6.62	18.5	405	385	18.5	0.02	95

dengan :

- T_{DA} = temperatur udara kering sebelum evaporator, ($^{\circ}\text{C}$)
 T_{WA} = temperatur udara basah sebelum evaporator, ($^{\circ}\text{C}$)
 T_{DB} = temperatur udara kering setelah evaporator, ($^{\circ}\text{C}$)
 T_{WB} = temperatur udara basah setelah evaporator, ($^{\circ}\text{C}$)
 T_{CON} = temperatur air hasil pengembunan dari evaporator (temperatur air kondensat), ($^{\circ}\text{C}$)
 T_1 = temperatur refrigeran setelah keluar dari evaporator, ($^{\circ}\text{C}$)
 T_2 = temperatur refrigeran sebelum masuk ke kondensor, ($^{\circ}\text{C}$)
 T_3 = temperatur refrigeran setelah keluar dari kondensor, ($^{\circ}\text{C}$)
 T_4 = temperatur refrigeran sebelum masuk ke evaporator, ($^{\circ}\text{C}$)
 P_1 = tekanan refrigeran setelah keluar dari evaporator, (Mpa)
 P_2 = tekanan refrigeran sebelum masuk ke kondensor, (Mpa)
 P_3 = tekanan refrigeran setelah keluar dari kondensor, (Mpa)
 Q_d = kondensat yang terbentuk, (ml/5 menit)
 Z = beda tekanan yang terjadi saat udara mengalir lewat tabung pitot, yang ditunjukkan oleh ketinggian pada *manometer* (inchi kolom air)

4.1.2. Perhitungan Data

Perhitungan data dilakukan untuk mencari nilai besaran-besaran yang diperlukan untuk menentukan karakteristik COP. Disini akan ditunjukkan perhitungan data dari hasil eksperimen dengan putaran kompresor 1700 rpm untuk Daya *Preheater* 0.35 KW:

- Temperatur udara kering sebelum evaporator diukur dengan menggunakan termometer bola kering, $T_{DA} : 36^{\circ}\text{C}$
- Temperatur udara basah sebelum evaporator diukur dengan menggunakan termometer bola basah, $T_{WA} : 26^{\circ}\text{C}$
- Temperatur udara kering sesudah evaporator diukur dengan menggunakan termometer bola kering, $T_{DB} : 19^{\circ}\text{C}$
- Temperatur udara basah sesudah evaporator diukur dengan menggunakan termometer bola basah, $T_{WB} : 17.5^{\circ}\text{C}$
- Kondensat yang terbentuk, $Q_{CON} = 115 \text{ mL/5 menit}$
- Temperatur air kondensat hasil pengembunan dari evaporator, $T_{CON} = 23^{\circ}\text{C}$

- Ketinggian cairan yang ditunjukkan *inclined manometer*, $z = 0.02$ inchi WC

Perhitungan :

1. Mencari kelembaban dan entalpi.

Dari data hasil pengamatan serta data olahan, maka dengan bantuan tabel psikometri, dapat ditentukan besaran-besaran yang terdiri dari :

1. Kelembaban relatif udara sebelum ke evaporator ϕ_A , (%)
2. Kelembaban relatif udara setelah melewati evaporator ϕ_B , (%)
3. Entalpi udara sebelum evaporator, h_A (kJ/kg)
4. Entalpi udara sesudah evaporator, h_B (kJ/kg)

Besaran yang didapat dari diagram psikrometri berdasarkan data-data yang ada, yaitu:

$$\phi_A = 45.61\%$$

$$h_A = 80.084 \text{ kJ/kg}$$

$$\phi_B = 86.55\%$$

$$h_B = 49.28 \text{ kJ/kg}$$

2. Perhitungan massa alir udara yang keluar dari evaporator pada ujung *air duct*.

Untuk menghitung massa alir udara lewat alat ukur digunakan rumus kontinuitas,

$$\text{yaitu : } \dot{m}_B = \rho_B \times V_B \times A_B$$

Dimana :

$$\rho_B = \frac{P_B}{R \times (T_{DB} + 273)}$$

Rumus kecepatan aliran fluida kompresibel yang melalui *duct* di B (menggunakan tabung pitot yang dihubungkan dengan *inclined manometer*):

$$V_B = C \times \sqrt{2 \times g \times \left(\frac{\rho_{air} \times z_{air}}{\rho_{udara}} \right)}$$

dengan :

P_B = Tekanan absolut udara pada titik B (N/m²)

R = Konstanta tetapan gas (J/kg.K)

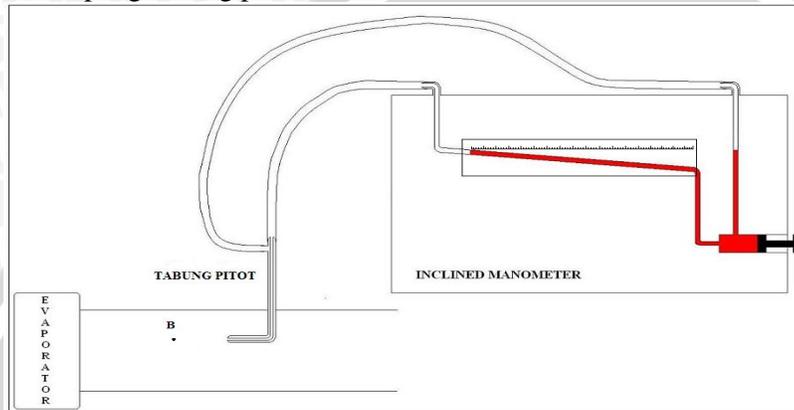
T_{DB} = Temperatur bola kering pada titik B (K)

A_B = Luas penampang lintang pada titik B (m²)

V_B = Kecepatan aliran udara pada titik B (m/s)

- C = Konstanta kecepatan = 0,85
- g = Percepatan gravitasi (m/s^2)
- ρ_{air} = Massa jenis air (kg/m^3)
- z = Beda ketinggian pada manometer ($m_{kolom\ air}$)
- ρ_{udara} = Massa jenis udara (kg/m^3)

Penampang lintang pada titik B



Gambar 4.1 Penampang melintang pada duct B

Diketahui:

Pada titik B

$$P_{B\ Abs} = 101325 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

$$\begin{aligned} T_{DB} &= 19^\circ C \\ &= (273 + T_{DB}) \\ &= (273 + 19^\circ C) \\ &= 292 \text{ (K)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \diamond \rho_B &= \frac{P_B}{R \times (T_{DB} + 273)} \\ &= \frac{101396 \times [N/m^2]}{287 [J/kg \cdot K] \times (19 + 273) [K]} \\ &= 1,20907 [kg/m^3] \end{aligned}$$

$$\diamond A_B = 31,7 [cm] \times 9,3 [cm] = 294,81 [cm^2] = 0,029481 [m^2]$$

$$\diamond V_B = C \times \sqrt{2 \times g \times \left(\frac{\rho_{air} \times z_{air}}{\rho_{udara}} \right)}$$

Dari rumus di atas maka didapatkan nilai kecepatan udara di titik B sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \diamond V_B &= 0,85 \times \sqrt{2 \times 9,81 [m/s^2]} \times \frac{997 [kg/m^3] \times (0,02 \times 0,0254)m}{1,236 [kg/m^3]} \\ &= 2,41012 [m/s] \end{aligned}$$

Sehingga didapat besarnya massa alir udara pada titik B, yaitu:

$$\begin{aligned} \dot{m}_B &= \rho_B \times V_B \times A_B = 1,20907 [kg/m^3] \times 2,41012 [m/s] \times 0,0295 [m^2] \\ &= 0,08591 [kg/s] \end{aligned}$$

3. Perhitungan massa alir air kondensat

Untuk menghitung massa alir air kondensat yang terbentuk dalam gelas ukur, yaitu dengan menggunakan rumus :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{CON} &= \rho_{air} \times A_{CON} \times V_{CON} \\ &= \rho_{air} \times Q_{CON} \end{aligned}$$

Diketahui :

$$Q_{CON} = 115 \text{ (mL/5 menit)}$$

$$T_{CON} = 23 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\rho_{air} = 997 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

dengan :

\dot{m}_{CON} = massa aliran yang keluar dari evaporator pada air kondensasi atau massa alir air kondensat, [kg/s]

Q_{CON} = debit air kondensasi, volume tiap detiknya, [m³/s]

Didapatkan besarnya massa alir air kondensasi, sebagai berikut :

$$\dot{m}_{CON} = \rho_{air} \times Q_{CON}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{CON} &= 997 [kg/m^3] \times 115 \left[\frac{1}{1 \times 10^6} m^3 \right] \times 1 \left[\frac{1}{5 \times 60s} \right] \\ &= 0,000383 [kg/s] \end{aligned}$$

4. Perhitungan entalpi air kondensat

Untuk menghitung entalpi air kondensasi yang terbentuk dalam gelas ukur digunakan rumus:

$$h_{CON} = c_p \times T_{CON}$$

Dari tabel dengan nilai $T_{CON} = 23 \text{ }^\circ\text{C}$ didapatkan nilai $c_p = 4,19 \text{ kJ/kg.K}$.

$$\begin{aligned}
 h_{CON} &= c_p \times T_{CON} \\
 &= 4,19[\text{kJ/kg.K}] \times 23[\text{K}] \\
 &= 96,37[\text{kJ/kg}]
 \end{aligned}$$

5. Perhitungan laju massa alir udara sebelum ke evaporator

Untuk menghitung massa alir udara sebelum ke evaporator, digunakan hukum persamaan kontinuitas yang menyatakan bahwa massa didalam suatu sistem adalah tetap atau konstan terhadap waktu, yaitu :

Persamaan kontinuitas yang diterapkan pada evaporator dalam keadaan aliran *steady*.

Sehingga rumus yang digunakan :

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_A &= \dot{m}_B + \dot{m}_{CON} \\
 &= 0,08591[\text{kg/s}] + 0,00038[\text{kg/s}] \\
 &= 0,086291[\text{kg/s}]
 \end{aligned}$$

6. Kondisi refrigeran di setiap titik.

Dari penelitian diperoleh data sebagai berikut:

- $P_1 = 24 \text{ (psi)}$ $T_1 = 23 \text{ }^\circ\text{C}$

$$P_1 = \frac{24 + 14.7}{145.04} = 0.266 \text{ MPa (absolut)}$$

- $P_2 = 280 \text{ (psi)}$ $T_2 = 88 \text{ }^\circ\text{C}$

$$P_2 = \frac{280 + 14.7}{145.04} = 2.031 \text{ MPa (absolut)}$$

- $P_3 = 270 \text{ (psi)}$ $T_3 = 49 \text{ }^\circ\text{C}$

$$P_3 = \frac{270 + 14.7}{145.04} = 1.962 \text{ MPa (absolut)}$$

Dari data di atas sebagai acuan dan dengan bantuan P-h diagram R-134a di tunjukan pada lampiran1, diperoleh entalpi refrigeran pada masing-masing titik.

$$h_1 = 418.94 \text{ (kJ/kg)}$$

$$h_2 = 456.15 \text{ (kJ/kg)}$$

$$h_3 = 269.86 \text{ (kJ/kg)}$$

$$h_4 = 269.86 \text{ (kJ/kg)}$$

7. Perhitungan kapasitas pendinginan (Q_{ref})

Dengan kesetimbangan energi untuk fluida kondisi *steady* melewati evaporator,

$$\text{didapat rumus : } \dot{m} \times h_A = \left(\dot{m} \times h_B \right) + \left(\dot{m}_{con} \times h_{con} \right) \times Q_{ref}$$

Sehingga besarnya kapasitas pendinginan dapat dihitung sebagai berikut :

$$Q_{ref} = \left(\dot{m}_A \times h_A \right) - \left(\left(\dot{m}_B \times h_B \right) + \left(\dot{m}_{CON} \times h_{CON} \right) \right)$$

$$Q_{ref} = (0,086291 \times 80,084) - \left((0,08591 \times 49,29) + (0,000383 \times 96,37) \right) \left(\left[\frac{kg}{s} \right] \times \left[\frac{kJ}{kg} \right] \right)$$

$$Q_{ref} = 2,640197 [kW]$$

8. Perhitungan massa alir refrigeran

$$\dot{m}_{ref} = \frac{Q_{ref}}{(h_1 - h_4)}$$

Dari hasil perhitungan kapasitas pendinginan sebelumnya, maka massa alir refrigeran dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ref} &= \frac{Q_{ref}}{(h_1 - h_4)} \\ &= \frac{2,640197 (kW)}{(418,94 (kJ/kg) - 269,86 (kJ/kg))} \\ &= 0,01771099 [kg/s] \end{aligned}$$

9. Perhitungan daya internal kompresor

$$P_{kompresor} = \dot{m}_{ref} \times (h_2 - h_1)$$

Dari hasil perhitungan massa alir refrigeran sebelumnya, maka daya internal kompresor dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} P_{kompresor} &= \dot{m}_{ref} \times (h_2 - h_1) \\ &= 0,01771099 (kg/s) \times (456,15 (kJ/kg) - 418,94 (kJ/kg)) \\ &= 0,658986 [kW] \end{aligned}$$

10. Perhitungan COP

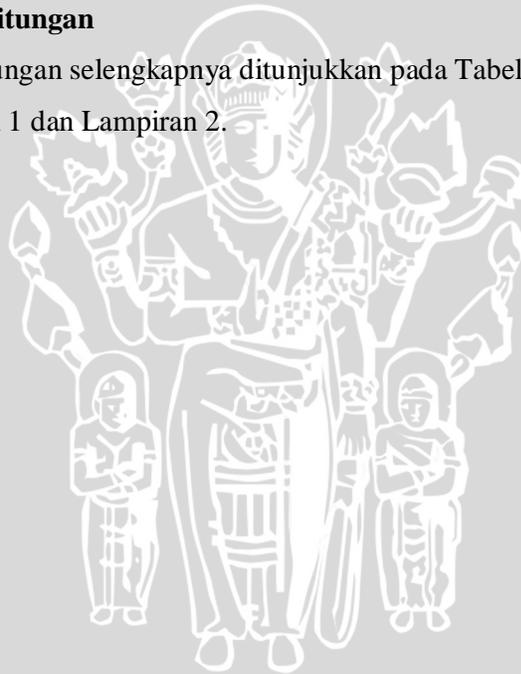
Setelah menghitung laju perpindahan kalor yang diserap evaporator, maka dapat dihitung nilai COP. Nilai COP ini dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\begin{aligned} COP &= \frac{Q_{ref}}{P_{komp}} \\ &= \frac{2,640197 \text{ [kW]}}{0,658986 \text{ [kW]}} \\ &= 4 \end{aligned}$$

Data di atas merupakan data dari hasil perhitungan yang dimasukkan ke dalam tabel, lalu diambil nilai rata-ratanya dari dua kali pengulangan setiap 5 menit.

4.1.3 Data Hasil Perhitungan

Data hasil perhitungan selengkapnya ditunjukkan pada Tabel Data Hasil Perhitungan di Lampiran 1 dan Lampiran 2.



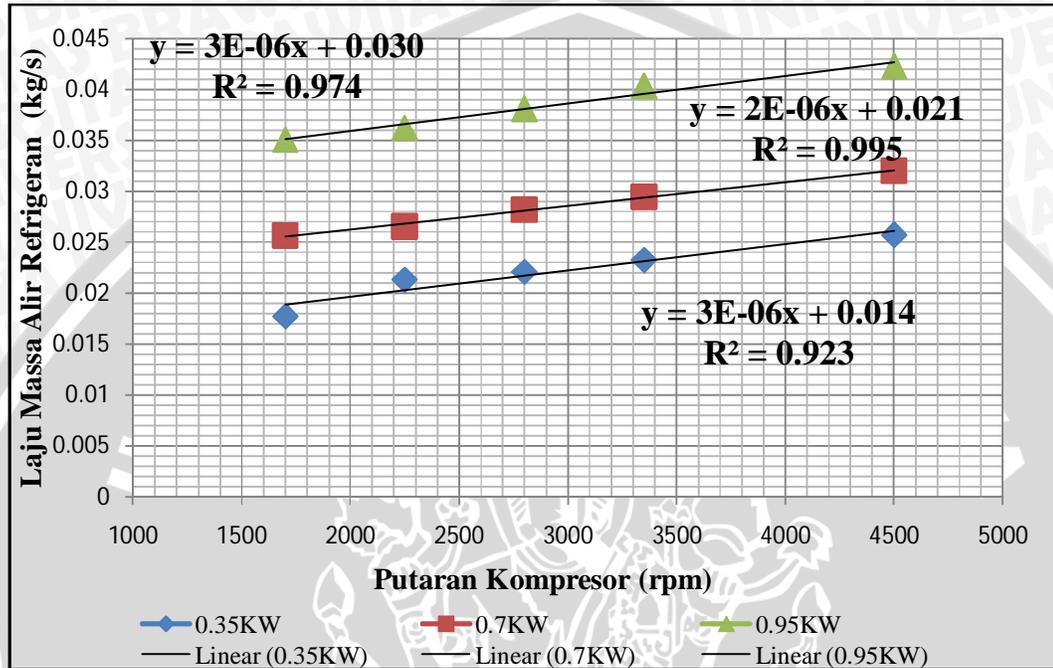
Daya Preheater	Putaran Kompresor (rpm)	ϕ_A (%)	ϕ_B (%)	h_A (kJ/kg)	h_B (kJ/kg)	h_{CON} (kJ/kg)	h_1 (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)	h_3 (kJ/kg)	h_4 (kJ/kg)	\dot{m}_A (kg/s)	\dot{m}_B (kg/s)	\dot{m}_{CON} (kg/s)	\dot{m}_{ref} (kg/s)
0.35 KW	1700	45.606	86.547	80.084	49.278	96.37	418.94	456.15	269.86	269.86	0.0863	0.0859	0.00038	0.0177099
	2250	45.606	73.111	81.992	46.256	94.275	418.79	456.5	274.55	274.55	0.0865	0.0861	0.0004	0.0212867
	2800	43.841	77.543	80.061	44.062	92.18	418.65	458.24	278.5	278.5	0.0865	0.0861	0.00042	0.0220869
	3350	47.852	81.753	82.308	44.796	96.37	418.06	458.44	279.3	279.3	0.0866	0.0862	0.0004	0.0232637
	4500	47.852	77.086	82.308	41.945	94.275	417.03	457.98	281.7	281.7	0.0868	0.0864	0.0004	0.0257192
0.7 KW	1700	43.016	78.533	93.968	49.248	92.18	420	458.96	270.64	270.64	0.0859	0.0856	0.00033	0.0256382
	2250	43.016	82.451	93.968	49.263	100.56	419.85	459.59	275.34	275.34	0.0861	0.0858	0.00032	0.0265164
	2800	44.615	82.225	93.994	47.745	102.655	420.16	460.53	279.3	279.3	0.0862	0.0859	0.00033	0.0281862
	3350	43.016	77.98	93.968	46.241	100.56	420.09	461.6	280.9	280.9	0.0862	0.0859	0.00033	0.0294412
	4500	44.615	73.466	93.994	43.336	96.37	418.67	464	282.51	282.51	0.0864	0.0861	0.00035	0.0320103
0.95 KW	1700	42.947	75.684	115.69	53.971	111.035	421.08	461.3	271.42	271.42	0.0853	0.085	0.0003	0.0350786
	2250	44.4	79.307	115.72	53.987	100.56	420.54	461.87	275.34	275.34	0.0855	0.0852	0.0003	0.0362469
	2800	44.4	79.056	115.72	52.376	108.94	421.23	465	279.3	279.3	0.0856	0.0853	0.00032	0.0380968
	3350	42.947	78.533	115.69	49.248	108.94	421.15	465.45	280.1	280.1	0.0859	0.0856	0.00032	0.0403457
	4500	44.4	82.225	115.72	47.745	100.56	420.7	469.31	282.51	282.51	0.0862	0.0859	0.00032	0.0422939

Daya Preheater	Putaran Kompresor (rpm)	h_1-h_4	h_2-h_1	Q_{ref} (kW)	$P_{komp.}$ (kW)	COP
0.35 KW	1700	149.08	37.21	2.640197	0.658986	4
	2250	144.24	37.71	3.070391	0.80272	3.82
	2800	140.15	39.59	3.095485	0.874422	3.54
	3350	138.76	40.38	3.228071	0.939388	3.43
	4500	135.33	40.95	3.480585	1.053203	3.30
0.7 KW	1700	149.36	38.96	3.829325	0.998865	3.83
	2250	144.51	39.74	3.831878	1.053759	3.63
	2800	140.86	40.37	3.970309	1.137877	3.48
	3350	139.19	41.51	4.097926	1.222105	3.35
	4500	136.16	45.33	4.358527	1.451028	3
0.95 KW	1700	149.66	40.22	5.249859	1.410860	3.72
	2250	145.2	41.33	5.263043	1.498082	3.51
	2800	141.93	43.77	5.407081	1.667497	3.24
	3350	141.05	44.3	5.690756	1.787313	3.18
	4500	138.19	48.61	5.844597	2.055907	2.84

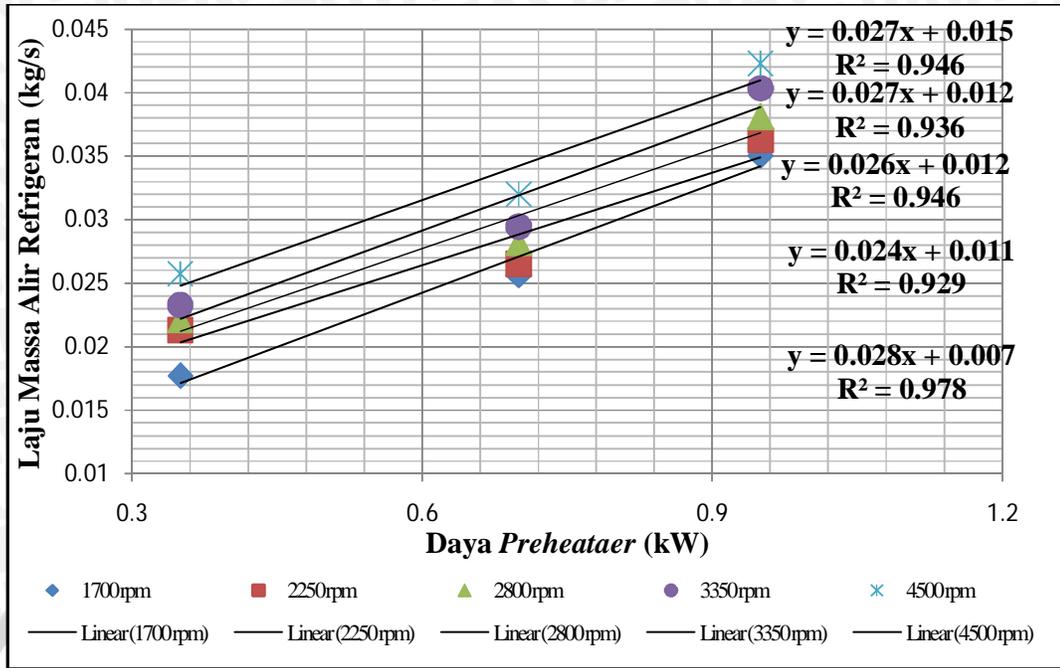
4.2 Analisis dan Pembahasan

Untuk mempermudah analisa maka hasil penelitian tersebut digambarkan dalam bentuk grafik pada pada gambar 4.2 hingga gambar 4.12.

4.2.1. Pengaruh Putaran Kompresor terhadap Laju Massa Alir pada Daya Preheater yang Bervariasi.



Gambar 4.2 Grafik pengaruh putaran kompresor terhadap laju massa alir pada daya preheater yang bervariasi



Gambar 4.3 Grafik pengaruh daya *preheater* terhadap laju massa alir pada putaran kompresor yang bervariasi

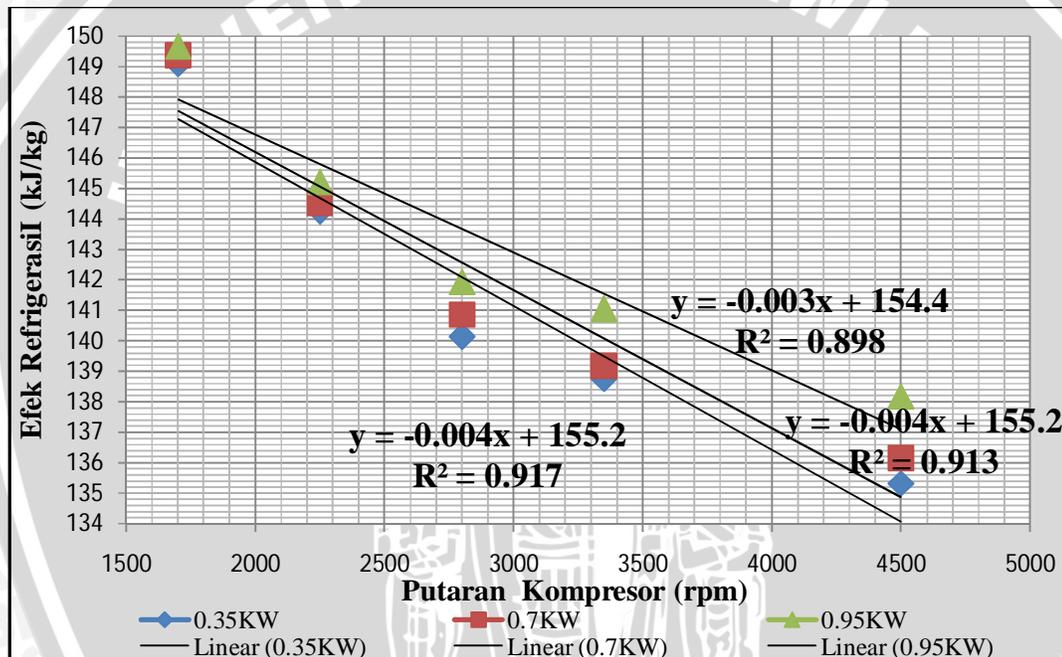
Dari gambar grafik 4.2 dan 4.3 diatas kita dapat mengetahui bahwa daya *preheater* berpengaruh terhadap besarnya laju alir massa refrigeran, dimana pada putaran kompresor yang sama laju alir massa refrigeran akan meningkat jika daya *preheater* meningkat. Hal ini disebabkan semakin meningkatnya daya *preheater* maka beban pendinginan meningkat oleh sebab itu temperatur refrigerant keluar evaporator meningkat pula akibat banyaknya kalor yang diserap oleh refrigeran, sehingga katup ekspansi akan membuka lebih besar, ini disebabkan oleh sensor katup ekspansi yang ditempelkan pada saluran keluar evaporator dimana sensor ini sangat peka terhadap temperatur refrigeran keluar evaporator, makin besar suhu keluar evaporator mengakibatkan bukaan katup ekspansi makin besar dan mengakibatkan laju massa alir refrigeran meningkat.

Pada grafik di atas juga terlihat bahwa putaran kompresor berpengaruh terhadap besarnya laju alir massa refrigeran. Pada daya *preheater* yang sama, besarnya laju alir massa refrigeran akan meningkat seiring dengan meningkatnya putaran kompresor. Meningkatnya laju alir massa refrigeran ini disebabkan oleh meningkatnya kapasitas kompresor akibat putaran kompresor yang semakin tinggi. Kapasitas kompresor disini adalah volume refrigeran yang mampu dialirkan tiap satu satuan waktu. Hal ini sesuai dengan rumus kapasitas untuk kompresor putar yaitu:

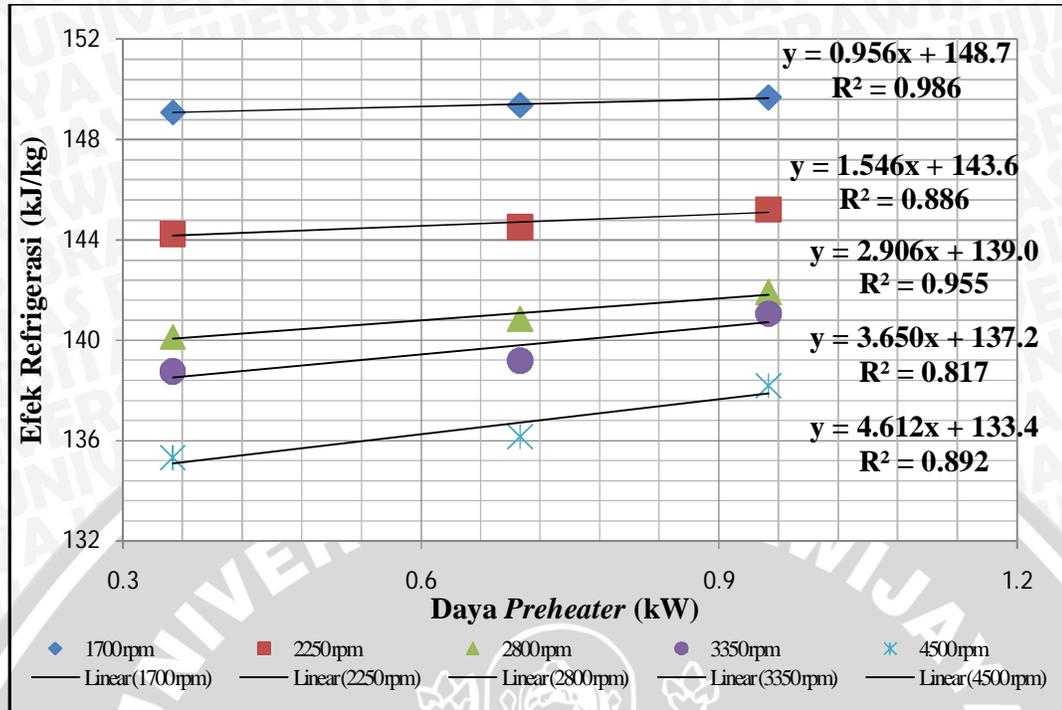
$$V_{kom} = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2) \times t \times z \times \frac{n}{60}$$

Pada persamaan tersebut, harga D , d , t , dan z adalah sama untuk semua variasi putaran kompresor karena menggunakan kompresor yang sama yaitu kompresor putar, sehingga kapasitas kompresor akan meningkat jika putarannya meningkat. Sesuai dengan persamaan $\dot{m}_{ref} = \rho_{ref} \times V_{kom}$, maka laju alir massa refrigeran akan meningkat seiring meningkatnya kapasitas kompresor.

4.2.2. Pengaruh Putaran Kompresor terhadap Efek Refrigerasi pada Daya Preheater yang Bervariasi.



Gambar 4.4 Grafik pengaruh putaran kompresor terhadap efek refrigerasi pada daya preheater yang bervariasi

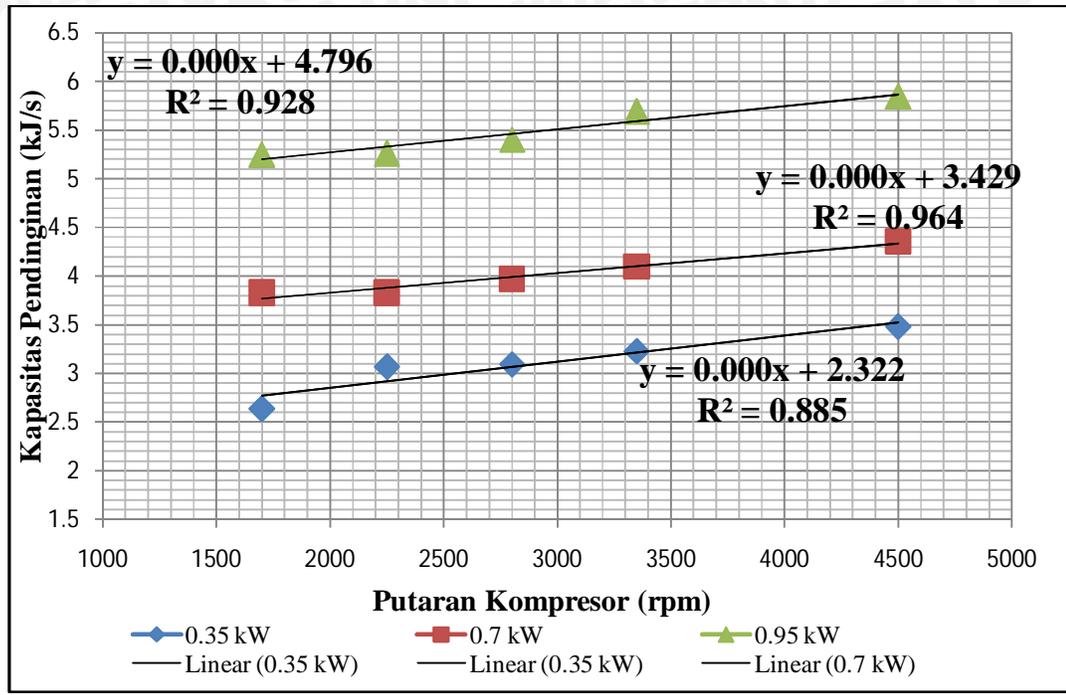


Gambar 4.5 Grafik pengaruh daya *preheater* terhadap efek refrigerasi pada putaran kompresor yang bervariasi

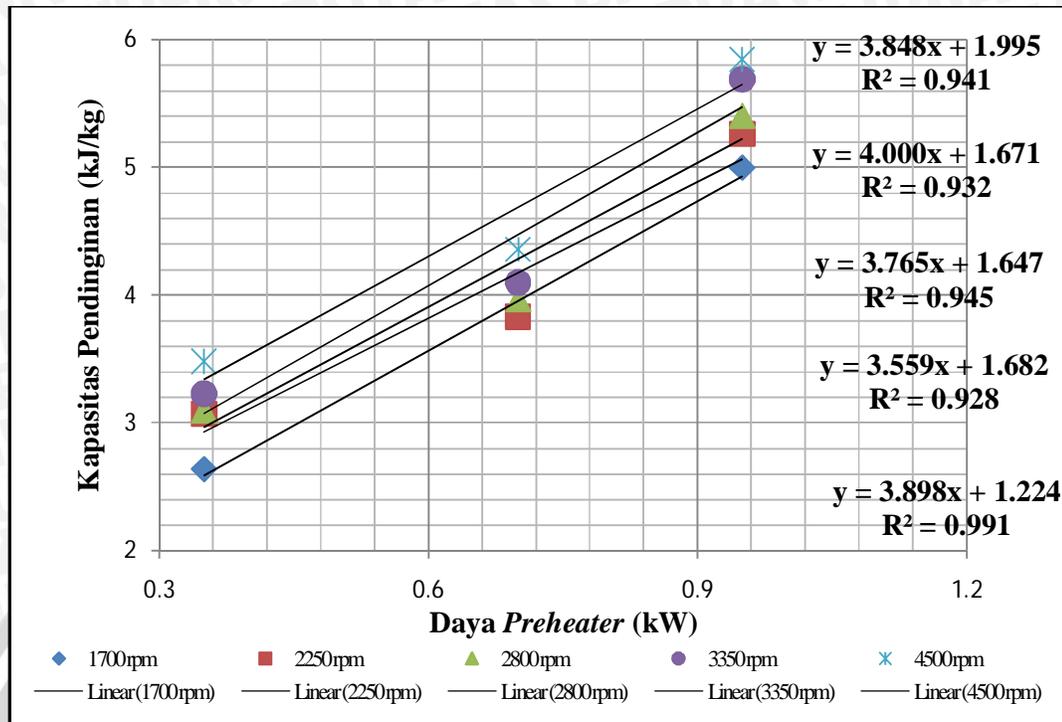
Berdasarkan gambar grafik 4.4 dan 4.5 diatas dapat kita ketahui bahwa putaran kompresor dan daya *preheater* berpengaruh terhadap besarnya efek refrigerasi (h_1-h_4). Dimana pada putaran kompresor yang sama, kenaikan daya *preheater* akan menyebabkan efek refrigerasi meningkat. Hal ini disebabkan karena semakin besar daya *preheater* maka panas (Q) yang diserap pada evaporator makin besar. Ini dibuktikan semakin meningkatnya daya *preheater* temperatur refrigeran keluar evaporator semakin meningkat sehingga entalpi yang dikandung refrigeran keluar evaporator (h_1) juga meningkat. Hal ini sesuai dengan rumus ($q = h_1-h_4$) dimana q adalah besarnya efek refrigerasi. Jika harga (h_1) meningkat maka harga q meningkat pula.

Pada daya *preheater* yang sama, besarnya efek refrigerasi menurun seiring dengan meningkatnya putaran kompresor. Karena semakin besar putaran kompresor maka akan meningkatkan besarnya tekanan dan tempertatur refigeran keluar kompresor sehingga berdampak meningkatnya pula tekanan dan temperatur keluar kondensor yang menyebabkan meningkatnya entalpi keluar kondensor, karena proses pada katup ekspansi isoentalpi maka besarnya entalpi masuk evaporator sama dengan entalpi keluar kondensor, sehingga sesuai dengan rumus ($q = h_1-h_4$) , semakin besar nilai h_4 maka efek refrigerasi akan menurun.

4.2.3. Pengaruh Putaran Kompresor terhadap Kapasitas Pendinginan pada Daya Preheater yang Bervariasi.



Gambar 4.6 Grafik pengaruh putaran kompresor terhadap kapasitas pendinginan pada daya preheater yang bervariasi



Gambar 4.7 Grafik pengaruh terhadap daya *preheater* kapasitas pendinginan Pada putaran kompresor yang bervariasi

Pada gambar grafik 4.6 dan 4.7 diatas menunjukkan adanya pengaruh daya *preheater* dan juga putaran kompresor terhadap kapasitas pendinginan. Pada grafik tersebut terlihat bahwa pada putaran kompresor yang sama, semakin besar daya *preheater* maka kapasitas pendinginan akan semakin besar. Hal ini dikarenakan semakin besar daya *preheater* maka akan meningkatkan suhu udara sebelum masuk evaporator sehingga entalpi udara sebelum masuk evaporator meningkat. Hal ini sesuai dengan persamaan energi dibawah ini :

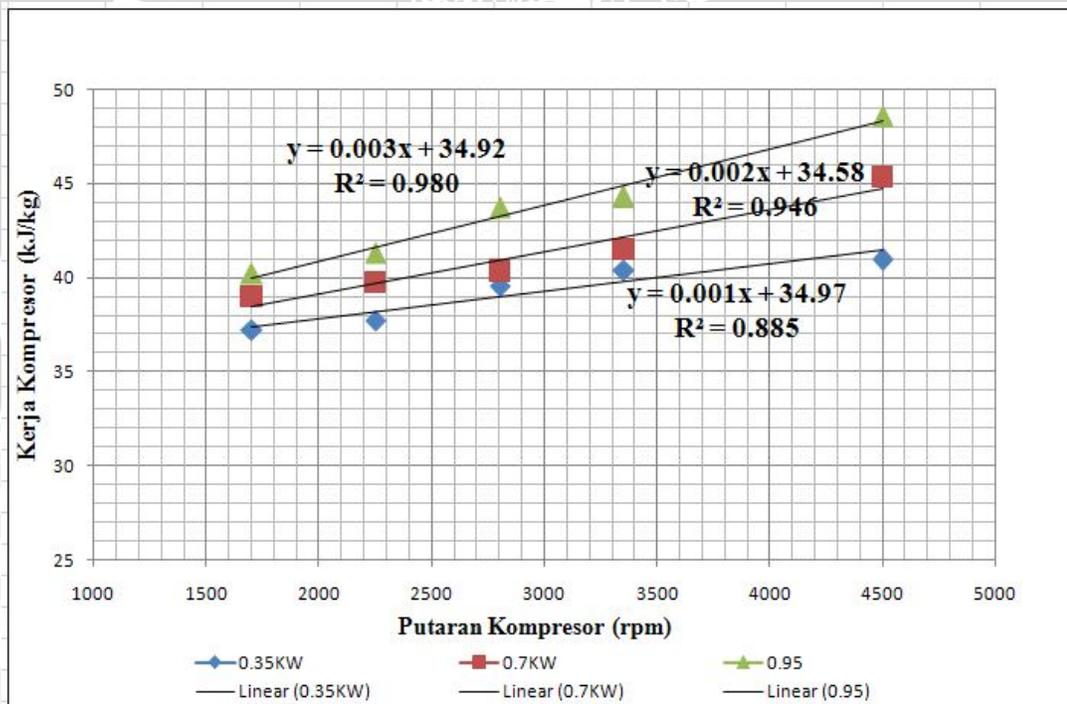
$$Q_{ref} = \left(\dot{m}_A \times h_A \right) - \left(\left(\dot{m}_B \times h_B \right) + \left(\dot{m}_{CON} \times h_{CON} \right) \right)$$

Dimana daya *preheater* akan meningkatkan besarnya nilai h_A (entalpi udara sebelum masuk evaporator). Maka semakin besar nilai h_A akan menyebabkan kapasitas pendinginan meningkat.

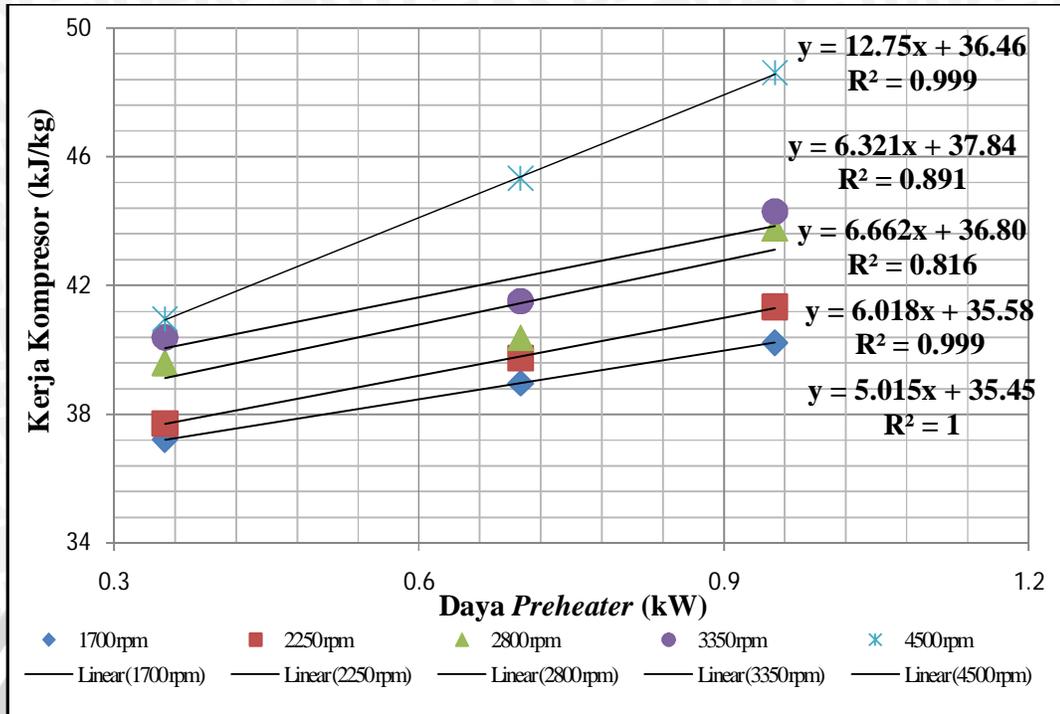
Pada grafik di atas terlihat bahwa putaran kompresor berpengaruh terhadap besarnya kapasitas pendinginan. Pada daya *preheater* yang sama, besarnya kapasitas pendinginan meningkat seiring dengan meningkatnya putaran kompresor. Meningkatnya kapasitas pendinginan ini disebabkan oleh meningkatnya laju alir massa refrigeran akibat putaran kompresor, semakin tinggi putaran kompresor maka laju alir

massa refrigeran akan semakin meningkat. Hal ini sesuai rumus $Q_{ref} = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_4)$, Dari pembahasan sebelumnya telah kita ketahui bahwa pada daya *preheater* yang sama, meningkatnya putaran kompresor akan meningkatkan laju alir massa refrigeran, namun efek refrigerasi menurun. Nilai kapasitas pendinginan diatas meningkat seiring meningkatnya putaran kompresor walupun pada kenaikan putaran kompresor besarnya nilai efek refrigerasi semakin menurun, hal ini disebabkan pada setiap kenaikan putaran kompresor besarnya laju alir massa refrigeran lebih signifikan dibandingkan penurunan efek refrigerasi pada setiap kenaikan putaran kompresor. Sehingga besarnya nilai kapasitas pendinginan meningkat pada daya *preheater* yang konstan dengan seiring meningkatnya putaraan kompresor.

4.2.4. Pengaruh Putaran Kompresor terhadap Kerja Kompresor pada Daya *Preheater* yang Bervariasi



Gambar 4.8 Grafik pengaruh putaran kompresor terhadap kerja kompresor pada daya *preheater* yang bervariasi

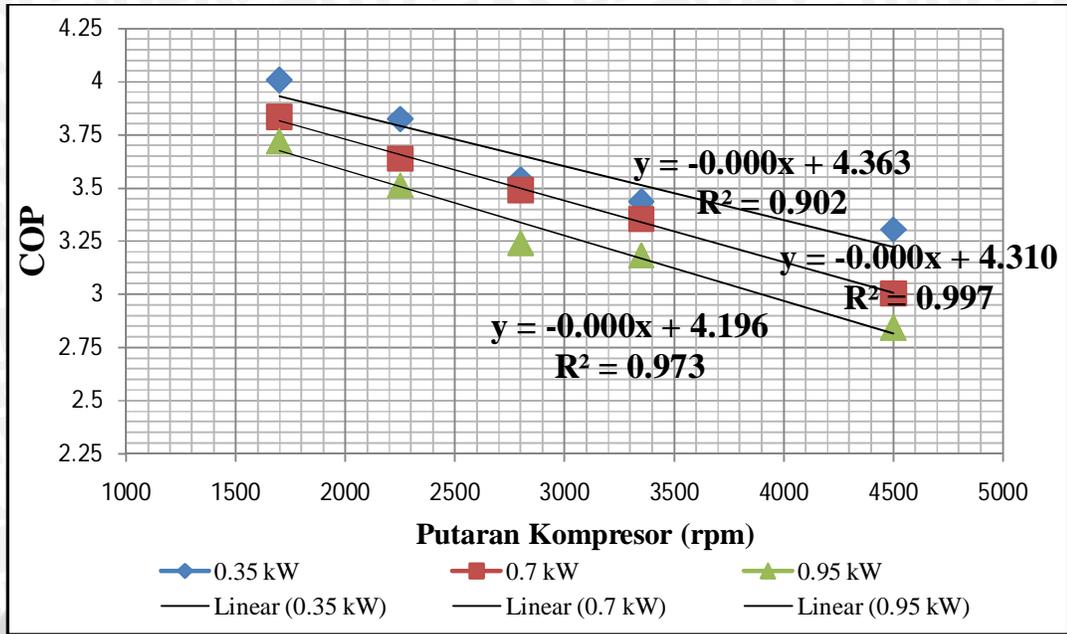


Gambar 4.9 Grafik pengaruh daya *preheater* terhadap kerja kompresor pada putaran kompresor yang bervariasi

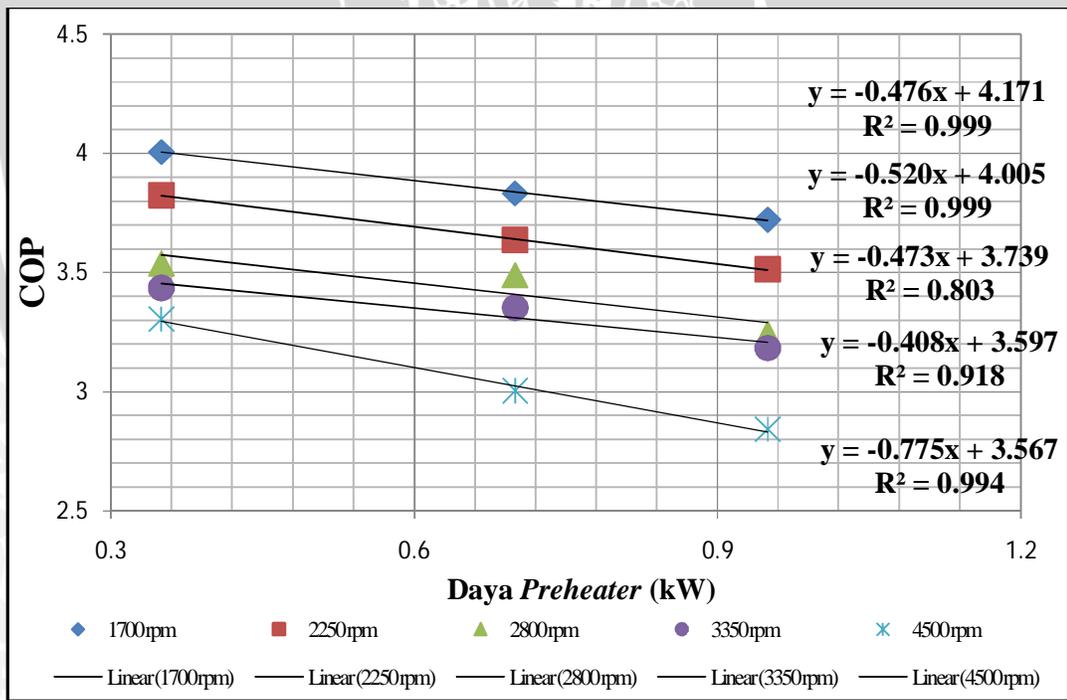
Dari gambar grafik 4.8 dan 4.9 diatas dapat kita ketahui bahwa daya *preheater* dan putaran kompresor berpengaruh terhadap kerja kompresor. Kita ketahui bahwa pada putaran kompresor yang tetap, daya *preheater* yang semakin meningkat akan menyebabkan kerja kompresor semakin meningkat, hal ini disebabkan semakin besar daya *preheater* maka beban pendinginan semakin besar yang menyebabkan kerja kompresor semakin meningkat.

Pada daya *preheater* yang konstan semakin meningkatnya putaran kompresor juga menyebabkan kerja kompresor semakin meningkat, hal ini ditunjukkan semakin besar putaran kompresor maka besarnya temperatur refrigeran keluar kompresor semakin meningkat, sehingga menyebabkan entalpi refrigerant keluar kompresor (h_2) meningkat. Hal ini sesuai dengan rumus $w = h_2 - h_1$. Semakin besar (h_2) maka kerja kompresor (w) semakin meningkat.

4.2.5. Pengaruh Putaran Kompresor terhadap *Coefficient of Performance* Pada Daya *Preheater* yang Bervariasi



Gambar 4.10 Grafik pengaruh putaran kompresor terhadap *Coefficient of Performance* pada daya *preheater* yang bervariasi



Gambar 4.11 Grafik pengaruh daya *preheater* terhadap *Coefficient of Performance* pada putaran kompresor yang bervariasi

Dari gambar grafik 4.10 dan 4.11 diatas dapat kita ketahui bahwa daya *preheater* dan putaran kompresor berpengaruh terhadap besarnya koefisien prestasi AC mobil.

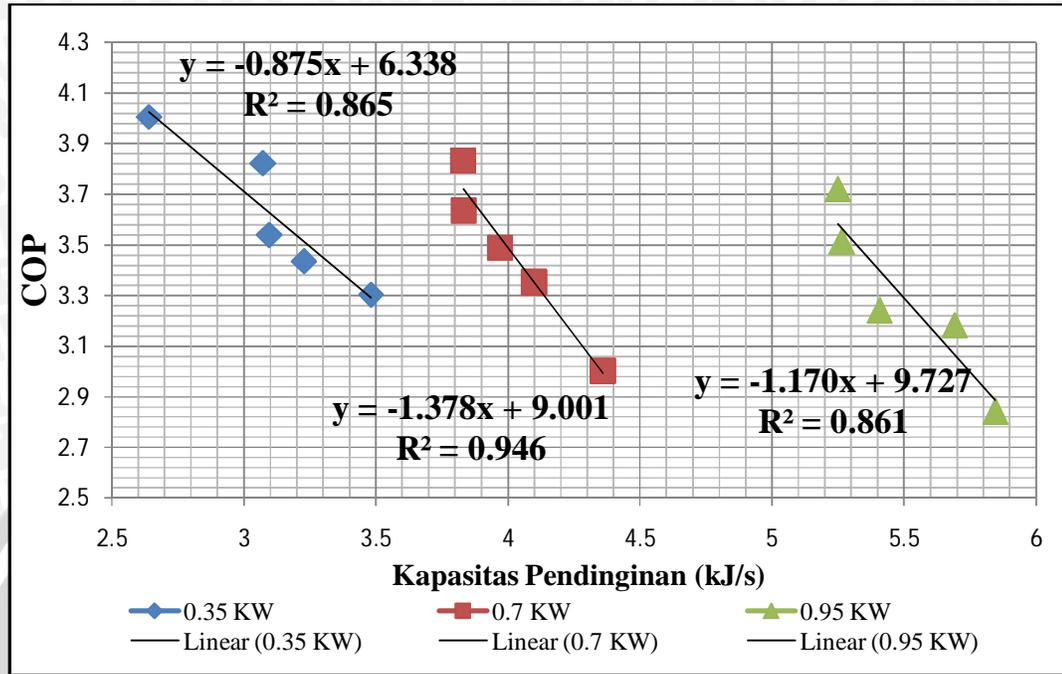
Berdasarkan persamaan $COP = \frac{Q_{ref}}{P_{kom}}$, maka dapat kita simpulkan bahwa besarnya

koefisien prestasi dipengaruhi oleh nilai kapasitas pendinginan dan daya kompresor. Dari pembahasan sebelumnya telah kita ketahui bahwa pada putaran kompresor yang tetap, daya *preheater* yang semakin meningkat akan menyebabkan kapasitas pendinginan meningkat hal ini disebabkan makin besar daya *preheater* maka kalor yang diserap evaporator makin besar. Disamping itu makin besar daya *preheater* menyebabkan beban pendinginan makin besar sehingga daya kompresor pun makin besar pula akibat dari meningkatnya laju alir massa refrigeran dan kerja kompresor.

Tetapi grafik diatas pada putaran kompresor yang tetap semakin besar daya *preheater* maka COP akan semakin menurun. Hal ini disebabkan peningkatan daya *preheater* memberikan efek peningkatan daya kompresor yang lebih signifikan dari pada peningkatan kapasitas pendinginan sehingga nilai koefisien prestasi akan menurun seiring meningkatnya daya *preheater*. Sama halnya pada daya *preheater* yang tetap semakin besar putaran kompresor maka COP akan menurun hal ini disebabkan semakin besar putaran kompresor maka kerja kompresor dan laju alir massa refrigeran akan meningkat hal ini menyebabkan peningkatan daya kompresor yang terjadi, sehingga COP akan turun seiring meningkatnya putaran kompresor.

Harga koefisien prestasi AC mobil tertinggi dalam penelitian ini diperoleh pada kombinasi putaran kompresor 1700 rpm dan pada daya *preheater* 0.35 KW yaitu 4,00645. Sedangkan harga koefisien prestasi AC mobil terkecil adalah 2,842831 yaitu pada kombinasi putaran kompresor 4500 rpm dan daya *preheater* 0.95 KW.

4.2.6. Pengaruh Kapasitas Pendinginan terhadap *Coefficient of Performance* Pada Daya *Preheater* yang Bervariasi.



Gambar 4.12 Grafik pengaruh kapasitas pendinginan terhadap *Coefficient of Performance* pada daya *preheater* yang bervariasi

Dari grafik 4.12 diatas dapat kita ketahui bahwa kapasitas pendinginan dan daya *preheater* berpengaruh terhadap besarnya COP. Pada daya *preheater* konstan pada grafik diatas semakin besar kapasitas pendinginan maka COP semakin menurun, kita ketahui bahwa nilai COP bukan hanya dipengaruhi oleh kapasitas pendinginan saja tetapi dipengaruhi juga oleh daya kompresor, nilai kapasitas pendinginan semakin meningkat tersebut diperoleh dari meningkatkan putaran kompresor. Tetapi dengan meningkatkan putaran kompresor maka nilai daya kompresor pun semakin meningkat pula. Dalam hal ini peningkatan daya kompresor lebih signifikan sehingga dengan meningkatnya kapasitas pendinginan maka COP akan menurun.

Pada grafik diatas dapat kita ketahui juga, semakin besar daya *preheater* maka kapasitas pendinginan makin besar pula, Hal ini dikarenakan semakin besar daya *preheater* maka akan meningkatkan suhu udara sebelum masuk evaporator sehingga entalpi udara sebelum masuk evaporator meningkat. Hal ini sesuai dengan persamaan energi dibawah ini :

$$Q_{ref} = (\dot{m}_A \times h_A) - \left((\dot{m}_B \times h_B) + (\dot{m}_{CON} \times h_{CON}) \right)$$

Dimana daya *preheater* akan meningkatkan besarnya nilai h_a (entalpi udara sebelum masuk evaporator). Maka semakin besar nilai h_a akan menyebabkan kapasitas pendinginan meningkat.

Tetapi dengan semakin meningkatnya daya *preheater* maka nilai COP tersebut makin menurun hal ini disebabkan nilai COP tidak hanya dipengaruhi oleh besarnya kapasitas pendinginan saja tetapi daya kompresor pula. Besarnya daya kompresor lebih signifikan seiring dengan besarnya daya *preheater* dan putaran kompresor sehingga dengan meningkatnya kapasitas pendinginan akibat meningkatnya daya *preheater* maka COP akan menurun.

UNIVERSITAS BRAWIJAYA



BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian yang telah dilakukan dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

- Daya *preheater* dan putaran kompresor berpengaruh terhadap koefisien prestasi AC mobil ini dibuktikan dengan garis secara parabolik pada grafik.
- Pada putaran kompresor yang sama, meningkatnya daya *preheater* menyebabkan nilai koefisien prestasi AC mobil semakin menurun.
- Pada daya *preheater* yang sama, meningkatnya putaran kompresor menyebabkan nilai koefisien prestasi AC mobil semakin kecil.
- Harga koefisien prestasi AC mobil tertinggi dalam penelitian ini diperoleh pada kombinasi putaran kompresor 1700 rpm dan pada daya *preheater* 0,35 KW yaitu 4 Sedangkan harga koefisien prestasi AC mobil terkecil adalah 2,84 yaitu pada kombinasi putaran kompresor 4500 rpm dan daya *preheater* 0,95 KW.

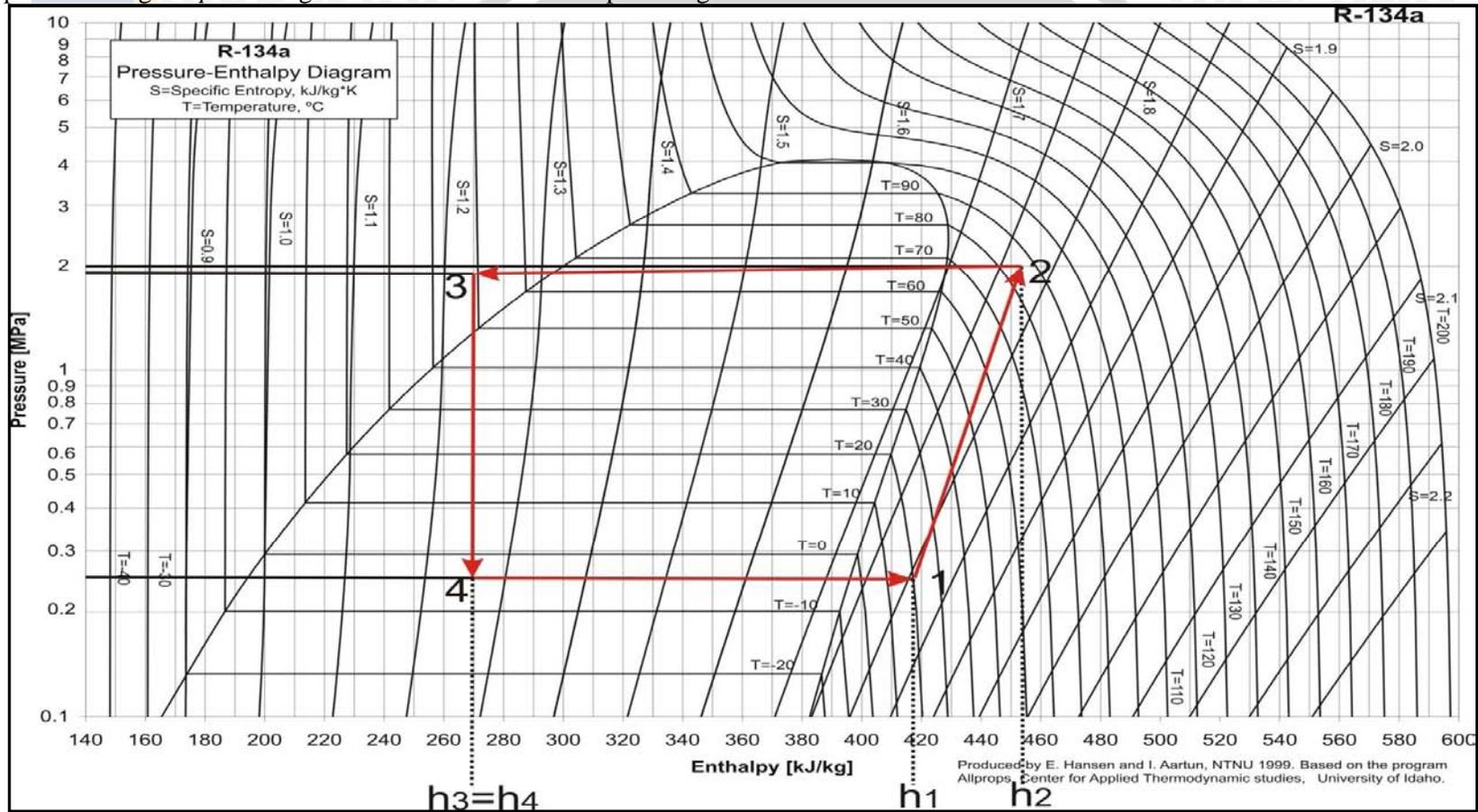
5.2 Saran

1. Sebelum melakukan penelitian hendaknya dilakukan pengecekan kebocoran instalasi dan kalibrasi alat ukur.
2. Pada penelitian selanjutnya dapat digunakan alat ukur temperature dengan *ADC* dan *digital pressure gauge* untuk memperoleh data yang lebih akurat.
3. Ruang penyekat / *duct* hendaknya dibuat sebaik mungkin agar kondisi di ruang penyekat benar-benar rapat dan terhindar dari kebocoran.
4. Untuk semua sistem AC yang ada di mobil sebaiknya memiliki alat pengatur kondisi udara yang berfungsi untuk menurunkan kelembaban relatif yaitu *preheater* pada evaporator agar diperoleh kondisi udara yang diinginkan.

DAFTAR PUSTAKA

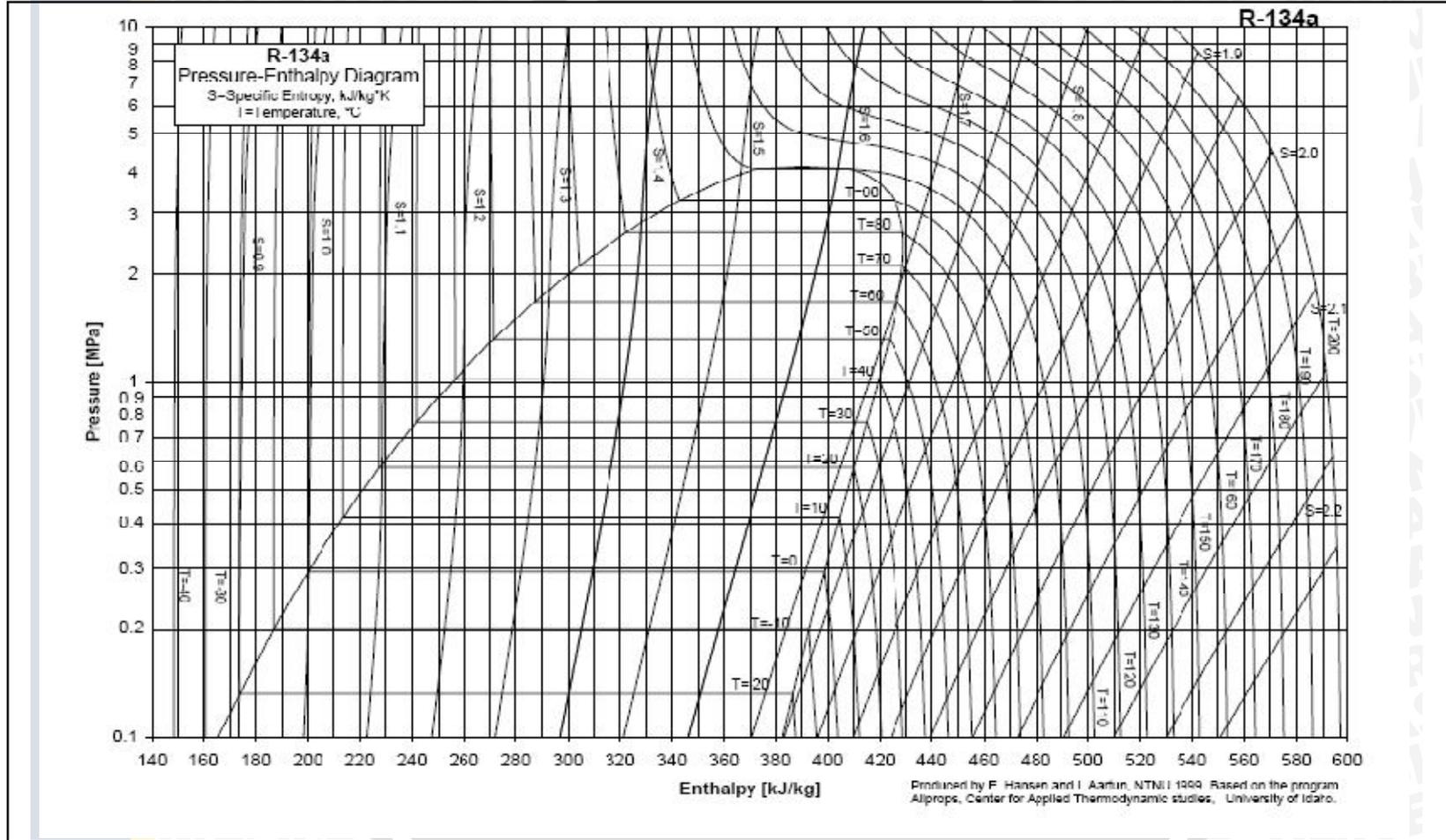
- Arismunandar, Wiranto.W dan Sito, Heizo; 1981: *Penyegaran Udara*; P.T. Pradnya Paramita, Jakarta.
- Caarier Air Conditioner Company; 1995: *Handbook of Air Conditioner System Design*; Mc Graw Hill Inc, United Stated of America.
- Cengel, Yunus A; 2003: *Heat Transfer Practical Approach*; Mc. Grow Hill, Ltd, New York.
- Daryanto; 2006: *Teknik Air Conditioning (AC) Mobil*; CV. Yrama Widya, Bandung.
- Djojodiharjo, Harijono;1987:*Termodinamika Teknik Aplikasi dan Termodinamika Statistik* ; Gramedia, Jakarta.
- Holman,J.P; 1984: *Perpindahan Kalor (Heat Transfer)*; Terj. Ir. E. Jasfi M.SC; Erlangga, Jakarta.
- Mismail, Budiono ; 1995 : *Rangkaian Listrik* ; Penerbit ITB ; Bandung
- Nainggolan, W. S.; 1994: *Termodinamika*; Armico, Bandung.
- Reynolds, William C., dan Perkins, Henry C; 1996: *Termodinamika Teknik*; Terj. Filino Harahap; Erlangga, Jakarta.
- Stoecker, W. F., dan Jones, S. W; 1992: *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara*; Terj. Supratman Hara; Erlangga, Jakarta.
- White, Frank M; 1988: *Mekanika Zalir (Fluid Mechanics)*; Terj Lick Wilarjo Phd; Erlangga, Jakarta.

Lampiran 1. Diagram *p-h* Refrigeran R-134a untuk contoh perhitungan.



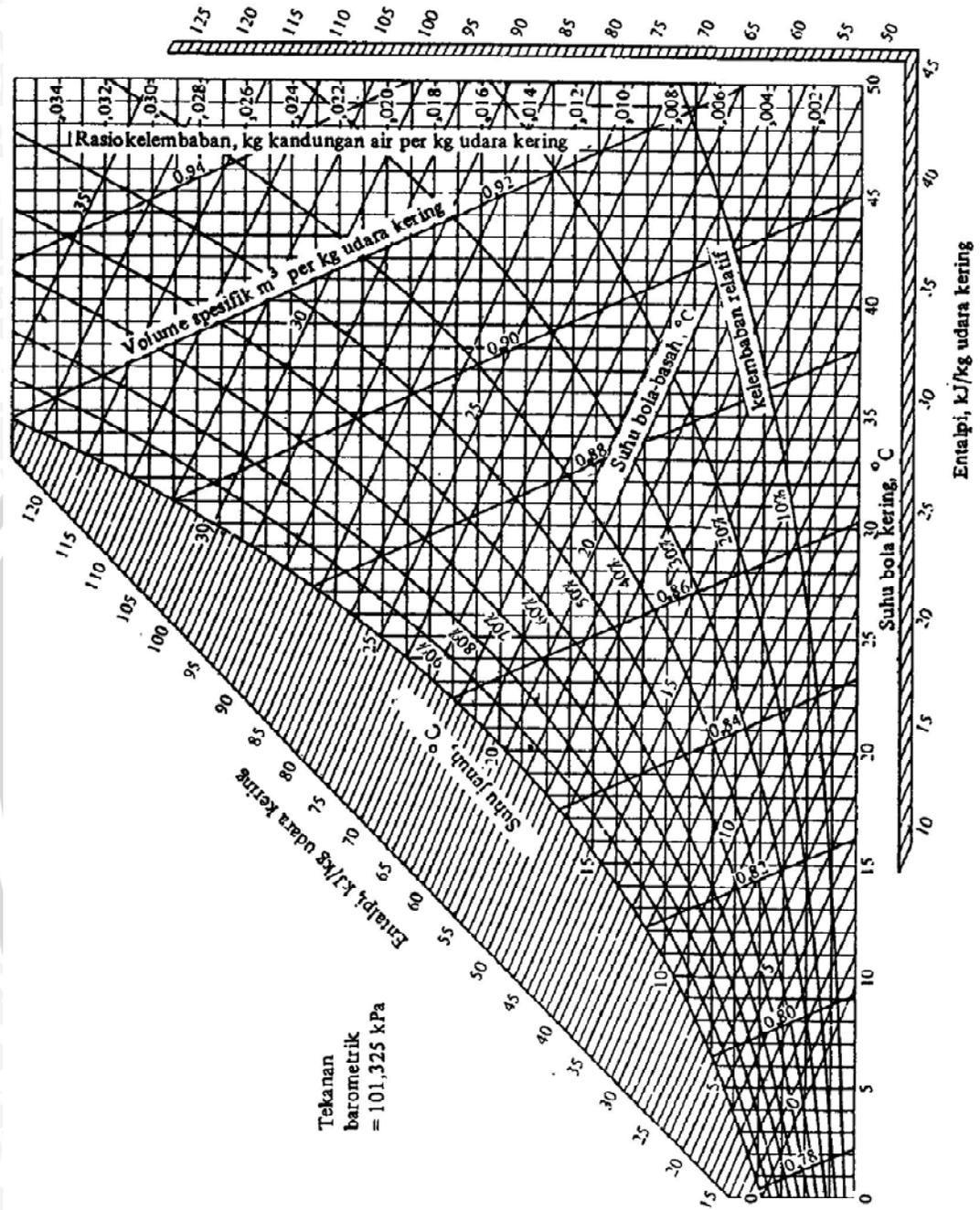
(Sumber: http://www.nt.ntnu.no/users/haugwarb/Phase_diagrams_and_thermodynamic_tables/PhaseDiagrams/R134a.pdf)

Lampiran 2. Diagram $p-h$ Refrigeran R-134a



(Sumber: http://www.nt.ntnu.no/users/haugwarb/Phase_diagrams_and_thermodynamic_tables/PhaseDiagrams/R134a.pdf)

Lampiran 3. Diagram Psikrometri



(Sumber: Stoecker, 1994:39)

