

**UNJUK KERJA AC MOBIL DENGAN REFRIGERAN LPG-CO₂
PADA BERBAGAI BEBAN PENDINGINAN**

**SKRIPSI
KONSENTRASI KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh:

**ANDI PRAMANA
NIM. 0910623029-62**

**KEMENTERIAN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
UNIVERSITAS BRAWIJAYA
FAKULTAS TEKNIK
JURUSAN TEKNIK MESIN
MALANG
2014**

LEMBAR PERSETUJUAN

UNJUK KERJA AC MOBIL DENGAN REFRIGERAN LPG-CO₂ PADA BERBAGAI BEBAN PENDINGINAN

SKRIPSI KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar sarjana teknik



Disusun Oleh:

ANDI PRAMANA
NIM. 0910623029 - 62

Telah diperiksa dan disetujui oleh:

Dosen Pembimbing I

Dr. Eng. Mega Nur Sasongko, ST., MT.
NIP. 19740930 200012 1 001

Dosen Pembimbing II

Dr. Eng. Nurkholis Hamidi, ST., M.Eng
NIP. 19740121 199903 1 001

LEMBAR PENGESAHAN

UNJUK KERJA AC MOBIL DENGAN REFRIGERAN LPG-CO₂
PADA BERBAGAI BEBAN PENDINGINAN

SKRIPSI KONSENTRASI KONVERSI ENERGI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun oleh :

ANDI PRAMANA
NIM. 0910623029-62

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada
Tanggal 28 Januari 2014

Majelis Penguji

Skripsi I

Skripsi II

Ir. Suharto, MT
NIP. 19531030 198212 1 001

Dr.Eng. Anindito Purnowidodo, ST., M.Eng
NIP. 19710310 199802 1 001

Skripsi III

Dr. Eng. Lilis Yuliati, ST., MT.
NIP. 19750702 200003 2 001

199903 1 004

Mengetahui,
Ketua Jurusan Teknik Mesin

Dr. Eng. Nurkholis Hamidi, ST., M.Eng
NIP. 19740121 199903 1 001

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, Puji Syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT, karena hanya dengan limpahan rahmat dan hidayah-Nya penulis dapat menyelesaikan skripsi yang berjudul **"Unjuk Kerja AC Mobil Dengan Refrigeran LPG-CO₂ Pada Berbagai Beban Pendinginan"**.

Skripsi ini disusun sebagai salah satu syarat bagi mahasiswa jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya Malang untuk memperoleh gelar sarjana Teknik.

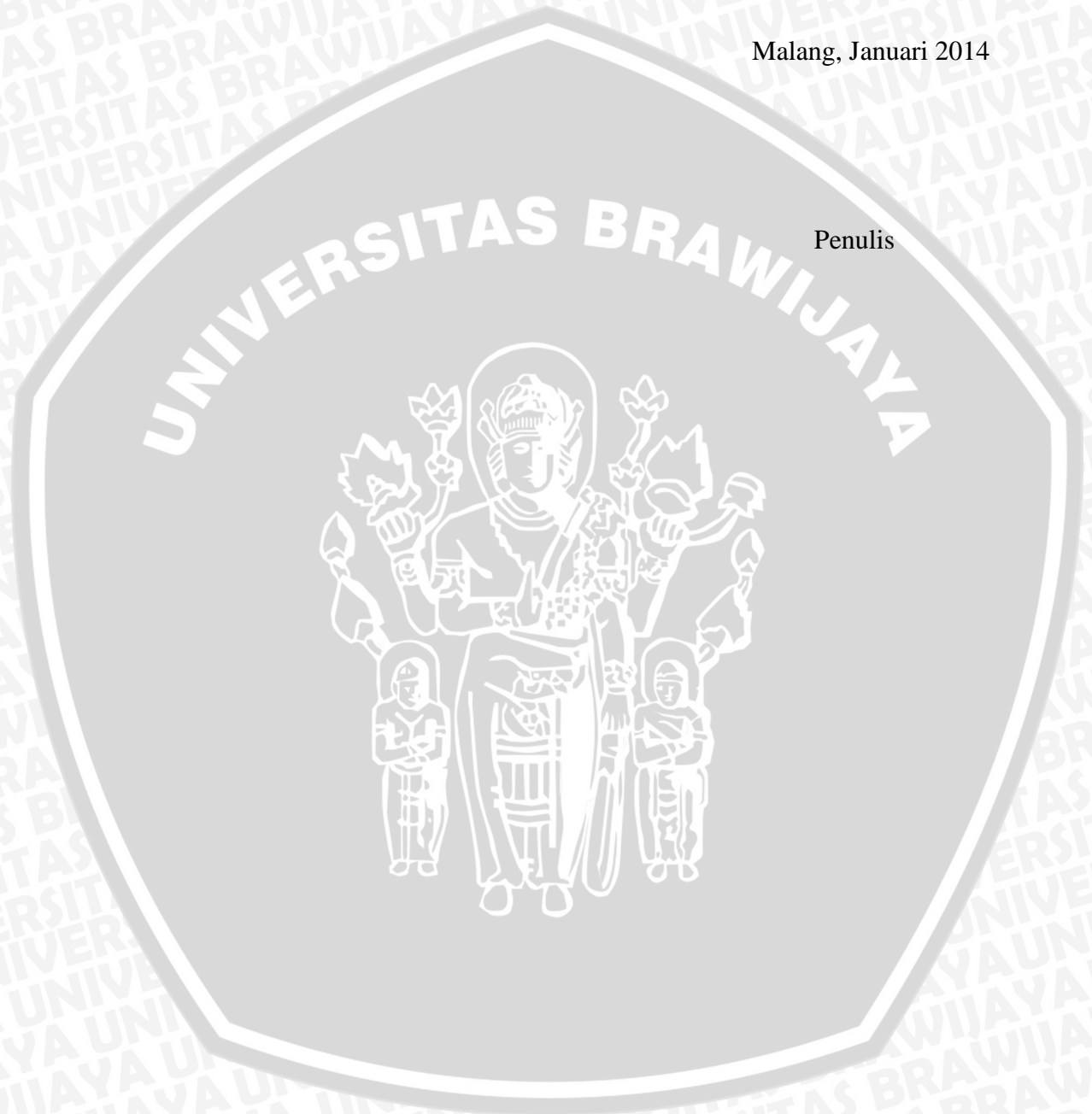
Penulis mengucapkan banyak terima kasih kepada pihak-pihak yang telah membantu menyelesaikan skripsi ini, terutama kepada :

1. Bapak Dr.Eng. Nurkholis Hamidi, ST., M.Eng. selaku ketua Jurusan Teknik Mesin sekaligus pembimbing II dan Bapak Purnami, ST., MT. selaku Sekretaris Jurusan Teknik Mesin.
2. Bapak Agung Sugeng Widodo, ST., MT., Ph.D. selaku Ketua Kelompok Konsentrasi Teknik Konversi Energi
3. Bapak Dr.Eng. Mega Nur Sasongko, ST., MT. selaku dosen pembimbing I atas bantuan, saran dan nasihatnya.
4. Seluruh Staf Pengajar dan Administrasi Jurusan Teknik Mesin.
5. Ayahanda Sumardi dan Ibunda Susmiati; Kakakku Diantoro, ST., dan Mbak Ninik; Kakakku Arifin, ST., dan Mbak Yessy, serta Adikku Muhamad Subekti yang saya sayangi, atas segala doa, kasih sayang, dan dukungan baik secara materil maupun moril.
6. Teman-teman *Black Mamba* (M'09).
7. Teman-teman asisten Laboratorium Mesin Pendingin, Afrima Nugrahanto, Andi Putranto, Mika Farizkaraja, Lutfi Lailunnazar, Arif Mukhlisin, Bernadus Romario Anindita terimakasih atas bantuannya dalam pengerjaan alat penelitian.
8. Teman-teman kost KRD7, Poundra, Tegar, Ihksan, yang setia menemani dan menghibur dalam pengerjaan skripsi.
9. Teman-teman seperjuangan semasa sekolah di SMA NEGERI 94 JAKARTA, Ibel, Kinder, Arif yang telah memberikan semangat.

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan skripsi ini masih jauh dari sempurna, oleh karena itu penulis bersedia menerima kritik yang bersifat membangun di kemudian hari. Semoga dapat memunculkan ide-ide baru, dan semangat untuk mengembangkannya dan bermanfaat bagi semua pihak. Semoga skripsi ini bisa bermanfaat bagi pembaca.

Malang, Januari 2014

Penulis



DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR..... i

DAFTAR ISIiii

DAFTAR GAMBAR..... v

DAFTAR TABEL vii

DAFTAR LAMPIRAN viii

RINGKASAN..... ix

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang 1

1.2 Rumusan Masalah 2

1.3 Batasan Masalah..... 2

1.4 Tujuan Penelitian..... 3

1.5 Manfaat Penelitian..... 3

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian-Penelitian Sebelumnya 4

2.2 Sistem Refrigerasi dan Pengkondisian Udara 4

2.3 Sifat Termodinamika 5

2.4 Psikrometri 7

2.5 Persamaan Aliran Mantap 9

2.6 Mesin Pendingin 10

 2.6.1 Mesin Pendingin Dengan Siklus Kompresi Uap..... 11

 2.6.2 Bagian-Bagian Utama Mesin Pendingin Kompresi Uap..... 14

2.7 Refrigeran 19

2.8 *Liquefield Petroleum Gas* (LPG) 20

2.9 Karbondioksida (CO₂)..... 21

2.10 Campuran Gas 21

2.11 *Boiler* 26

2.12 Hipotesa..... 27

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian..... 28



3.2	Variabel Penelitian	28
3.3	Instalasi Penelitian.....	28
3.4	Alat-Alat yang Digunakan.....	29
3.5	Prosedur Penelitian.....	35
3.6	Diagram Alir Penelitian.....	35

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

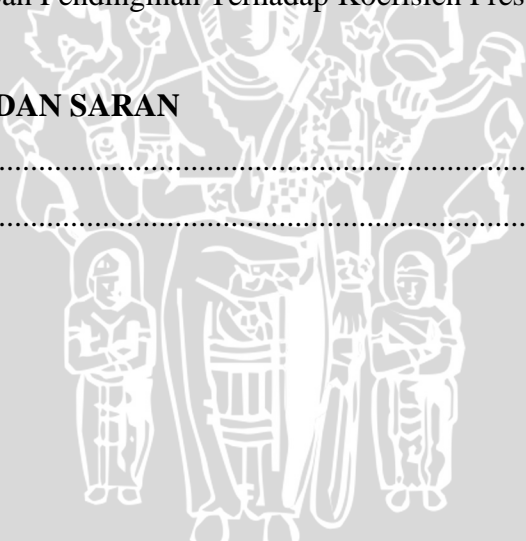
4.1	Analisa Data	37
4.1.1	Data Hasil Penelitian.....	37
4.1.2	Perhitungan Data	38
4.1.3	Data Hasil Perhitungan	44
4.2	Hasil dan Pembahasan.....	44
4.2.1	Variasi Beban Pendinginan Terhadap Efek Referigerasi.....	49
4.2.2	Variasi Beban Pendinginan Terhadap Kerja Kompresi	51
4.2.3	Variasi Beban Pendinginan Terhadap Koefisien Prestasi	53

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1	Kesimpulan.....	55
5.2	Saran.....	55

DAFTAR PUSTAKA

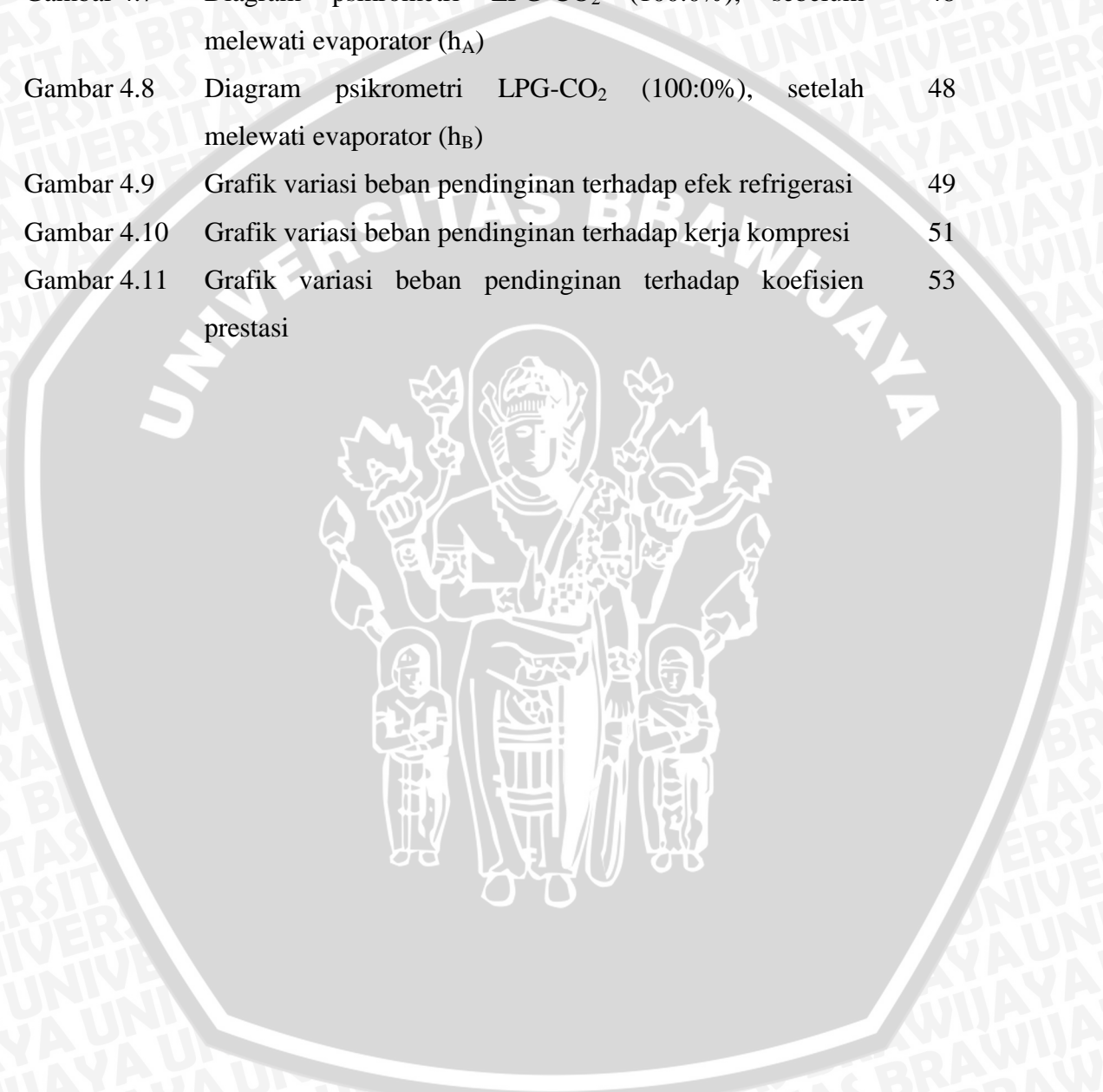
LAMPIRAN



DAFTAR GAMBAR

No.	Judul	Halaman
Gambar 2.1	Keseimbangan energi pada sebuah volume atur yang sedang mengalami laju aliran mantap	10
Gambar 2.2	Diagram skematik komponen mesin pendingin siklus kompresi uap	11
Gambar 2.3	Daur kompresi uap standar dalam diagram tekanan-entalpi	12
Gambar 2.4	Kompresor	15
Gambar 2.5	Kondensor	16
Gambar 2.6	Evaporator	17
Gambar 2.7	Katup ekspansi	19
Gambar 3.1	Skema instalasi penelitian	29
Gambar 3.2	Kompresor	30
Gambar 3.3	Kondensor	30
Gambar 3.4	Katup ekspansi	30
Gambar 3.5	Evaporator	31
Gambar 3.6	<i>Filter drier</i>	31
Gambar 3.7	<i>Blower</i>	31
Gambar 3.8	Ruang penyekat	32
Gambar 3.9	Mesin vakum refrigeran	32
Gambar 3.10	<i>Manifold</i>	32
Gambar 3.11	Timbangan refrigeran	33
Gambar 3.12	<i>Regulator high pressure</i>	33
Gambar 3.13	LPG 12kg	33
Gambar 3.14	Tabung gas CO ₂	34
Gambar 3.15	<i>Pressure gauge</i>	34
Gambar 3.16	Termometer	34
Gambar 3.17	<i>Stopwatch</i>	34
Gambar 3.18	Diagram alir penelitian	36
Gambar 4.1	Diagram P-h propan dengan refrigeran LPG-CO ₂ (95:5%)	45
Gambar 4.2	Diagram P-h butan dengan refrigeran LPG-CO ₂ (95:5%)	45
Gambar 4.3	Diagram P-h propan dengan refrigeran LPG-CO ₂ (100:0%)	46

Gambar 4.4	Diagram P-h butan dengan refrigeran LPG-CO ₂ (100:0%)	46
Gambar 4.5	Diagram psikrometri LPG-CO ₂ (95:5%), sebelum melewati evaporator (h _A)	47
Gambar 4.6	Diagram psikrometri LPG-CO ₂ (95:5%), setelah melewati evaporator (h _B)	47
Gambar 4.7	Diagram psikrometri LPG-CO ₂ (100:0%), sebelum melewati evaporator (h _A)	48
Gambar 4.8	Diagram psikrometri LPG-CO ₂ (100:0%), setelah melewati evaporator (h _B)	48
Gambar 4.9	Grafik variasi beban pendinginan terhadap efek refrigerasi	49
Gambar 4.10	Grafik variasi beban pendinginan terhadap kerja kompresi	51
Gambar 4.11	Grafik variasi beban pendinginan terhadap koefisien prestasi	53



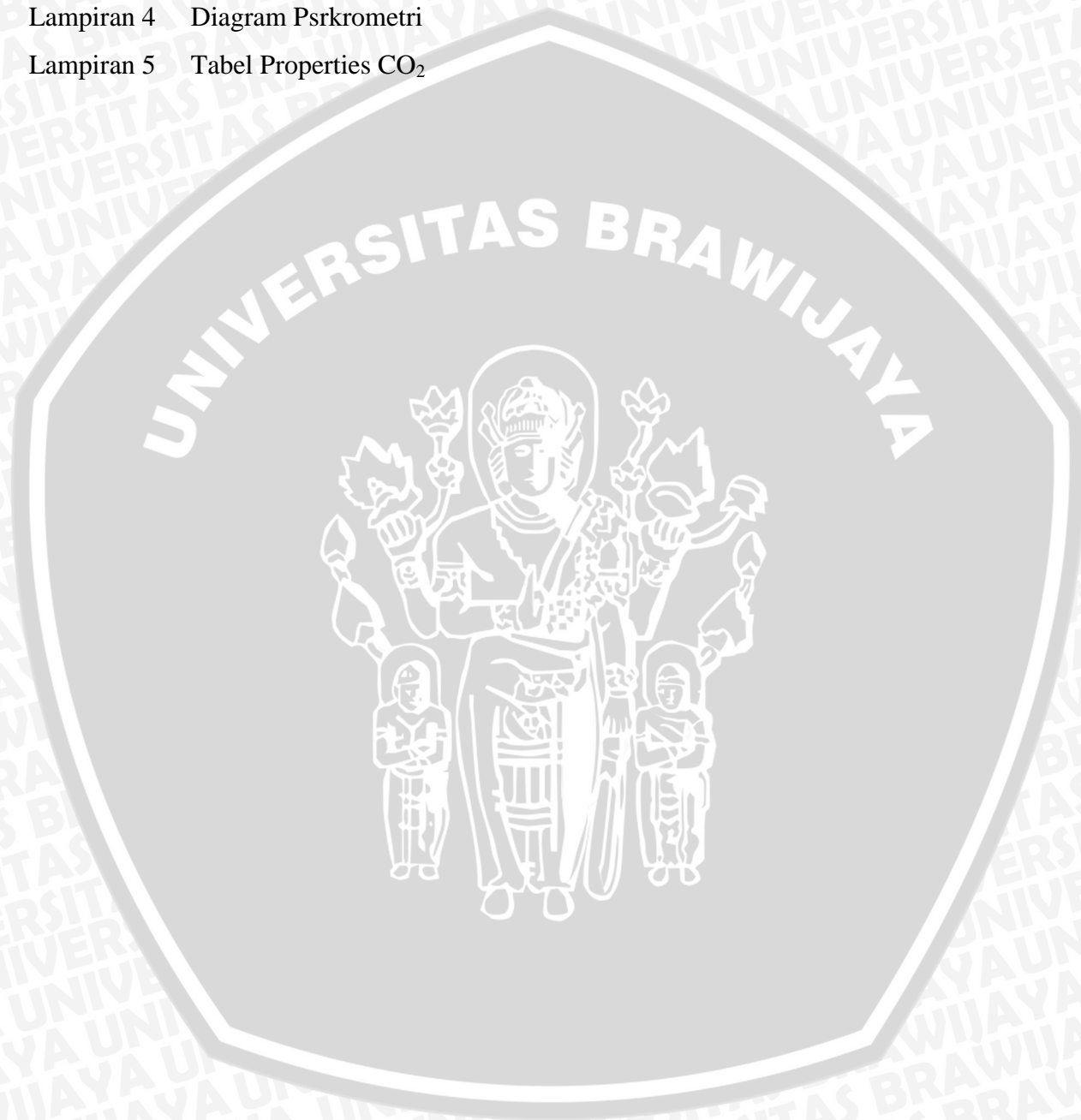
DAFTAR TABEL

No.	Judul	Halaman
Tabel 4.1	Data Hasil Pengujian LPG-CO ₂ (95:5%)	37
Tabel 4.2	Data Hasil Pengujian LPG-CO ₂ (100:0%)	37
Tabel 4.3	Entalpi udara LPG-CO ₂ (95:5%)	39
Tabel 4.4	Entalpi udara LPG-CO ₂ (100:0%)	39
Tabel 4.5	Tekanan Parsial LPG-CO ₂ (95:5%)	41
Tabel 4.6	Tekanan Parsial LPG-CO ₂ (100:0%)	41
Tabel 4.7	Entalpi refrigeran LPG-CO ₂ (95:5%)	42
Tabel 4.8	Entalpi refrigeran LPG-CO ₂ (100:0%)	43



DAFTAR LAMPIRAN

- Lampiran 1 Hasil Perhitungan Unjuk Kerja
- Lampiran 2 Diagram P-h Butan
- Lampiran 3 Diagram P-h Propan
- Lampiran 4 Diagram Psrkrometri
- Lampiran 5 Tabel Properties CO₂



RINGKASAN

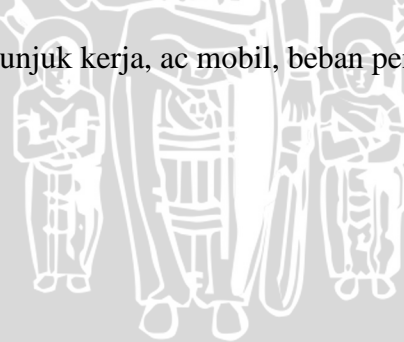
ANDI PRAMANA, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya, Januari 2014, *Unjuk Kerja AC Mobil Dengan Refrigeran LPG-CO₂ Pada Berbagai Beban Pendinginan*, Dosen Pembimbing: Mega Nur Sasongko, dan Nurkholis Hamidi

Perkembangan sistem pengkondisian udara telah berkembang secara pesat, dikarenakan manusia membutuhkan suatu kondisi udara yang nyaman dalam ruangan. Refrigeran hidrokarbon mempunyai keunggulan dari refrigeran halokarbon, yaitu tidak memiliki *Global Warming Potential* (GWP) dan *Ozon Depleting Substance* (ODP). Untuk mengurangi tingkat *flammability* dari LPG, peneliti mencampur dengan gas inert yaitu karbondioksida (CO₂). Karbondioksida merupakan salah satu refrigeran alami yang memiliki kemampuan bersifat sebagai *inhibitor*. Sedangkan CO₂ sendiri bisa digunakan sebagai refrigeran tetapi membutuhkan tekanan operasi yang tinggi yaitu 40bar. Prinsip kerja mesin pendingin yaitu memindahkan panas dari reservoir bertemperatur rendah ke reservoir bertemperatur tinggi guna efek pendinginan.

Pada penelitian ini menggunakan refrigeran LPG-CO₂ dengan beban pendinginan sebelum melewati evaporator. Pengujian ini dilakukan dengan variasi beban pendinginan pada *boiler* dengan satuan [kW] adalah 1; 2; dan 3 dengan konsentrasi campuran refrigeran LPG-CO₂ (95:5%) dan LPG- CO₂ (100:0%).

Dari hasil penelitian didapatkan bahwa semakin besar beban pendinginan dapat menyebabkan temperatur refrigeran masuk ke kompresor semakin besar yang mengakibatkan kerja dari kompresor semakin meningkat, sehingga akan mempengaruhi nilai dari koefisien prestasi *air conditioner* yang semakin menurun. Dari penelitian ini didapatkan nilai koefisien prestasi yang terbesar dengan refrigeran LPG-CO₂ (100:0%) dengan tingkat pembebanan 1[kW] sebesar 6,017.

Kata kunci : *air conditioner*, unjuk kerja, ac mobil, beban pendinginan



BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan sistem pengkondisian udara telah berkembang secara pesat, dikarenakan manusia membutuhkan suatu kondisi udara yang nyaman dalam ruangan. Ini dibuktikan dengan adanya banyak industri, perkantoran, perumahan maupun kendaraan yang dilengkapi dengan *air conditioner* (AC) yang bertujuan untuk mengondisikan dan menyegarkan udara ruangan.

Mesin pendingin merupakan mesin konversi energi yang dipakai untuk memindahkan panas dari temperatur rendah ke temperatur tinggi dengan cara menambahkan kerja dari luar. Mesin pendingin merupakan peralatan yang digunakan dalam proses pendinginan suatu fluida sehingga mencapai temperatur dan kelembaban yang diinginkan, dengan jalan menyerap panas dari suatu reservoir dingin dan diberikan ke suatu reservoir panas. Komponen utama dari sistem refrigerasi adalah kompresor, kondensor, alat ekspansi dan evaporator.

Dalam kehidupan sehari-hari sering dijumpai banyak pemilik mobil menginginkan kondisi ruangan mobil yang nyaman. Oleh karena itu kemampuan suatu sistem mesin pendingin pada mobil diharapkan mampu memberikan kinerja yang optimal. Penentu kinerja dari mesin pendingin adalah koefisien prestasi (*Coefficient of Performance*), karena koefisien prestasi menyatakan efisiensi dari siklus mesin pendingin.

Untuk mendapatkan koefisien prestasi yang baik dapat diwujudkan dengan melakukan berbagai modifikasi pada AC tersebut, diantaranya adalah dengan memvariasikan jenis refrigeran yang akan digunakan. Refrigeran adalah media pembawa kalor yang mudah berubah bentuk dari cair ke gas atau sebaliknya dengan menyerap dan melepas kalor yang digunakan dalam siklus mesin pendingin. Setiap refrigeran memiliki karakteristik yang berbeda-beda, hal ini akan mempengaruhi koefisien prestasi.

Sampai saat ini banyak kendaraan yang menggunakan R-134a sebagai refrigeran dalam sistem *air conditioner*. R-134a merupakan salah satu refrigeran yang memiliki beberapa sifat yang baik, tidak beracun, tidak mudah terbakar dan relatif stabil. Tetapi R-134a juga memiliki kelemahan di antaranya, relatif mahal, dan masih memiliki

potensi sebagai zat yang dapat menyebabkan efek pemanasan global karena memiliki *Global Warming Potential* (GWP) yang signifikan.

Hidrokarbon merupakan refrigeran ramah lingkungan yang tidak mempunyai potensi sebagai zat yang dapat menyebabkan efek pemanasan global karena tidak memiliki *Global Warming Potential* (GWP). Tetapi hidrokarbon mempunyai kekurangan, yaitu gas yang mudah terbakar (*flammable*). Oleh karena itu beberapa peneliti berusaha menekan tingkat kemampuan terbakar (*flammability*) dari refrigeran hidrokarbon dengan cara mencampur dengan refrigeran lain yang tidak mudah terbakar.

Pada penelitian ini menggunakan refrigeran jenis hidrokarbon yang biasa digunakan oleh banyak orang dan harganya relatif murah yaitu LPG (*Liquified Petroleum Gas*). Penggunaan *inhibitor* atau zat penghambat laju reaksi pembakaran, dalam bidang refrigerasi masih menggunakan unsur yang masih menimbulkan efek negatif terhadap lingkungan misalnya Br, F, dan Cl. Karbondioksida (CO₂) merupakan salah satu refrigeran alami yang memiliki kemampuan bersifat sebagai *inhibitor*. Sedangkan CO₂ sendiri bisa digunakan sebagai refrigeran tetapi membutuhkan tekanan operasi yang tinggi yaitu 40 bar. LPG yang dicampur dengan CO₂ menyebabkan *flammability* LPG berubah, semakin banyak CO₂ yang bercampur pada LPG, maka *flammability* dari LPG akan menurun.

Mesin yang digunakan pada penelitian ini berupa *air conditioner* pada sebuah mobil Toyota Kijang dengan refrigeran LPG-CO₂ dengan penambahan beban pendinginan guna mengetahui tingkat pembebanan yang memberikan pengaruh terhadap unjuk kerja AC mobil.

1.2 Rumusan Masalah

Dengan berdasarkan latar belakang tersebut, maka dapat dirumuskan permasalahan sebagai berikut : Bagaimanakah unjuk kerja AC mobil dengan refrigeran LPG-CO₂ pada berbagai beban pendinginan?

1.3 Batasan Masalah

Agar permasalahan yang dibahas dalam skripsi ini lebih terfokus, maka penulis mengambil beberapa batasan masalah sebagai :

1. Refrigeran yang digunakan adalah LPG-CO₂ (95:5%).
2. *Air conditioner* yang digunakan bermerk Toyota Kijang HFC 134a.

3. Unjuk kerja yang dimaksud adalah efek refrigerasi, kerja kompresi, dan koefisien prestasi.
4. Unjuk kerja menggunakan rumus ideal.
5. Tidak membahas *flammability* refrigeran.
6. Tidak membahas efisiensi *boiler*.
7. Ruang sekat pada kondisi *steady state*.
8. Udara lingkungan sekitar diasumsikan memiliki kelembaban dan temperatur yang konstan.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini adalah mengetahui unjuk kerja AC mobil dengan refrigeran LPG-CO₂ pada berbagai beban pendinginan. Unjuk kerja yang dimaksud dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

- Efek refrigerasi
- Kerja kompresi
- Koefisien prestasi

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Sebagai bahan referensi penelitian selanjutnya, terutama mengenai mesin pendingin dan pengkondisian udara pada AC mobil.
2. Mampu mengaplikasikan teori yang telah didapat selama di bangku perkuliahan tentang mesin pendingin dan pengkondisian udara.
3. Dapat digunakan sebagai sarana pengembangan analisis dan praktis di bidang pengkondisian udara sebagai upaya mendapatkan refrigeran alternatif.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian – Penelitian Sebelumnya

Di dalam ruangan mempunyai temperatur yang berbeda, maka beban yang diterima oleh *air conditioner* berbeda. Gunadiarta (2006), kecepatan aliran beserta kelembaban sebagai parameter kondisi mula udara atmosfer akan mempengaruhi perpindahan panas sisi udara pada deret pipa-pipa evaporator. Pada instalasi AC, fenomena demikian akan merubah kapasitas pendinginan, sehingga menyebabkan prestasi instalasi yang dinyatakan COP juga ikut berubah. Apabila kelembaban udara dan kecepatan aliran yang mengalir pada evaporator tinggi, maka kapasitas pendinginannya rendah. Disebabkan oleh panas yang diserap pada deret pipa-pipa evaporator sedikit.

Air conditioner mempunyai fan pada komponen evaporator yang berfungsi untuk menghembuskan angin pada evaporator guna terjadinya penyerapan kalor dari ruangan ke dalam refrigeran. Prayitno (2010), semakin besar tegangan *fan* maka semakin naik nilai COP. Sehingga laju aliran massa udara yang masuk evaporator meningkat. Naik turunnya nilai COP dipengaruhi oleh beban pendinginan dan daya kompresor.

R-134a memiliki potensi sebagai zat yang dapat menyebabkan efek pemanasan global karena memiliki *Global Warming Potential* (GWP) yang signifikan. Refrigeran hidrokarbon merupakan salah satu refrigeran alami yang ramah lingkungan yang bisa menjadi refrigeran alternatif pengganti refrigeran R134a (Mohanraj, 2009).

Udara masuk *blower* mempengaruhi kerja dari mesin pendingin, maka akan mempengaruhi dari unjuk kerja mesin pendingin dan semakin cepat putaran *blower*, maka semakin besar koefisien prestasi dari mesin pendingin. Refrigeran yang digunakan dalam *air conditioner* sebaiknya menggunakan refrigeran ramah lingkungan yang tidak mempunyai potensi sebagai zat yang dapat menyebabkan efek pemanasan global (*Global Warming Potential*).

2.2 Sistem Refrigerasi dan Pengkondisian Udara

Dapat dikatakan bahwa refrigerasi (*refrigeration*) dan pengkondisian udara (*air conditioning*) merupakan terapan dari teori perpindahan kalor dan termodinamika.

Refrigerasi adalah metode pengkondisian udara agar temperatur ruangan tetap berada di bawah temperatur lingkungan. Temperatur ruangan tersebut terkondisi di bawah temperatur lingkungan, maka ruangan akan menjadi lebih dingin.

Pengkondisian udara adalah proses perlakuan udara untuk mengatur suhu, kelembaban, kebersihan, dan pendistribusiannya secara serentak guna mencapai kondisi nyaman yang dibutuhkan oleh penghuni yang berada di dalamnya. Oleh karena itu teknik pengkondisian udara juga mencakup pemanasan seperti pengaturan kecepatan, radiasi termal dan kualitas udara termasuk penyisihan partikel dan uap pengotor. (Stoecker, 1996:1)

2.3 Sifat Termodinamika

Bagian penting dalam menganalisis sistem termal adalah penentuan sifat termodinamika yang bersangkutan. Suatu sifat termodinamika adalah setiap karakteristik atau ciri dari bahan yang diujai secara kuantitatif, seperti suhu, tekanan, dan rapat massa. Sifat-sifat termodinamika yang penting dalam penelitian ini adalah : (Stoecker, 1996:14)

- Suhu

Suhu (t) dari suatu bahan menyatakan keadaan termal dan kemampuannya untuk bertukar energi dengan bahan lain yang bersentuhan dengannya. Suatu bahan yang bersuhu lebih tinggi akan memberikan energi kepada bahan lain yang suhunya lebih rendah. Titik acuan bagi skala Celcius adalah titik beku air (0°C) dan titik didih air (100°C). Suhu absolut (T) adalah derajat diatas nol absolut yang dinyatakan dengan Kelvin (K); yaitu $T = t^{\circ}\text{C} + 273$.

- Tekanan

Tekanan (P) adalah gaya normal (tegak lurus) yang diberikan oleh suatu fluida persatuan luas benda yang terkena gaya tersebut. Tekanan absolut adalah ukuran tekanan diatas nol (tekanan sebenarnya yang berada di atas nol). Satuan yang dipakai untuk tekanan adalah Newton per-luasan meter kuadrat atau $\left[\frac{N}{m^2}\right]$, bisa juga disebut dengan Pascal (Pa). Tekanan atmosfer standar = $101,325 [kPa]$.

- Rapat massa dan volume spesifik

Rapat massa (ρ) dari suatu fluida adalah massa yang mengisi satu satuan volume. Volume spesifik (v) adalah volume yang diisi oleh satu satuan massa. Rapat massa udara pada tekanan 1 atm dengan suhu 25°C mempunyai rapat massa $1,2 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$.

- Kalor spesifik

Kalor spesifik (c) dari suatu bahan adalah jumlah energi yang diperlukan untuk menaikkan suhu tiap satu satuan massa bahan tersebut sebesar 1K . Dua besaran yang umum adalah kalor spesifik pada volume tetap (c_v) dan kalor spesifik pada tekanan tetap (c_p). Kalor spesifik pada tekanan tetap sering digunakan pada proses pemanasan dan pendinginan dalam refrigerasi. Nilai pendekatan dari kalor spesifik dari beberapa bahan yang penting adalah sebagai berikut :

$$c_p = \begin{cases} 1.0 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \right] & \text{udara kering} \\ 4.19 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \right] & \text{air} \\ 1.88 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \right] & \text{uap air} \end{cases}$$

- Entalpi

Entalpi (h) adalah energi kalor yang dikandung suatu zat per-satuan massa $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$. Suatu perubahan entalpi Δh adalah jumlah kalor yang diberikan atau dilepaskan per-satuan massa melalui proses-proses tertentu. Sifat entalpi dapat menyatakan laju perpindahan kalor untuk proses penguapan dan pengembunan.

- Entropi

Entropi (s) adalah energi kalor yang dibutuhkan untuk menaikkan 1° temperatur setiap satuan massa $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \right]$. Entropi memiliki sifat yang hanya digunakan dalam hal khusus dan terbatas. Sifat-sifanya sebagai berikut :

- Jika suatu gas atau uap ditekan atau diekspansikan tanpa gesekan dan penambahan atau pelepasan kalor selama proses berlangsung maka entropi bahan tersebut tetap.

- b. Dalam proses tersebut, perubahan entalpi menyatakan jumlah kerja per-satuan massa yang diperlukan oleh proses penekanan atau yang dilepaskan oleh proses ekspansi tersebut.

2.4 Psikrometri

Psikrometri adalah ilmu yang mempelajari tentang sifat-sifat udara lembab dan kajian tentang sifat-sifat campuran udara dan uap air. Sifat termal dari udara basah pada umumnya ditunjukkan dengan menggunakan diagram psikrometri. Udara atmosfer tidak seluruhnya kering, melainkan merupakan campuran antara udara dan uap air. Oleh karena itu, psikrometri mempunyai arti penting dalam teknik refrigerasi dan teknik pengkondisian udara. Dalam psikrometri terdapat beberapa istilah dan simbol sebagai berikut:

1. Temperatur bola kering

Temperatur bola kering bisa dilihat dari termometer dengan sensor kering dan terbuka. Namun, penunjukannya belum akurat karena adanya pengaruh radiasi panas, kecuali jika sensornya memperoleh ventilasi yang cukup baik.

2. Temperatur bola basah

Temperatur bola basah dapat dilihat dengan menggunakan termometer dengan sensor yang dibalut dengan kain basah untuk menghilangkan pengaruh radiasi panas.

3. Rasio kelembaban (*humidity ratio*)

Rasio kelembaban (W) merupakan berat atau massa air yang terkandung dalam setiap kilogram udara kering. Dalam teknik pengkondisian udara, untuk menghitung rasio kelembaban dapat digunakan persamaan gas ideal, jadi uap air dan udara dapat dianggap sebagai gas ideal, sehingga mengikuti persamaan $pv = RT$, serta memiliki kalor spesifik yang tetap. Udara dianggap sebagai gas ideal karena suhunya cukup tinggi dibandingkan dengan suhu jenuhnya, dan uap air dianggap ideal karena tekanannya cukup rendah dibandingkan dengan tekanan jenuhnya. Dengan demikian diperoleh persamaan rasio kelembaban dapat dinyatakan dengan rumus sebagai berikut :

$$W = \frac{kg_{\text{uap air}}}{kg_{\text{udara kering}}} = \frac{p_s \frac{V}{R_s} T}{p_a \frac{V}{R_a} T} = \frac{\frac{p_s}{R_s}}{\frac{(p_t - p_s)}{R_a}} \quad (\text{Stoecker; 1996 : 41}) \quad (2-1)$$

Dengan :

$$W = \text{rasio kelembaban} \quad \left[\frac{\text{kg uap air}}{\text{kg udara kering}} \right]$$

$$V = \text{volume sembarang campuran udara-uap} \quad [m^3]$$

$$p_t = \text{tekanan atmosfer} = p_a + p_s \quad [Pa]$$

$$p_a = \text{tekanan parsial udara kering} \quad [Pa]$$

$$R_a = \text{tetapan gas untuk udara kering} = 287 \quad \left[\frac{J}{kg.K} \right]$$

$$R_s = \text{tetapan gas untuk uap-air} = 461,5 \quad \left[\frac{J}{kg.K} \right]$$

$$I = \text{suhu absolut campuran udara-uap} \quad [K]$$

$$P_s = \text{tekanan parsial uap air dalam keadaan jenuh} \quad [Pa]$$

Dengan mendistribusikan nilai R_a dan R_s ke dalam persamaan (2-3), maka akan diperoleh :

$$W = \left(\frac{287}{416,5} \right) \frac{p_s}{p_t - p_s} = 0,622 \frac{p_s}{p_t - p_s} \quad (\text{Stoecker; 1996 : 41}) \quad (2-2)$$

4. Kelembaban relatif

Kelembaban relatif (ϕ) adalah perbandingan antara tekanan parsial uap air yang ada di dalam udara dan tekanan jenuh uap air pada temperatur yang sama. Kelembaban relatif (ϕ) dapat dinyatakan dengan rumus sebagai berikut :

$$\phi = \frac{\text{tekanan uap air parsial}}{\text{tekanan jenuh air murni pada suhu yang sama}} = \frac{p_s}{p_w} \quad (\text{Stoecker; 1996 : 40}) \quad (2-3)$$

Dengan :

$$\phi = \text{kelembaban relatif} \quad [\%]$$

$$p_s = \text{tekanan parsial uap air dalam keadaan jenuh} \quad [Pa]$$

$$p_w = \text{tekanan jenuh air murni pada suhu yang sama} \quad [Pa]$$

5. Volume spesifik

Volume spesifik (v) adalah volume udara campuran dengan satuan meter kubik per-kilogram udara kering. Dapat 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 gas ideal, volume spesifik (v) dapat dinyatakan dengan rumus sebagai berikut :

$$v = \frac{R_a T}{p_a} = \frac{R_a T}{p_t - p_s} \quad (\text{Stoecker; 1996 : 43}) \quad (2-4)$$

Dengan :

$$v = \text{volume spesifik} \quad \left[\frac{m^3}{kg \text{ udara kering}} \right]$$

$$R_a = \text{tetapan gas untuk udara kering} = 287 \quad \left[\frac{J}{kg.K} \right]$$

$$p_t = \text{tekanan atmosfer} = p_a + p_s \quad [Pa]$$

$$P_s = \text{tekanan parsial uap air dalam keadaan jenuh} \quad [Pa]$$

6. Titik embun

Titik embun adalah temperatur air pada saat tekanan uapnya sama dengan tekanan uap dari udara lembab. Jadi, pada temperatur tersebut uap air dalam udara mulai mengembun dan hal tersebut terjadi apabila udara (lembab) didinginkan.

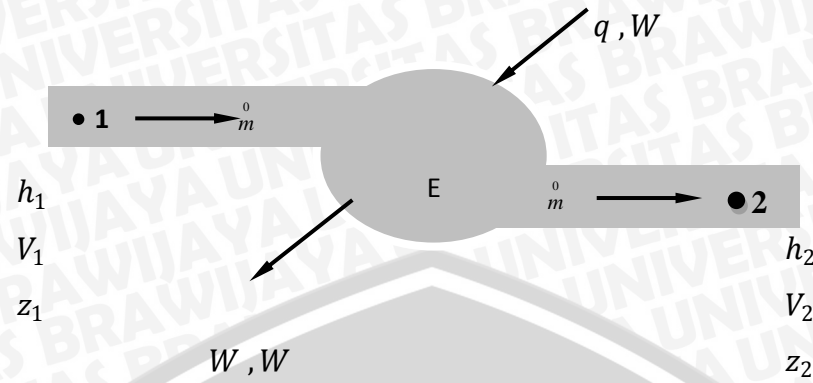
2.5 Persamaan Energi Aliran Mantap

Dalam sistem refrigerasi dan pengkondisian udara, laju aliran massa tidak berubah dari waktu ke waktu, oleh karena itu laju aliran dapat dianggap mantap. Keseimbangan energi dapat dinyatakan, 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. Pengertian tersebut bisa dijelaskan secara matematik yang dapat dilihat pada persamaan 2-1 dibawah ini :

$$\dot{m} \left(h_1 + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 \right) + q - \dot{m} \left(h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \right) - W = \frac{dE}{d\theta} \quad (\text{Stoecker, 1996 : 20}) \quad (2-5)$$

Oleh karena perhatian kita dibatasi pada masalah proses aliran mantap, maka tidak ada perubahan harga E terhadap waktu ; karena itu $\frac{dE}{d\theta} = 0$, dan persamaan energi aliran mantap menjadi :

$$\dot{m} \left(h_1 + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 \right) + q = \dot{m} \left(h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \right) + W \quad (\text{Stoecker, 1996 : 21}) \quad (2-6)$$



Gambar 2.1 Keseimbangan energi pada sebuah volume atur yang sedang mengalami laju aliran mantap

Sumber : Stoecker (1996 : 20)

Dengan :

- \dot{m} = laju aliran massa $\left[\frac{kg}{s}\right]$
- h = entalpi $\left[\frac{J}{kg}\right]$
- V = kecepatan $\left[\frac{m}{s}\right]$
- z = ketinggian $[m]$
- g = percepatan gravitasi = 9,81 $\left[\frac{m}{s^2}\right]$
- q = laju aliran energi dalam bentuk kalor $[W]$
- W = laju aliran energi dalam bentuk kerja $\left[\frac{J}{s}\right]$
- E = energi dalam sistem $[J]$

2.6 Mesin Pendingin

Mesin pendingin adalah mesin konversi energi yang digunakan untuk memindahkan kalor dari reservoir bertemperatur rendah menuju reservoir bertemperatur yang lebih tinggi dengan bantuan kerja dari luar. Kerja dari luar yang dimaksud adalah kompresor.

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

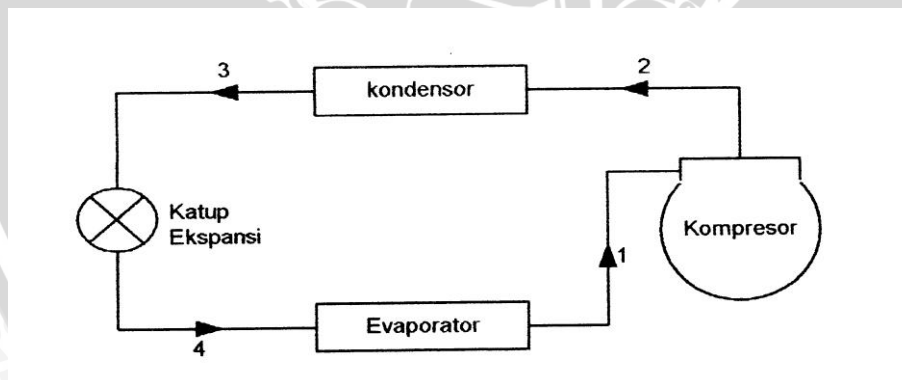
1. Mesin pendingin dengan siklus kompresi uap
2. Mesin pendingin dengan siklus absorpsi

Siklus kompresi uap disebut sebagai siklus yang dioperasikan oleh kerja (*work-operated cycle*) yang dilakukan oleh kompresor. Sedangkan siklus absorpsi disebut

sebagai siklus yang dioperasikan oleh kalor (*heat-operated cycle*) karena sebagian besar kerja operasi mesin ini berkaitan dengan pemberian kalor pada generator yang digunakan untuk melepaskan uap (refrigeran) dari zat cair bertekanan tinggi. Siklus kompresi uap menggunakan satu jenis fluida, yaitu refrigeran. Sedangkan siklus absorpsi menggunakan dua jenis fluida, yaitu refrigeran dan zat cair penyerap (*absorbing liquid*).

2.6.1 Mesin Pendingin Dengan Siklus Kompresi Uap

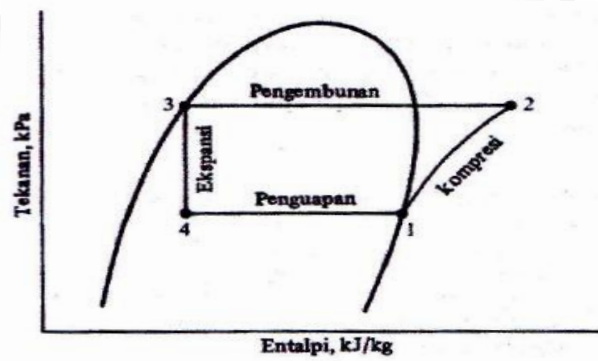
Mesin pendingin dengan siklus kompresi uap yaitu mesin pendingin yang kerjanya berasal dari kompresor. Penyerapan kalor dilakukan dalam evaporator yang memiliki temperatur dan tekanan rendah. Didalam evaporator, refrigeran menyerap kalor dari fase uap jenuh menjadi fase uap kering, lalu masuk ke kompresor. Karena kerja kompresor, refrigeran menjadi gas yang bertemperatur dan bertekanan tinggi. Untuk melepaskan kalor yang diserap oleh evaporator, refrigeran diembunkan di dalam kondensor sehingga refrigeran menjadi cair. Sebelum refrigeran memasuki evaporator, refrigeran diekspansikan melalui alat ekspansi dengan cara dikabutkan guna menurunkan temperatur dan tekanan. Instalasi mesin pendingin kompresi uap ditunjukkan pada gambar di bawah ini :



Gambar 2.2 Diagram skematik komponen mesin pendingin siklus kompresi uap

Sumber : Stoecker (1996 : 187)

Siklus kompresi uap pada diagram tekanan-entalpi (*p-h diagram*) dan diagram skematik mesin pendingin siklus kompresi uap ditunjukkan pada gambar di bawah ini :



Gambar 2.3 Daur kompresi uap standar dalam diagram tekanan-entalpi

Sumber : Stoecker (1996 : 187)

Keterangan gambar:

- Proses 1-2 : Proses kompresi secara isentropik pada kompresor. Pada proses ini tekanan, temperatur dan entalpi refrigeran naik. Refrigeran mengalami perubahan fase dari uap kering menjadi uap panas lanjut.
- Proses 2-3 : Proses pelepasan kalor secara isobarik, menyebabkan penurunan panas lanjut (*desuperheating*) dan pengembunan refrigeran. Pada proses ini temperatur dan entalpi refrigeran turun dan refrigeran mengalami perubahan fase dari uap panas lanjut menjadi cair.
- Proses 3-4 : Proses ekspansi secara isoentalpi, dari fase cair menuju tekanan evaporasi. Pada proses ini tekanan dan temperatur refrigeran turun, mengalami perubahan fase dari cair menjadi uap jenuh. Proses pencekikan (*throttling process*) pada sistem pendingin terjadi di dalam pipa kapiler atau katup ekspansi. Proses di sini berlangsung pada proses isoentalpi, sehingga :

$$h_3 = h_4 \quad (\text{Stoecker; 1996 : 186}) \quad (2-7)$$

- Proses 4-1 : Proses penyerapan kalor dan penguapan pada tekanan konstan (*isobarik*). Pada proses ini temperatur dan entalpi refrigeran naik dan refrigeran mengalami perubahan fase dari uap campuran menjadi uap jenuh.

Pada mesin pendingin ini terdapat beberapa istilah penting sebagai berikut:

- Efek refrigerasi

Efek refrigerasi adalah banyaknya kalor yang diserap oleh evaporator setiap satuan massa refrigeran untuk menghasilkan efek pendinginan.

$$q_1 = (h_1 - h_4) \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (\text{Stoecker; 1996 : 188}) \quad (2-8)$$

2) Kerja kompresi

Kerja kompresi adalah kerja yang diperlukan untuk mengkompresikan refrigeran dalam kompresor setiap satuan massa refrigeran.

$$W = (h_2 - h_1) \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (\text{Stoecker; 1996 : 21}) \quad (2-9)$$

3) Kapasitas pendinginan

Kapasitas pendinginan adalah kemampuan mesin pendingin untuk menyerap kalor persatuan waktu. Penyerapan kalor ini terjadi di evaporator.

$$q = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_4) \quad [kW] \quad (\text{Stoecker; 1996 : 200}) \quad (2-10)$$

4) Daya kompresor

Daya kompresor adalah kerja kompresor per-satuan waktu atau daya yang dibutuhkan oleh suatu kompresor ideal dengan hasil kali antara laju aliran massa dan kenaikan entalpi selama proses kompresi.

$$W = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_1) \quad [kW] \quad (\text{Stoecker; 1996 : 21}) \quad (2-11)$$

5) Koefisien prestasi

Istilah prestasi di dalam siklus refrigerasi disebut dengan koefisien prestasi (KP) atau *COP (Coefficient Of Performance)*, yang dirumuskan sebagai berikut:

$$KP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (\text{Stoecker; 1996 : 187}) \quad (2-12)$$

Dengan:

$$h_1 = \text{entalpi refrigeran keluar evaporator} \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$h_2 = \text{entalpi refrigeran masuk kondensor} \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$h_3 = \text{entalpi refrigeran keluar kondensor} \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$h_4 = \text{entalpi refrigeran masuk evaporator} \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$\dot{m}_{ref} = \text{laju aliran massa refrigeran} \quad \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Siklus mesin pendingin dapat dijelaskan pada gambar 2.2 dan gambar 2.3, proses dimulai dari kompresor yang menekan refrigeran ke kondensor kemudian didinginkan (membuang kalor) dengan cara diembunkan sehingga refrigeran menjadi cair. Dari kondensor, refrigeran masuk ke katup ekspansi kemudian diekspansikan sehingga tekanan dan temperaturnya turun dengan cara dikabutkan sehingga refrigeran berubah fase dari cair menjadi uap jenuh. Setelah katup ekspansi, refrigeran uap jenuh

masuk ke evaporator dengan temperatur dan tekanan yang rendah sehingga mampu menyerap kalor dari produk yang didinginkan. Dengan kata lain proses 1-2 adalah kompresi isentropik di sepanjang garis entropi konstan, mulai dari uap jenuh kering hingga temperatur dan tekanan pengembunan. Proses 2-3 adalah pelepasan kalor isobarik, merupakan penurunan panas lanjut dan pengembunan dengan tekanan tetap, yang merupakan garis lurus mendatar pada diagram tekanan-entalpi. Proses 3-4 adalah penurunan temperatur dan tekanan secara isoentalpi, berlangsung pada entalpi tetap, karena tegak lurus pada diagram tekanan-entalpi. Proses 4-1 adalah penyerapan kalor isobarik, merupakan garis lurus mendatar karena aliran refrigeran melalui evaporator dianggap mempunyai tekanan tetap.

2.6.2 Bagian-Bagian Utama Mesin Pendingin Kompresi Uap

1. Kompresor

Kompresor mempunyai klasifikasi yang bermacam-macam, akan tetapi pada umumnya dapat dibagi menjadi dua jenis utama yaitu :

- a. Kompresor langkah positif, dimana gas dihisap masuk ke dalam silinder dan dikompresikan.
- b. Kompresor dinamis, dimana gas yang dihisap masuk dipercepat alirannya oleh sebuah impeller yang kemudian mengubah energi kinetik untuk menaikkan tekanan.

Fungsi kompresor antara lain :

- a. Mensirkulasikan media pendingin (*refrigeran*).
- b. Menaikkan tekanan agar media pendingin dapat berkondensasi pada kondisi ruangan.
- c. Mempertahankan tekanan yang konstan pada evaporator.
- d. Menghisap gas bertekanan dan bertemperatur rendah dari evaporator, kemudian menekan/memampatkan gas tersebut, sehingga menjadi gas yang bertekanan dan suhu tinggi, lalu dialirkan ke kondensor.

Pada pengujian ini menggunakan AC dengan kompresor jenis hermatik, motor dan kompresor dimasukkan bersama dalam rumah kompresor. Rumah kompresor ini terbuat dari baja seperti terlihat pada gambar di bawah ini :



Gambar 2.4 Kompresor

Efisiensi kompresor dapat didefinisikan sebagai perbandingan antara daya kompresi teoritik dengan daya kompresi sebenarnya. Daya kompresi teoritik adalah selisih antara entalpi sisi keluar dan sisi masuk refrigeran dikali dengan laju aliran massa refrigeran, sedangkan daya aktual dapat dilihat pada mesin. 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 (w) adalah kerja yang dilakukan kompresor untuk meningkatkan tekanan refrigeran dari tekanan evaporator (p_1) menuju tekanan kondensor (p_2). Nilainya sebesar selisih entalpi antara sisi keluar kompresor (h_2) dan sisi masuknya (h_1). Hal tersebut dapat dilihat pada persamaan berikut :

$$h_1 + q = h_2 + w \quad (\text{Stoecker; 1996 : 186}) \quad (2-13)$$

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

$$w = (h_2 - h_1) \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (\text{Stoecker; 1996 : 186}) \quad (2-14)$$

Dengan :

$$h_1 = \text{entalpi refrigeran pada daerah saturasi uap} \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$h_2 = \text{entalpi refrigeran pada daerah panas lanjut} \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Dengan bertambahnya massa refrigeran yang masuk kedalam ruang silinder yang melalui katup hisap menyebabkan semakin bertambahnya massa refrigeran dalam silinder. Akibatnya, tekanan untuk mengeluarkan massa refrigeran semakin besar. Hal ini menyebabkan daya kompresor yang dibutuhkan semakin besar. Untuk menghasilkan daya kompresor yang besar diperlukan torsi yang besar dan putaran lengan torak yang semakin besar.

2. Kondensor

Kondensor merupakan suatu komponen sistem refrigerasi yang dapat melepas kalor yang dikandung oleh refrigeran sehingga refrigeran yang mula-mula berbentuk uap akan menjadi cair.



Gambar 2.5 Kondensor

Untuk meningkatkan jumlah kalor yang dilepas maka diperlukan 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 tiap detiknya oleh uap refrigeran ke udara yang dihembuskan melalui kondensor sama dengan selisih entalpi refrigeran pada sisi masuk dan pada sisi keluar kondensor dikali dengan laju aliran massanya. Pelepasan kalor dalam kilo Joule per-kilogram adalah perpindahan kalor dari refrigeran pada proses 2-3, sesuai persamaan berikut :

$$h_3 + q_2 = h_2 + w \quad (\text{Stoecker; 1996 : 186}) \quad (2-15)$$

karena tidak dilakukan kerja maka:

$$q_2 = h_2 - h_3 \quad (\text{Stoecker; 1996 : 187}) \quad (2-16)$$

Dengan:

q_2 = pelepasan kalor terjadi dari kondensor $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$

h_3 = entalpi refrigeran pada daerah saturasi cair $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$

3. Evaporator

Evaporator merupakan komponen yang berfungsi menguapkan media pendingin atau refrigeran dimana terjadi penyerapan kalor dari media yang didinginkan. Pada evaporator biasanya menggunakan sirip-sirip untuk memudahkan terjadinya perpindahan panas dari refrigeran yang diuapkan dengan cara diturunkan tekanannya pada siklus sehingga terjadi penurunan suhu pada refrigeran tersebut. Bentuk dan konstruksi evaporator tidak berbeda dari kondensor, tapi fungsi kedua alat ini berlainan.



Gambar 2.6 Evaporator

Pada kondensor panas zat pendingin harus dikeluarkan agar terjadi perubahan bentuk zat pendingin dari gas ke cair. Prinsip ini berlaku sebaliknya pada evaporator. Zat pendingin cair dari kondensor harus dirubah 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 kisi-kisi (elemen) dan kipas listrik (*blower*), supaya udara dingin juga dapat dihembuskan ke dalam ruangan.

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

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

$$q_1 = h_1 - h_4 \quad (\text{Stoecker; 1996 : 187}) \quad (2-17)$$

Dengan :

$$q_1 = \text{penyerapan kalor oleh refrigeran dalam evaporator} \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$h_1 = \text{entalpi refrigeran pada daerah saturasi uap} \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

$$h_4 = \text{entalpi refrigeran pada daerah campuran} \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Di dalam evaporator perbedaan temperatur rata-rata digunakan untuk menghitung perpindahan kalor, dimana makin besar perbedaan temperatur rata-rata makin kecil ukuran permukaan luas perpindahan kalor. Namun dalam hal tersebut temperatur penguapan menjadi semakin rendah, sehingga kemampuan kompresor akan berkurang. Oleh karena itu perbedaan temperatur rata-rata ditetapkan dengan memperhatikan pertimbangan faktor penukar kalor. Pada evaporator terjadi dampak atau efek pendinginan yang apabila dikalikan dengan laju aliran masa refrigeran akan merupakan nilai dari kapasitas refrigerasi atau pendinginan untuk AC.

4. Alat Ekspansi

Alat ekspansi adalah alat yang digunakan untuk menurunkan tekanan refrigeran sehingga refrigeran cair berubah menjadi uap jenuh. Pipa kapiler dibuat dari tembaga dengan diameter lubang dalam yang sangat kecil. Panjang dan lubang pipa kapiler dapat mengontrol jumlah media pendingin yang masuk evaporator. Karena tekanan dan temperatur cairan dari kondensor terlalu tinggi untuk terjadinya penguapan dalam kondisi ruangan, maka digunakan pipa kapiler (*liquid control device*) yang bekerja sebagai suatu tahanan aliran fluida (*media pendingin cair*). Dengan adanya tahanan tersebut, tekanan fluida akan turun dan sebagian kecil cairan pendingin menguap (*flash gas*). Penguapan ini akan menyerap kalor dari cairan pendingin, sehingga temperatur cairan berkurang sampai temperatur jenuh pada tekanan yang berkurang tersebut. Pipa kapiler (*capillary tube*) berguna untuk :

- Menurunkan tekanan media pendingin cair yang mengalir didalamnya.
- Mengatur jumlah tekanan media pendingin cair yang mengalir melaluinya.

Alat ekspansi yang sering digunakan adalah katup ekspansi termostatik dan pipa kapiler. Katup ekspansi termostatik merupakan alat ekspansi berkendali panas lanjut yang berfungsi agar refrigeran yang masuk evaporator sesuai dengan beban pendingin yang harus dilayani. Pipa kapiler berfungsi sebagai alat ekspansi dengan memanfaatkan tahanan gesek refrigeran terhadap pipa, sehingga tekanannya turun. Pipa kapiler biasanya mempunyai diameter yang kecil (0,031 – 0,054 inch) dengan panjang 5 – 20 ft. Pipa kapiler digunakan karena kemudahan dan murah.



Gambar 2.7 Katup ekspansi

2.7 Refrigeran

Refrigeran adalah media pembawa kalor yang bersirkulasi di dalam mesin pendingin yang fasenya bisa dirubah dari uap menjadi cair ataupun sebaliknya. Untuk sistem refrigerasi kompresi uap, refrigeran menyerap panas di dalam evaporator pada temperatur dan tekanan rendah serta melepaskan panas pada kondensor pada tekanan serta temperatur tinggi.

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

1. Tekanan penguapan harus 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 rendah

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 rendah

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 menimbulkan polusi.

8. Refrigeran tidak boleh mudah terbakar dan meledak.

2.8 *Liquefied Petroleum Gas (LPG)*

LPG (*Liquified Petroleum Gas*) adalah salah satu jenis refrigeran hidrokarbon yang merupakan campuran dari propana dan butana. LPG yang dijual di Indonesia memiliki konsentrasi 50% propana dan 50% butana. Sebagai refrigeran hidrokarbon maka LPG tidak mempunyai potensi sebagai zat yang dapat menyebabkan efek pemanasan global karena tidak memiliki *Global Warming Potential (GWP)*. Tetapi LPG mempunyai kekurangan jika digunakan sebagai refrigeran, yaitu LPG mudah terbakar sehingga berbahaya jika digunakan sebagai refrigeran.

2.9 Karbondioksida (CO₂)

Karbondioksida atau nama kimianya CO₂ merupakan salah satu jenis refrigeran anorganik. Salah satu alasan mengapa CO₂ sekarang jarang digunakan yaitu karena CO₂ membutuhkan tekanan kompresor yang tinggi yaitu berkisar antara 30-60bar yang mengakibatkan daya yang dibutuhkan untuk mengalirkan CO₂ dalam sistem refrigerasi sangat besar. Pada penelitian ini, CO₂ digunakan sebagai campuran refrigeran hidrokarbon (LPG) untuk mengurangi tingkat mudah terbakar (*flammable*) dari gas LPG.

2.10 Campuran Gas

Untuk mengetahui sifat-sifat suatu campuran gas, kita perlu mengetahui komposisi dari campuran dan sifat-sifat komponen penyusunnya. Ada dua cara dalam menyatakan komposisi campuran berdasarkan jumlah mol tiap komponen (*molar analysis*), dan jumlah massa tiap komponen (*gravimetric analysis*).

$$m_m = \sum_{i=1}^k m_i \quad \text{dan} \quad N_m = \sum_{i=1}^k N_i$$

Rasio antara massa sebuah komponen dengan massa campuran disebut dengan massa (mf_i) dan rasio antara jumlah mol sebuah komponen dengan mol campuran disebut fraksi mol (y_i), sebagai catatan jumlah total fraksi mol atau fraksi massa adalah :

$$mf_i = \frac{m_i}{m_m} \quad \text{dan} \quad y_i = \frac{N_i}{N_m}$$

Untuk mendapatkan rata-rata berat molekul campuran (massa molar) M_m :

$$m_m = \sum_{i=1}^k m_i = \sum_{i=1}^k N_i M_i = N_m M_m$$

Sehingga :

$$M_m = \frac{m_m}{N_m} = \sum_{i=1}^k \frac{N_i}{N_m} M_i = \sum_{i=1}^k y_i M_i \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{kmol}} \right]$$

Rata-rata nilai konstanta gas campuran dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$R_m = \frac{R_u}{M_m} \quad \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \right]$$

R_m bisa dinyatakan dengan :

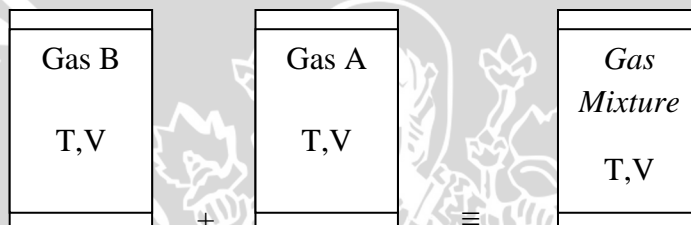
$$R_m = \sum_{i=1}^k mf_i R_i$$

Fraksi mol dapat dirubah ke fraksi massa atau sebaliknya, dengan hubungan :

$$mf_m = \frac{y_i M_i}{\sum_{i=1}^k y_i M_i} \quad \text{dan} \quad y_i = \frac{mf_i / M_i}{\sum_{i=1}^k mf_i / M_i}$$

1. Gas ideal

Dalton's law of additive pressure states that's the volume of a gas mixture is equal to the sum of the each gas would exert if it existed alone at the mixture temperature and volume.



Hukum Dalton dapat dituliskan :

$$P_m = \sum_{i=1}^k P_i(T_m, V_m)$$

Dengan :

P_i = tekanan tiap komponen

P_m = tekanan total campuran gas ideal

Untuk gas ideal :

$$\frac{P_i(T_m, V_m)}{P_m} = \frac{N_i R_u T_m / V_m}{N_m R_u T_m / V_m} = \frac{N_i}{N_m} = y_i$$

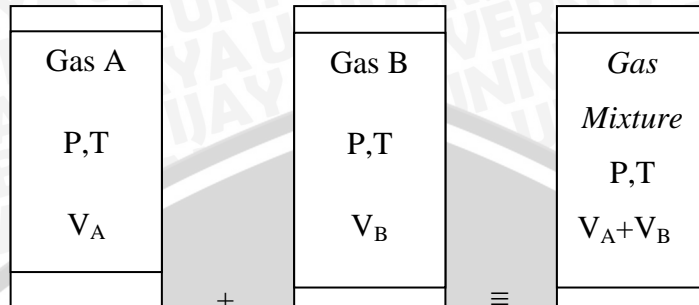
Untuk gas ideal, tekanan parsial dan tekanan komponen adalah sama, dan sama dengan fraksi mol

$$\frac{P_i}{P_m} = \frac{V_i}{V_m} = \frac{N_i}{N_m} = y_i \quad (P_i = y_i P_m; V_i = y_i V_m; N_i = y_i N_m)$$

$y_i P_m$ = tekanan parsial

$y_i V_m$ = volume parsial

Amagat's Law of additive volumes states that the volume of a gas mixture is equal to the sum of the volumes each gas would if it existed alone at the mixture temperature and pressure.



Hukum Amagat dapat dituliskan :

$$V_m = \sum_{i=1}^k V_i(T_m, P_m)$$

Dengan :

V_i = volume tiap komponen

V_m = volume total campuran gas ideal

Untuk gas ideal :

$$V_i = \frac{N_i R_u T_m}{P_m} \quad \text{dan} \quad \sum_{i=1}^k v f_i = 1$$

Untuk gas ideal, fraksi volume sama dengan fraksi mol.

$$v f_i = \frac{V_i}{V_m} = \frac{N_i}{N_m} = y_i$$

2. Gas Riil

Hukum Dalton dan Amagat dapat juga digunakan untuk gas riil. Dalam gas riil, komponen tekanan dan volume harus dievaluasi dari hubungan yang memperhitungkan deviasi atau simpangan perilaku dari gas ideal. Salah satu caranya adalah menggunakan persamaan-persamaan keadaan selain persamaan keadaan gas ideal (seperti van der Wall, Beattie-Bridgemen, dll), atau dengan menggunakan kompresibilitas faktor.

$$PV = ZNR_u T$$

Kompresibilitas faktor campuran gas Z_m dapat dinyatakan dengan kompresibilitas faktor komponen Z_i :

$$Z_m = \sum_{i=1}^k y_i Z_i$$

Nilai Z_i ditentukan baik pada T_m dan V_m (Hk. Dalton) ataupun pada T_m dan P_m (Hk. Amagat). Pendekatan kompresibilitas faktor umumnya lebih akurat ketika dievaluasi dengan Hk. Amagat. Pendekatan lain untuk memprediksi perilaku P-v-T suatu campuran gas sebagai zat murni tersamar. Metode yang disarankan oleh aturan W.B Kay dan Kay adalah penggunaan tekanan kritis tersamar $P'_{cr,m}$ dan temperatur kritis tersamar $T'_{cr,m}$:

$$P'_{cr,m} = \sum_{i=1}^k y_i P'_{cr,i} \quad \text{dan} \quad T'_{cr,m} = \sum_{i=1}^k y_i T'_{cr,i}$$

Nilai Z_m ditentukan dengan menggunakan sifat (*property*) *pseudocritical*

Cara lain menganalisa campuran gas sebagai zat tersamar adalah menggunakan persamaan keadaan yang lebih akurat seperti van der Waals, Beattie-Bridgeman, dll. Konstanta dapat dievaluasi dengan contoh sebagai berikut :

$$a_m = \left(\sum_{i=1}^k y_i a_i^{1/2} \right)^2 \quad \text{dan} \quad b_m = \sum_{i=1}^k y_i b_i$$

3. Sifat dari Campuran Gas

Sifat ekstensif dari campuran gas, secara umum dapat dihitung dengan menjumlahkan kontribusi dari masing-masing komponen. Misalkan, 2 kmol gas A dicampur dengan 3 kmol gas B maka jumlah mol campuran gas tersebut adalah 5 kmol. Akan tetapi evaluasi untuk sifat intensif dari campuran gas melibatkan rata-rata dalam fraksi massa atau fraksi mol. Sebagai contoh 2 kmol gas A yang memiliki energi dalam spesifik molar ($\bar{u}_A = 500$ kJ/mol) dicampur dengan 3 kmol gas B yang memiliki energi dalam spesifik ($\bar{u}_B = 600$ kJ/mol), maka nilai energi dalam spesifik molar campuran adalah ($\bar{u}_m = 560$ kJ/mol).

$$U_m = \sum_{i=1}^k U_i = \sum_{i=1}^k m_i u_i = \sum_{i=1}^k N_i \bar{u}_i \quad [kJ]$$

$$H_m = \sum_{i=1}^k H_i = \sum_{i=1}^k m_i h_i = \sum_{i=1}^k N_i \bar{h}_i \quad [kJ]$$

$$S_m = \sum_{i=1}^k S_i = \sum_{i=1}^k m_i s_i = \sum_{i=1}^k N_i \bar{s}_i \quad \left[\frac{kJ}{K} \right]$$

Untuk nilai spesifiknya :

$$u_m = \sum_{i=1}^k mf_i u_i \quad \text{dan} \quad \bar{u}_m = \sum_{i=1}^k y_i \bar{u}_i$$

$$h_m = \sum_{i=1}^k mf_i h_i \quad \text{dan} \quad \bar{h}_m = \sum_{i=1}^k y_i \bar{h}_i$$

$$s_m = \sum_{i=1}^k mf_i s_i \quad \text{dan} \quad \bar{s}_m = \sum_{i=1}^k y_i s_i$$

Panas spesifik campuran dapat dinyatakan :

$$C_{v,m} = \sum_{i=1}^k mf_i C_{v,i} \quad \text{dan} \quad \bar{C}_{v,m} = \sum_{i=1}^k y_i \bar{C}_{v,i}$$

$$C_{p,m} = \sum_{i=1}^k mf_i C_{p,i} \quad \text{dan} \quad \bar{C}_{p,m} = \sum_{i=1}^k y_i \bar{C}_{p,i}$$

Hubungan-hubungan tersebut diatas dapat diaplikasikan baik untuk gas ideal dan gas riil. Perubahan sifat-sifat termodinamika dari komponen-komponen dapat ditentukan dengan persamaan-persamaan gas ideal dan gas riil yang telah dibahas sebelumnya.

Suatu campuran gas sering pada keadaan temperatur yang relatif tinggi dan tekanan yang relatif rendah dibanding dengan titik kritisnya. Pada tekanan seperti ini, campuran gas dan juga komponen-komponennya dapat dianggap sebagai gas ideal. Dengan pendekatan ini, sifat-sifat gas tidak dipengaruhi oleh sifat-sifat lainnya, dan tiap-tiap komponen gas dalam campuran berperilaku seakan berdiri sendiri pada temperatur campuran T_m dan volume campuran V_m . Prinsip ini yang disebut dengan hukum Gibbs-Dalton. Campuran gas yang berperilaku seperti gas ideal juga memiliki nilai h , u , cv dan cp yang hanya tergantung kepada temperatur dan tidak tergantung pada tekanan dan volume campuran. Tekanan parsial dapat dinyatakan dalam hubungan sederhana $P_i = y_i \cdot P_m$, dimana P_m merupakan tekanan campuran.

$$k_m = \frac{C_{p,m}}{C_{v,m}} = \frac{\bar{C}_{p,m}}{\bar{C}_{v,m}}$$

Evaluasi untuk Δu dan Δh dapat ditentukan dengan mudah berdasarkan data temperatur yang diketahui pada awal dan akhir proses. Akan tetapi, untuk evaluasi Δs perlu dilakukan lebih cermat karena entropi merupakan fungsi temperatur dan

tekanan atau volume. Perubahan entropi campuran gas akibat proses dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$\Delta s_i = C_{p,i} \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R_i \ln\left(\frac{P_{i,2}}{P_{i,1}}\right)$$

Perubahan entropi campuran gas per-unit massa :

$$\begin{aligned} \Delta s_m &= \frac{\Delta s_m}{m_m} = \sum_{i=1}^2 mf_i \Delta s_i \\ &= \sum_{i=1}^2 mf_i \left(C_{p,i} \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R_i \ln\left(\frac{P_{i,2}}{P_{i,1}}\right) \right) \end{aligned}$$

Perubahan entropi per unit mol :

$$\begin{aligned} \bar{\Delta s}_m &= \frac{\Delta s_m}{m_m} = \sum_{i=1}^2 mf_i \bar{\Delta s}_i \\ \bar{\Delta s}_m &= \sum_{i=1}^2 mf_i \left(\bar{C}_{p,i} \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R_u \ln\left(\frac{P_{i,2}}{P_{i,1}}\right) \right) \end{aligned}$$

Dengan :

$$P_{i,1} = y_{i,1} P_{m,1}$$

$$P_{i,2} = y_{i,2} P_{m,2}$$

Ketika campuran gas tidak berlaku seperti gas ideal, analisisnya menjadi lebih kompleks, sebab sifat-sifat termodinamika dari gas riil seperti u , h , cp dan cv tidak hanya merupakan fungsi dari temperatur tetapi juga fungsi dari tekanan. Sehingga dalam analisisnya perlu memperhitungkan pengaruh perilaku yang tidak ideal pada campuran gas, salah satu cara adalah menggunakan faktor kompresibilitas.

2.11 Boiler

Boiler adalah suatu peralatan untuk membuat air mendidih yang uapnya akan dimanfaatkan untuk berbagai keperluan. Pada penelitian ini, boiler digunakan sebagai beban pendinginan guna mengetahui unjuk kerjanya.

2.12 Hipotesa

Berdasarkan teori yang telah disampaikan, semakin besar penambahan campuran gas CO₂ menyebabkan menurunnya *flammability* tetapi meningkatnya kerja kompresor, maka koefisien prestasi yang dihasilkan oleh mesin pendingin menurun. Sedangkan penambahan beban pendinginan pada sistem mesin pendingin oleh *boiler* dapat menurunkan efek refrigerasi dan meningkatnya kerja kompresor yang mengakibatkan menurunnya koefisien prestasi yang dihasilkan oleh mesin pendingin.

UNIVERSITAS BRAWIJAYA



BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Penelitian ini menggunakan metode penelitian eksperimental (*experimental research*) yaitu dengan melakukan pengamatan secara langsung untuk memperoleh data sebab akibat melalui eksperimen guna mendapatkan data empiris. Penelitian dilaksanakan di Laboratorium Mesin Pendingin, Jurusan Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya.

3.2 Variabel Penelitian

Variabel-variabel yang digunakan dalam penelitian ini antara lain adalah :

1. Variabel bebas (*independent variable*)

Variabel bebas adalah variabel yang besarnya ditentukan oleh peneliti dan harganya dapat diubah-ubah dengan metode tertentu untuk mendapatkan nilai variabel terikat dari obyek penelitian, sehingga dapat diperoleh hubungan antara keduanya. Variabel bebas dalam penelitian ini adalah variasi beban pendinginan. Adapun variasi beban pendinginan yang diinginkan [kW] adalah 1; 2; dan 3.

2. Variabel terikat (*dependent variable*)

Variabel terikat adalah variabel yang nilainya tergantung dari variabel bebas dan diketahui setelah penelitian dilakukan. Variabel terikat yang diamati dalam penelitian ini adalah :

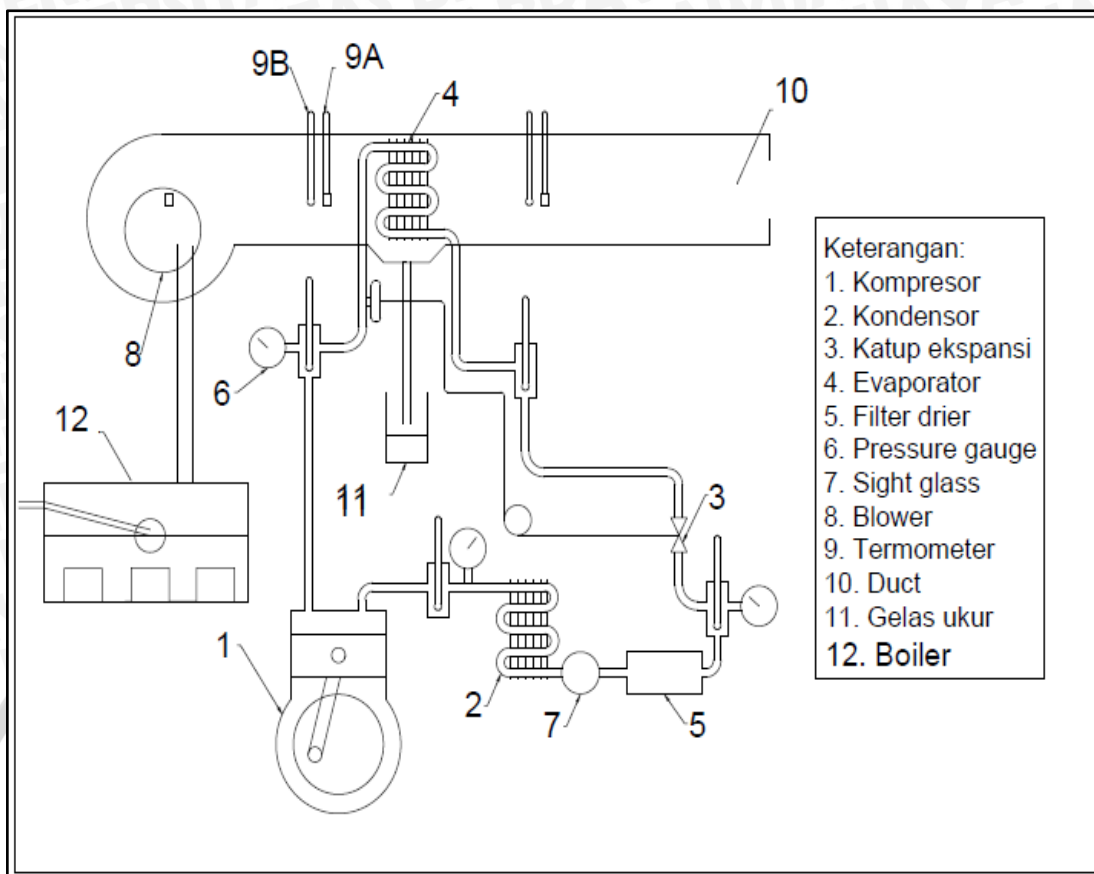
- Efek refrigerasi
- Kerja kompresi
- Koefisien prestasi

3. Variabel terkontrol (*control variable*)

Variabel terkontrol adalah variabel yang telah ditentukan nilainya sebelum penelitian. Dalam penelitian ini variabel kontrolnya adalah putaran *blower*, refrigeran LPG-CO₂.

3.3 Instalasi penelitian

Instalasi dari penelitian unjuk kerja AC mobil dengan refrigeran refrigeran LPG-CO₂ pada berbagai beban pendinginan, ditunjukkan pada gambar :



Gambar 3.1 Skema instalasi penelitian

Pada gambar 3.1 menjelaskan tentang skema instalasi yang ada pada penelitian unjuk kerja AC mobil dengan refrigeran LPG-CO₂ pada berbagai beban pendinginan, sudah bisa dioperasikan dengan massa refrigeran LPG-CO₂ (95:5%). Pada instalasi tersebut memiliki 4 komponen utama, yaitu kompresor, kondensator, katup ekspansi, dan evaporator. Adapun alat tambahan untuk menunjang pengambilan data, *boiler*, *blower*, *termometer*, *duct*, *pressure gauge*, *gelas ukur*, *filter drier*, *sight glass*.

Pada saat mesin dinyalakan, peneliti menunggu air kondensat menetes di gelas ukur dan menyalakan *stopwatch* selama 10 [menit], kemudian mengambil data dari masing-masing alat penunjang tersebut. Setelah data diperoleh, peneliti melakukan pengolahan data yang akan mendapatkan hasil dan pembahasan dari data tersebut.

3.4 Alat-Alat yang Digunakan

1. AC mobil merk Kijang HFC-134a
 - a. Kompresor arus AC

Kompresor berfungsi untuk mengkompresikan refrigeran pada sistem pendingin, seperti pada gambar di bawah :

PANASONIC 2K 32S 225AUB
1120 WATT; 220 VOLT; 50 Hz



Gambar 3.2 Kompresor

b. Kondensor

Kondensor berfungsi untuk melepas kalor refrigeran ke lingkungan. Dimensi kondensor adalah 60cm x 30cm x 3cm, seperti pada gambar :



Gambar 3.3 Kondensor

c. Katup Ekspansi

Katup ekspansi berfungsi untuk menurunkan tekanan dari kompresor hingga mencapai tekanan evaporasi. Katup ekspansi yang digunakan adalah katup ekspansi otomatis refrigeran R-22, seperti pada gambar :

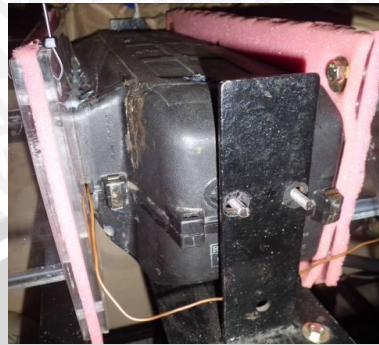


Gambar 3.4 Katup ekspansi

d. *Evaporator*

Evaporator berfungsi untuk menyerap panas atau untuk proses evaporasi.

Dimensinya adalah 41cm x 10cm x 12cm, seperti pada gambar :



Gambar 3.5 Evaporator

e. *Filter Drier*

Filter drier berfungsi untuk menyaring kotoran agar tidak menyumbat katup ekspansi seperti pada gambar :



Gambar 3.6 *Filter drier*

f. *Blower*

Blower berfungsi untuk menghembuskan udara di dalam *duct*. Kecepatan yang digunakan 1000rpm dan dimensi tempat *blower* adalah 32cm x 14cm x 16cm, seperti pada gambar :



Gambar 3.7 *Blower*

2. Ruang penyekat (*duct*)

Agar waktu yang dibutuhkan untuk pendingin ruangan lebih cepat maka perlunya ruangan terbatas. Ruang dibuat dari *acrylic* tebal 5mm. Dimensi *duct* adalah 80cm x 34cm x 12cm, seperti pada gambar :



Gambar 3.8 Ruang penyekat

3. Mesin vakum refrigeran

Berfungsi untuk mengkosongkan refrigeran yang berada dalam sistem mesin pendingin.



Gambar 3.9 Mesin vakum refrigeran

4. *Manifold*

Berfungsi untuk mengetahui tekanan rendah dan tinggi dalam pengisian refrigeran.



Gambar 3.10 *Manifold*

5. Timbangan refrigeran

Berfungsi untuk mengetahui massa gas yang diisikan ke dalam instalasi.

Type : 9010A *Simline Electronic Scale*

Range : 0,000 kg to 55,000 kg

Accuracy : +/- 0,5% of reading +/- 1 digit

Weight : 2,79 kg

Dimension : 38,7 x 26,7 x 6,35 cm



Gambar 3.11 Timbangan refrigeran

6. Regulator high pressure

Berfungsi untuk mengalirkan gas dari tabung LPG.



Gambar 3.12 Regulator high pressure

7. Tabung LPG 12 kg



Gambar 3.13 LPG 12kg

8. Tabung gas *carbondioxide* (CO₂)



Gambar 3.14 Tabung gas CO₂

9. Alat ukur sebagai berikut :

a. Pengukur tekanan (*pressure gauge*)

Pengukur tekanan berfungsi untuk mengukur tekanan refrigeran pada instalasi AC mobil, seperti pada gambar :



Gambar 3.15 *Pressure gauge*

b. Termometer

Termometer berfungsi untuk mengukur suhu pada *duct* dan suhu refrigeran pada operasi mesin AC, seperti pada gambar :



Gambar 3.16 Termometer

c. *Stopwatch*

Stopwatch berfungsi untuk menghitung waktu pada saat pengambilan data, seperti pada gambar :



Gambar 3.17 *Stopwatch*

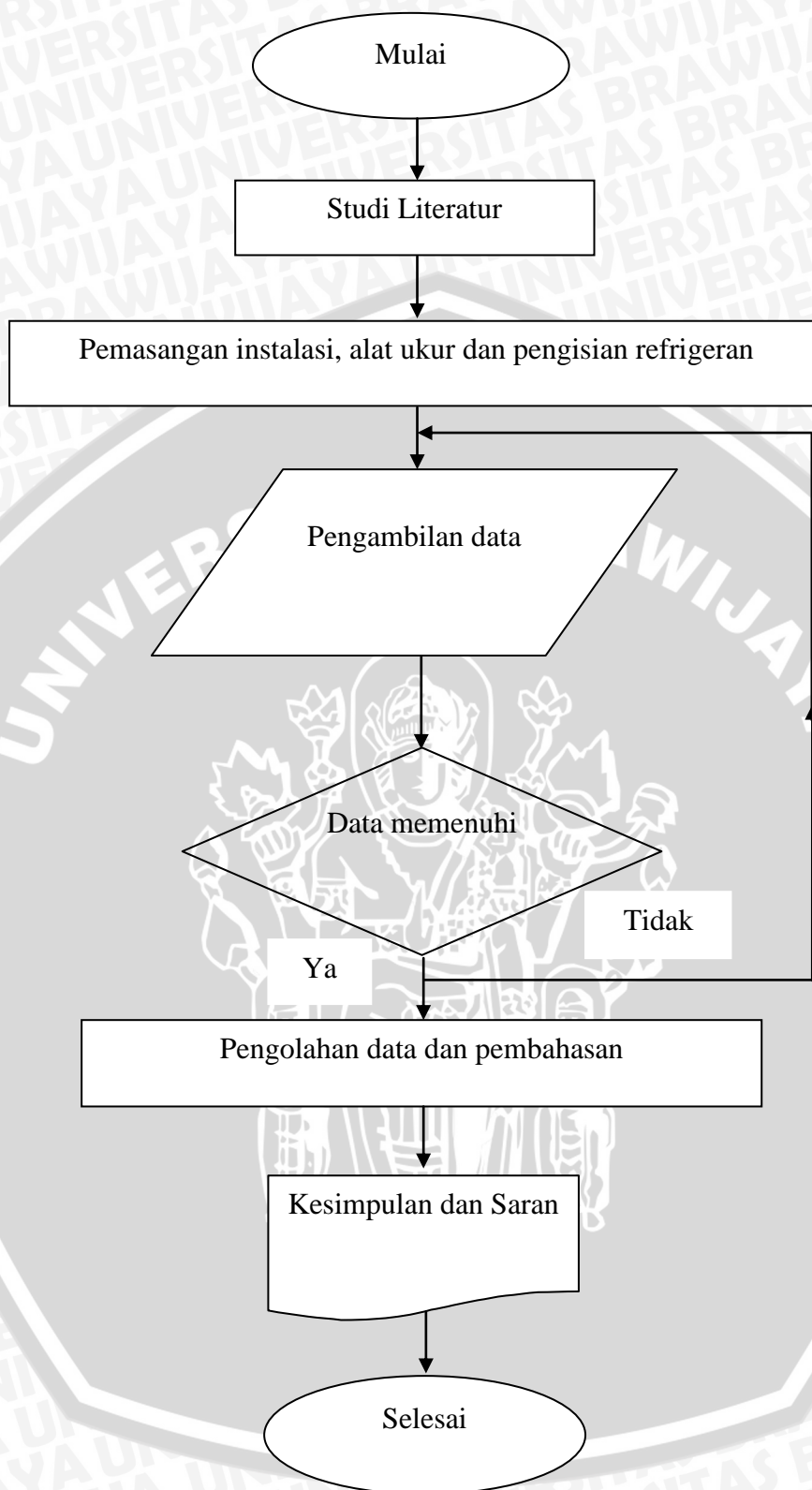
3.5 Prosedur Penelitian

Langkah-langkah yang diambil dalam penelitian ini adalah :

1. Air Conditioner mobil merk Toyota Kijang HFC-134a, alat pendukung seperti mesin vakum refrigeran, *manifold*, timbangan refrigeran, dan *stopwatch*.
2. Pemvakuman pada instalasi *air conditioner* dengan memasang selang *manifold* berwarna kuning pada mesin vakum dan selang *manifold* berwarna biru pada *air conditioner*. Katup *manifold* berwarna biru dibuka, kemudian mesin vakum dinyalakan sampai tekanan pada manifold -30[psi], tutup katup kembali.
3. Pengisian refrigeran dengan memindahkan selang *manifold* berwarna kuning ke tabung LPG, buka katup *manifold* berwarna biru sampai tidak ada suara gas yang bersirkulasi, kemudian tutup katup *manifold* berwarna biru. Menghidupkan mesin *air conditioner*, isi gas LPG sampai massa 285[gram], kemudian katup manifold berwarna biru ditutup. Mengisi CO₂ dengan memindahkan selang berwarna kuning ke tabung CO₂, buka katup *manifold* berwarna biru sampai massa 15 [gram] kemudian tutup kembali.
4. Pada saat memindahkan selang berwarna kuning, udara masuk ke dalam selang warna kuning. Untuk menghilangkan udara pada selang berwarna kuning, buka *manifold* berwarna merah sampai gas keluar dari selang berwarna merah kemudian tutup kembali.
5. Menghidupkan kompresor, *fan*, *blower*, dan *boiler*. Sampai terjadinya sirkulasi dengan aliran *steady state*.
6. Data-data yang dicatat yaitu suhu keluar evaporator (T₁), suhu masuk kondensor (T₂), suhu keluar kondensor (T₃), suhu masuk evaporator (T₄), tekanan keluar evaporator (P₁), tekanan keluar kondensor (P₃). Pada beban pendinginan 1[kW].
7. Pengambilan data berikutnya kembali lagi seperti proses no.4 dengan variasi beban pendinginan 2[kW] dan 3[kW].
8. Pengolahan data dan pembahasan.
9. Kesimpulan dan saran.

3.6 Diagram Alir Penelitian

Diagram alir penelitian unjuk kerja AC mobil dengan refrigeran LPG-CO₂ pada berbagai beban pendinginan ditunjukkan pada gambar :



Gambar 3.18 Diagram alir penelitian

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Analisa Data

4.1.1 Data Hasil Penelitian

Pada saat pengambilan data, tekanan atmosfer = 96, 392 [kPa]. Data-data yang diambil dengan melakukan variasi beban pendinginan dengan satuan [kW]. Adapun besarnya yaitu : 1; 2; 3 [kW] dan data yang diperoleh sebagai berikut :

Tabel 4.1 Data Hasil Pengujian LPG-CO₂ (95:5%)

Waktu	Tingkat Pembebanan	T _{WA}	T _{DA}	T _{WB}	T _{DB}	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	P ₁	P ₃
[menit]	[kW]	[°C]								[kN,m ⁻²]	
10	1	24	28	6	7	7,4	55	34,3	5,3	360	1000
	2	34	38	13	14	13,2	59	36,3	9,4	415	1100
	3	40	45	19	20	19,6	64	40,4	13,2	500	1150
20	1	24	30	7	8	7,4	55	34,8	6,2	365	1050
	2	34	38	12	13	12,4	59	36,6	9,5	410	1100
	3	40	45	17	18	18,5	64	39,3	12,4	490	1150
30	1	24	33	9	10	10,3	57	36,5	7,5	400	1050
	2	34	38	12	13	12,5	59	37,1	9,6	410	1100
	3	40	45	17	18	18,2	63	39,0	12,0	480	1150

Tabel 4.2 Data Hasil Pengujian LPG-CO₂ (100:0%)

Waktu	Tingkat Pembebanan	T _{WA}	T _{DA}	T _{WB}	T _{DB}	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	P ₁	P ₃
[menit]	[kW]	[°C]								[kN,m ⁻²]	
10	1	24	29	6	8	6,4	49	34,8	5,8	260	750
	2	36	39	15	17	14,5	57	39,3	11,5	350	850
	3	39	44	17	19	14,5	59	39,3	11,5	360	850
20	1	24	29	6	8	5,9	50	34,3	5,3	270	750
	2	34	38	12	14	13,8	56	39,3	10,3	340	850
	3	40	45	18	20	16,2	59	39,5	12,4	360	850
30	1	28	32	9	11	8,5	51	35,5	7,6	280	750
	2	34	38	16	18	13,6	56	39,3	10,1	340	850
	3	40	45	18	20	18,0	60	40,3	13,7	360	900

Dengan :

Menit = waktu yang diperlukan saat pengambilan data

kW = satuan beban pendinginan oleh boiler

T_{WA} = temperatur udara basah masuk evaporator [°C]

T_{DA} = temperatur udara kering masuk evaporator [°C]

T_{WB}	= temperatur udara basah keluar evaporator	[°C]
T_{DB}	= temperatur udara kering keluar evaporator	[°C]
T_1	= temperatur refrigeran setelah evaporator	[°C]
T_2	= temperatur refrigeran setelah kompresor	[°C]
T_3	= temperatur refrigeran setelah kondensor	[°C]
T_4	= temperatur refrigeran setelah katup ekspansi	[°C]
P_1	= tekanan refrigeran setelah evaporator	[kPa]
P_3	= tekanan refrigeran setelah kondensor	[kPa]

4.1.2 Perhitungan Data

Perhitungan data dilakukan untuk mencari nilai besaran-besaran yang diperlukan untuk menentukan unjuk kerja dari mesin pendingin. Pada penelitian ini akan ditunjukkan perhitungan data dari hasil eksperimen dengan LPG-CO₂ (95:5%), beban pendinginan oleh boiler 1 [kW]. Data yang dihitung merupakan hasil rata-rata dengan 3 kali pengambilan data.

- Temperatur udara basah sebelum melewati evaporator $T_{WA} = 24$ [°C]
- Temperatur udara kering sebelum melewati evaporator $T_{DA} = 30$ [°C]
- Temperatur udara basah setelah melewati evaporator $T_{WB} = 7$ [°C]
- Temperatur udara kering setelah melewati evaporator $T_{DB} = 8$ [°C]
- Temperatur refrigeran keluar evaporator, $T_1 = 8,37$ [°C]
- Temperatur refrigeran keluar kompresor, $T_2 = 55,67$ [°C]
- Temperatur refrigeran keluar kondensor, $T_3 = 35,20$ [°C]
- Temperatur refrigeran masuk evaporator, $T_4 = 6,33$ [°C]
- Tekanan refrigeran keluar evaporator, $P_1 = 375$ [kPa]
- Tekanan refrigeran keluar kondensor, $P_3 = 1033,333$ [kPa]
- Tekanan atmosfer saat pengambilan data $P_{atm} = 96,392$ [kPa]

Proses perhitungan :

- Perhitungan entalpi udara

Diketahui :

$$T_{WA} = 24 \text{ [°C]}$$

$$T_{DA} = 30 \text{ [°C]}$$

$$T_{WB} = 7 \text{ [°C]}$$

$$T_{DB} = 8 \text{ [°C]}$$

Entalpi udara dapat dicari dengan menggunakan diagram psikrometri dengan menggunakan termometer bola basah dan termometer bola kering, sehingga didapatkan entalpi udara :

$$h_A = 94,482 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h_B = 42,945 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$q_{1(\text{udara})} = 94,482 - 42,945 \\ = 51,537 \quad [\text{kJ/kg}]$$

Dengan :

$$h_A = \text{entalpi udara masuk evaporator} \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h_B = \text{entalpi udara keluar evaporator} \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$q_{1(\text{udara})} = \text{entalpi udara yang diserap oleh refrigeran} \quad [\text{kJ/kg}]$$

Tabel 4.5 Entalpi udara LPG-CO₂ (95:5%)

Tingkat Pembebanan	h_A	h_B	$q_{1(\text{udara})}$
[kW]	[kJ/kg]		
1	94,482	42,945	51,537
2	147,236	55,217	92,019
3	185,282	72,392	112,890

Tabel 4.6 Entalpi udara LPG-CO₂ (100:0%)

Tingkat Pembebanan	h_A	h_B	$q_{1(\text{udara})}$
[kW]	[kJ/kg]		
1	101,844	42,945	58,899
2	150,925	61,351	89,574
3	176,692	71,169	105,524

2. Perhitungan entalpi campuran

Entalpi campuran dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan :

$$h_m = \sum_{i=1}^k m f_i h_i \quad [\text{kJ/kg}]$$

Dengan :

$$h_m = \text{entalpi refrigeran campuran} \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h_i = \text{entalpi zat yang dicampur} \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$m f_i = \text{fraksi massa campuran}$$

Diketahui :

- Fraksi massa :

Refrigeran LPG-CO₂ (95:5%) = 300 gram

LPG memiliki kandungan propan-butan (50:50%)

➤ Propan = 47,5% ; Ar = 44 ; massa = 142,5 gram

$$\text{Mol propan} : \frac{142,5}{44} = 3,239$$

➤ Butan = 47,5% ; Ar = 58 ; massa = 142,5 gram

$$\text{Mol butan} : \frac{142,5}{58} = 2,457$$

➤ Karbondioksida = 5% ; Ar = 44 ; massa = 15 gram

$$\text{Mol karbondioksida} : \frac{15}{44} = 0,341$$

➤ Mol Campuran

$$\text{Mol campuran} : 3,239 + 2,457 + 0,341 = 6,037$$

- Tekanan absolut

Tekanan atmosfer saat pengambilan data = 96,392 [kPa]

$$\begin{aligned} \text{➤ } P_{1(\text{absolut})} &= P_1 + P_{\text{atmosfer}} \\ &= 375 + 96,392 \\ &= 471,392 \quad [\text{kPa}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{➤ } P_{3(\text{absolut})} &= P_3 + P_{\text{atmosfer}} \\ &= 1033,333 + 96,392 \\ &= 1129,725 \quad [\text{kPa}] \end{aligned}$$

- Tekanan parsial (P₁)

➤ Tekanan parsial propan

$$P_1 = \frac{3,239}{6,036} \times 471,392 = 252,908 \quad [\text{kPa}]$$

➤ Tekanan parsial butan

$$P_1 = \frac{2,457}{6,036} \times 471,392 = 191,862 \quad [\text{kPa}]$$

➤ Tekanan parsial karbondioksida

$$P_1 = \frac{0,34}{6,036} \times 471,392 = 26,622 \quad [\text{kPa}]$$

- Tekanan parsial (P₃)

➤ Tekanan parsial propan

$$P_3 = \frac{3,239}{6,036} \times 1129,725 = 606,114 \quad [\text{kPa}]$$

- Tekanan parsial butan

$$P_3 = \frac{2,457}{6,036} \times 1129,725 = 459,81 \quad [\text{kPa}]$$

- Tekanan parsial karbondioksida

$$P_3 = \frac{0,34}{6,036} \times 1129,725 = 63,801 \quad [\text{kPa}]$$

Tabel 4.3 Tekanan Parsial LPG-CO₂ (95:5%)

Campuran Gas	Tingkat Pembebanan	P ₁	P ₃
CO ₂	1	26,622	63,801
Propan		252,908	606,114
Butan		191,862	459,810
CO ₂	2	28,693	67,566
Propan		272,581	641,881
Butan		206,785	486,944
CO ₂	3	33,117	70,390
Propan		314,608	668,707
Butan		238,668	507,295

Tabel 4.4 Tekanan Parsial LPG-CO₂ (100:0%)

Campuran Gas	Tingkat Pembebanan	P ₁	P ₃
CO ₂	1	0	0
Propan		183,196	423,196
Butan		183,196	423,196
CO ₂	2	0	0
Propan		219,863	473,196
Butan		219,863	473,196
CO ₂	3	0	0
Propan		228,196	481,529
Butan		228,196	481,529

Dengan :

P₁ = tekanan refrigeran setelah evaporator [kPa]

P₂ = tekanan refrigeran setelah kompresor [kPa]

P₃ = tekanan refrigeran setelah kondensor [kPa]

P₄ = tekanan refrigeran setelah katup ekspansi [kPa]

Dengan memasukkan nilai tekanan parsial disetiap titik ke dalam diagram tekanan-entalpi (P-h) dari masing-masing gas dan memasukkan nilai temperatur refrigeran disetiap titik ke dalam tabel properties CO₂, maka didapatkan nilai entalpi :

- $P_{1(\text{absolut})} = 471,392$ [kPa]
- $h_{\text{propan}} = 894$ [kJ/kg]
- $h_{\text{butan}} = 314$ [kJ/kg]
- $h_{\text{co}_2} = 8,747$ [kJ/kg]
- $P_{2(\text{absolut})} = 471,392$ [kPa] dan temperatur refrigeran $55,67$ [°C]
- $h_{\text{propan}} = 966$ [kJ/kg]
- $h_{\text{butan}} = 370$ [kJ/kg]
- $h_{\text{co}_2} = 10,519$ [kJ/kg]
- $P_{3(\text{absolut})} = 1129,725$ [kPa]
- $h_{\text{propan}} = 514$ [kJ/kg]
- $h_{\text{butan}} = 16$ [kJ/kg]
- $h_{\text{co}_2} = 9,739$ [kJ/kg]

Sehingga entalpi refrigeran campuran :

$$h_{1(\text{campuran})} = 0,475 \times 894 + 0,475 \times 314 + 0,05 \times 8,747$$

$$h_{1(\text{campuran})} = 574,237 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h_{2(\text{campuran})} = 0,475 \times 966 + 0,475 \times 370 + 0,05 \times 10,519$$

$$h_{2(\text{campuran})} = 635,126 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h_{3(\text{campuran})} = 0,475 \times 514 + 0,475 \times 16 + 0,05 \times 9,739$$

$$h_{3(\text{campuran})} = 252,237 \quad [\text{kJ/kg}]$$

- Pada katup ekspansi terjadi penurunan tekanan dan temperatur secara isoentalpi, sehingga besarnya nilai entalpi pada titik 3 dan 4 adalah sama.

$$h_3 = h_4$$

Tabel 4.7 Entalpi refrigeran LPG-CO₂ (95:5%)

Campuran Gas	Tingkat Pembebanan	h_1	h_2	h_3	h_4
	[kW]	[kJ/kg]			
Propan	1	894,00	966,00	514,00	514,00
	2	898,00	976,00	520,00	520,00
	3	902,00	988,00	526,00	526,00
Butan	1	314,00	370,00	16,00	16,00
	2	316,00	378,00	22,00	22,00
	3	322,00	382,00	28,00	28,00
Karbondioksida	1	8,747	10,519	9,739	8,673
	2	8,906	10,648	9,795	8,789
	3	9,130	10,829	9,905	8,790

Tabel 4.8 Entalpi refrigeran LPG-CO₂ (100:0%)

Campuran Refrigeran	Tingkat Pembebanan	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄
	[kW]	[kJ/kg]			
Propan	1	896,00	964,00	484,00	484,00
	2	898,00	970,00	498,00	498,00
	3	900,00	974,00	502,00	502,00
Butan	1	310,00	360,00	12,00	12,00
	2	316,00	374,00	20,00	20,00
	3	318,00	378,00	24,00	24,00
Karbon dioksida	1	0,00	0,00	0,00	0,00
	2	0,00	0,00	0,00	0,00
	3	0,00	0,00	0,00	0,00

Dengan :

h₁ = entalpi refrigeran setelah evaporator [kJ/kg]

h₂ = entalpi refrigeran setelah kompresor [kJ/kg]

h₃ = entalpi refrigeran setelah kondensor [kJ/kg]

h₄ = entalpi refrigeran setelah katup ekspansi [kJ/kg]

3. Perhitungan efek refrigerasi

Dengan memasukkan nilai tekanan parsial disetiap titik ke dalam diagram tekanan-entalpi (P-h) dari masing-masing gas dan memasukkan nilai temperatur refrigeran disetiap titik ke dalam tabel properties CO₂, maka didapatkan nilai entalpi :

$$q_1 = h_1 - h_4 \quad [\text{kJ/kg}]$$

Diketahui :

$$h_1 = 574,237 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h_4 = 252,237 \quad [\text{kJ/kg}]$$

Sehingga efek refrigerasi :

$$\begin{aligned} q_1 &= 574,237 - 252,237 \\ &= 322 \quad [\text{kJ/kg}] \end{aligned}$$

Dengan :

$$h_1 = \text{entalpi refrigeran keluar evaporator} \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h_4 = \text{entalpi refrigeran masuk evaporator} \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$q_1 = \text{efek refrigerasi} \quad [\text{kJ/kg}]$$

4. Perhitungan kerja kompresi

Dengan memasukkan nilai tekanan parsial disetiap titik ke dalam diagram tekanan-entalpi (P-h) dari masing-masing gas dan memasukkan nilai temperatur refrigeran disetiap titik ke dalam tabel properties CO₂, maka didapatkan nilai entalpi :

$$W = h_2 - h_1 \quad [\text{kJ/kg}]$$

Diketahui :

$$h_2 = 635,126 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h_1 = 574,237 \quad [\text{kJ/kg}]$$

Sehingga kerja kompresi :

$$\begin{aligned} W &= 635,126 - 574,237 \\ &= 60,889 \quad [\text{kJ/kg}] \end{aligned}$$

Dengan :

$$h_2 = \text{entalpi refrigeran keluar kondensor} \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h_1 = \text{entalpi refrigeran masuk kondensor} \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$W = \text{kerja kompresi} \quad [\text{kJ/kg}]$$

5. Perhitungan koefisien prestasi

$$KP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad \text{atau} \quad KP = \frac{q_1}{W}$$

Diketahui :

$$q_1 = 322 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$W = 60,889 \quad [\text{kJ/kg}]$$

Sehingga koefisien prestasi :

$$KP = \frac{322}{60,889}$$

$$KP = 5,288$$

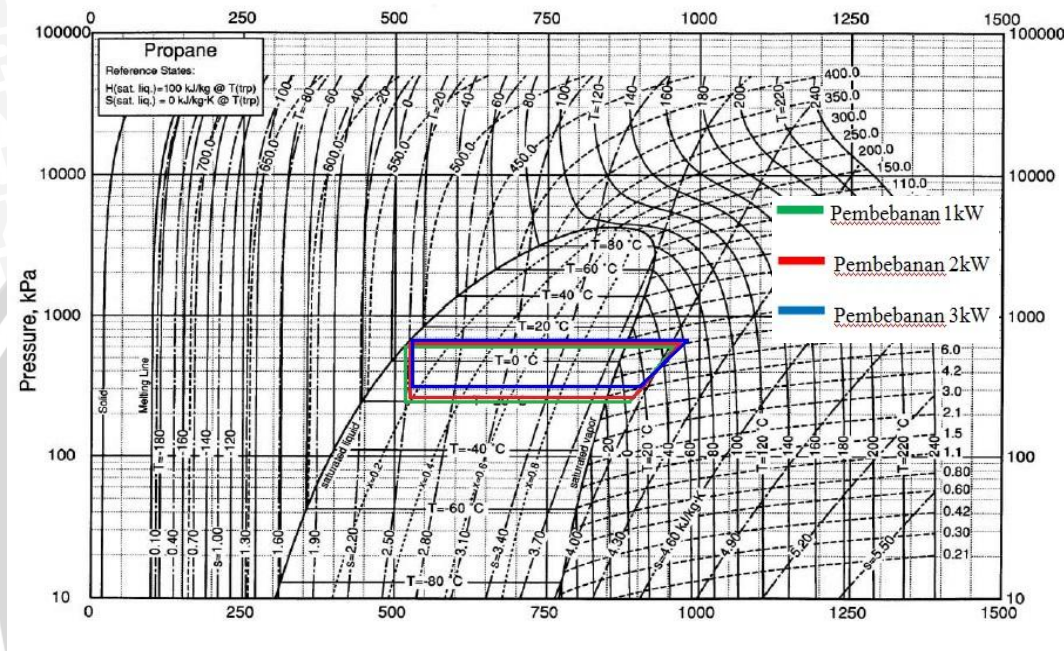
4.1.3 Data Hasil Perhitungan

Data hasil perhitungan selengkapnya ditunjukkan pada tabel data hasil perhitungan di lampiran 1.

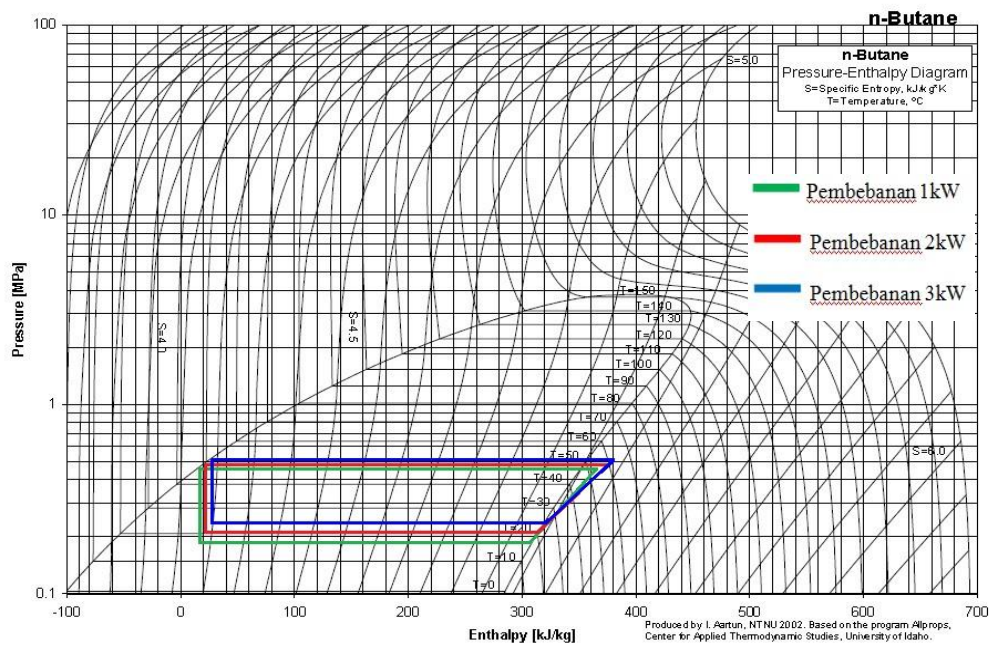
4.2. Hasil dan Pembahasan

Variabel bebas yang digunakan pada penelitian ini adalah besarnya beban pendinginan dengan *boiler* yang uapnya mengalir sebelum melewati evaporator. Dengan merubah besarnya daya *boiler* pada instalasi alat penelitian untuk mendapatkan

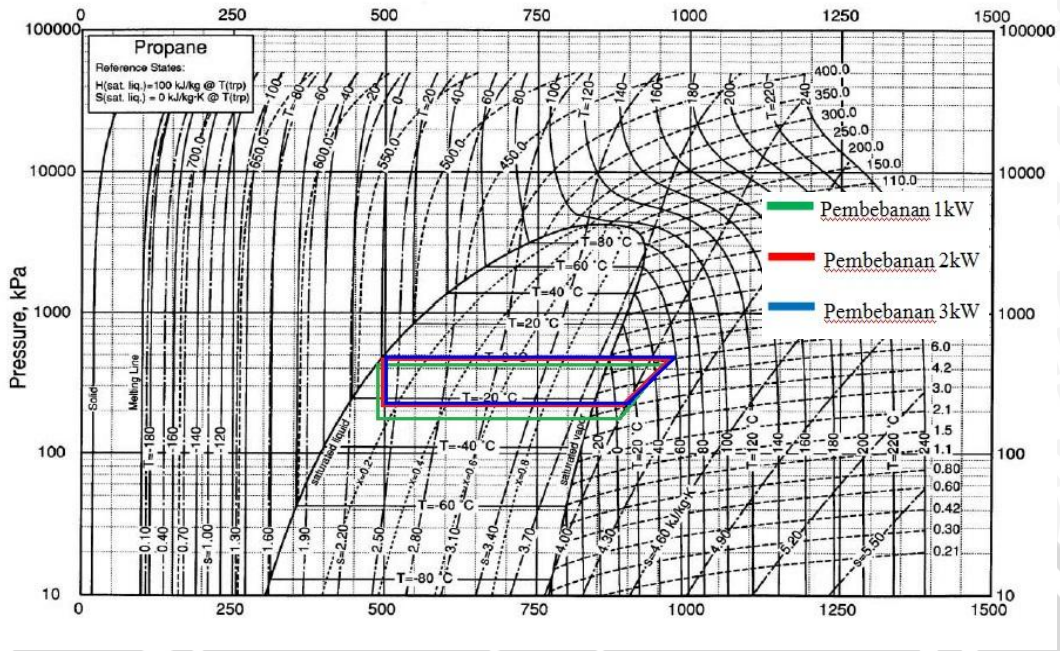
nilai variasi beban pendinginan sebelum ke evaporator yang mengalir di dalam *duct*, udara lingkungan masuk *blower* bercampur dengan uap dari *boiler*. Dari data yang diperoleh, peneliti menggunakan diagram tekanan-entalpi (P-h) untuk mengetahui nilai entalpi dari setiap masing-masing gas dan diagram psikrometri untuk mengetahui nilai entalpi udara yang melewati evaporator. Berikut ini adalah gambar dari diagram P-h dan psikrometri :



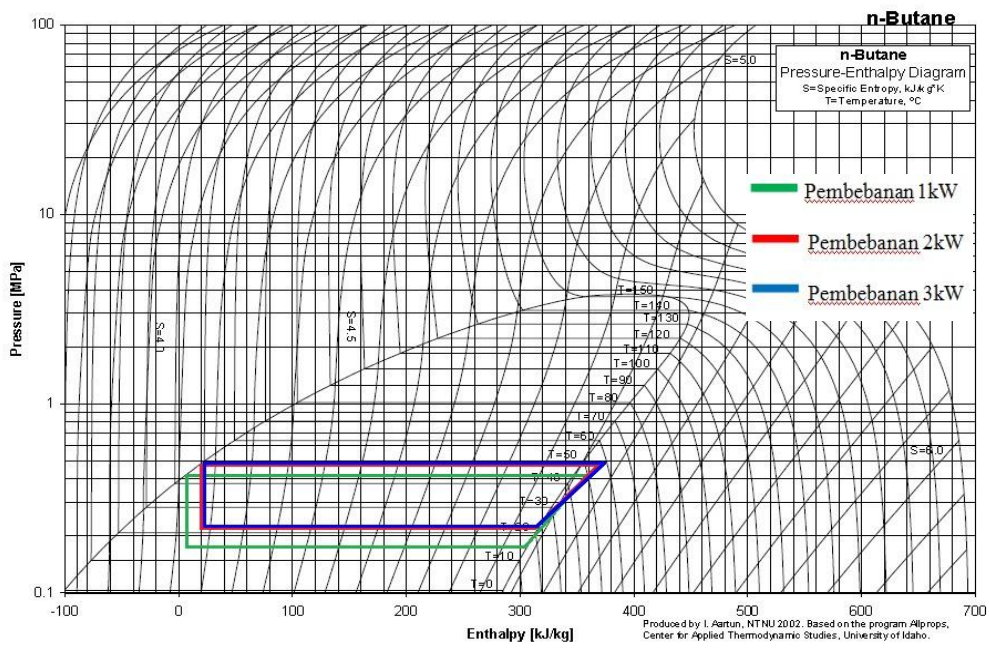
Gambar 4.1 Diagram P-h propan dengan refrigeran LPG-CO2 (95:5%)



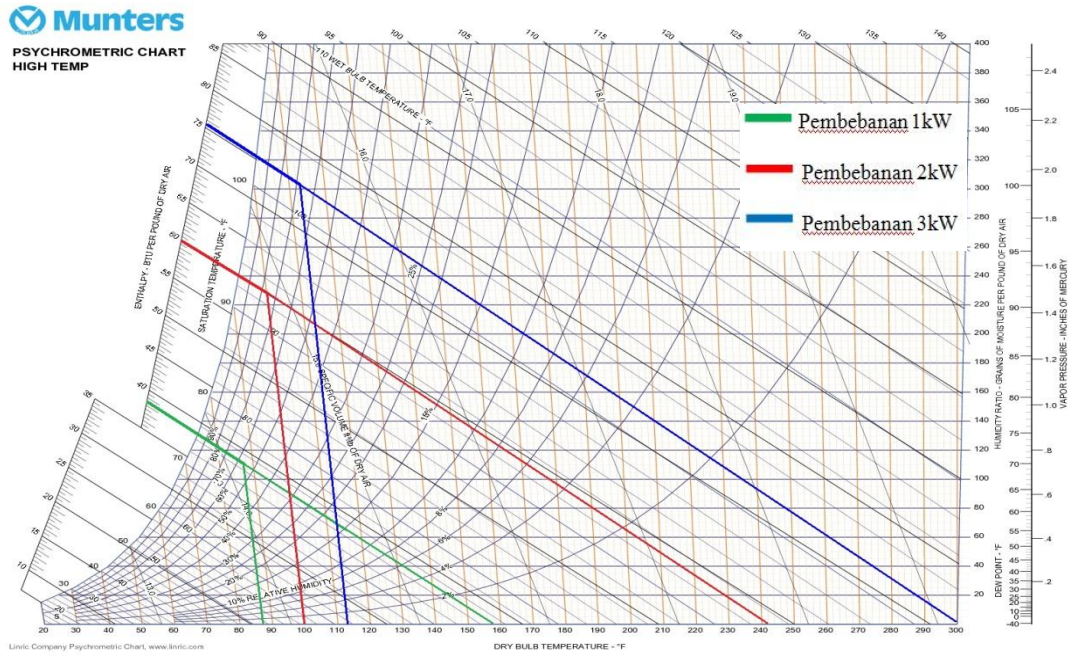
Gambar 4.2 Diagram P-h butan dengan refrigeran LPG-CO2 (95:5%)



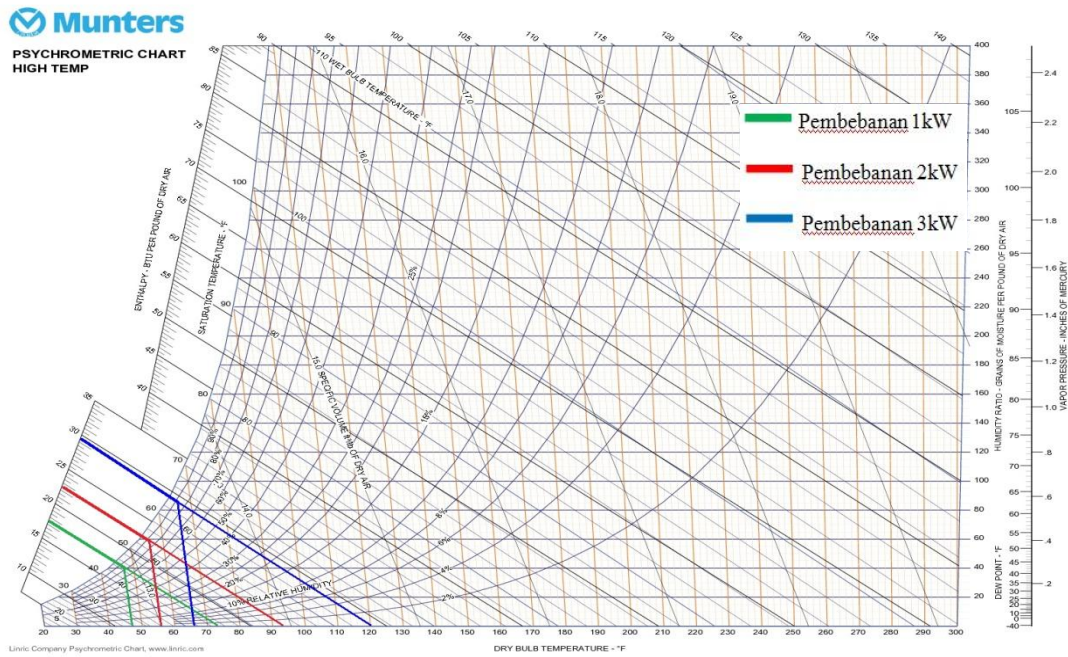
Gambar 4.3 Diagram P-h propan dengan refrigeran LPG-CO₂ (100:0%)



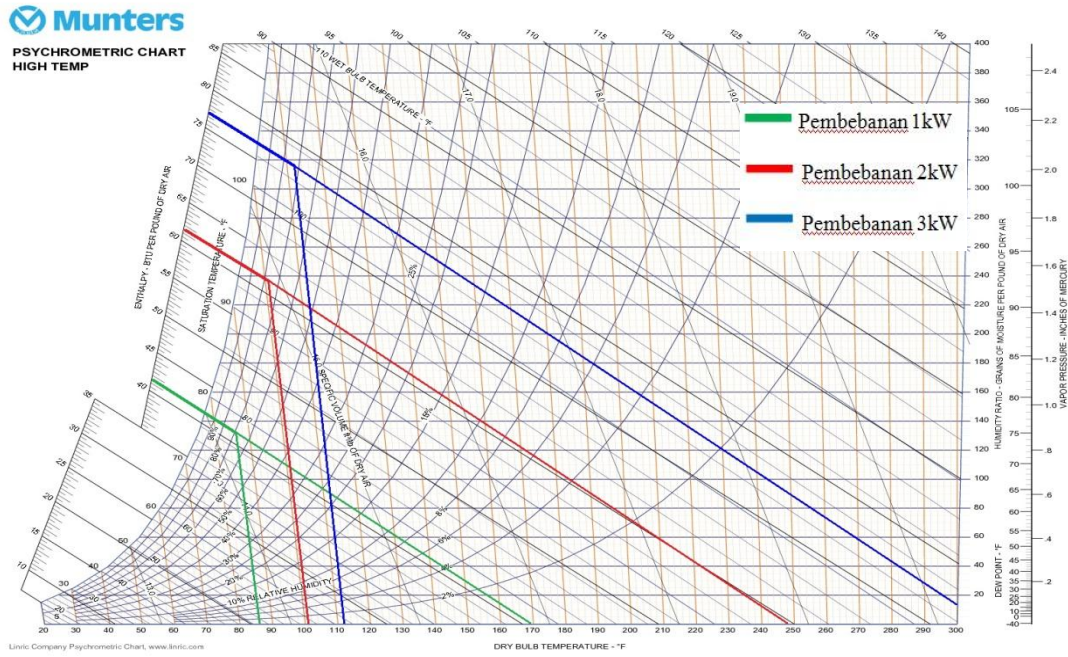
Gambar 4.4 Diagram P-h butan dengan refrigeran LPG-CO₂ (100:0%)



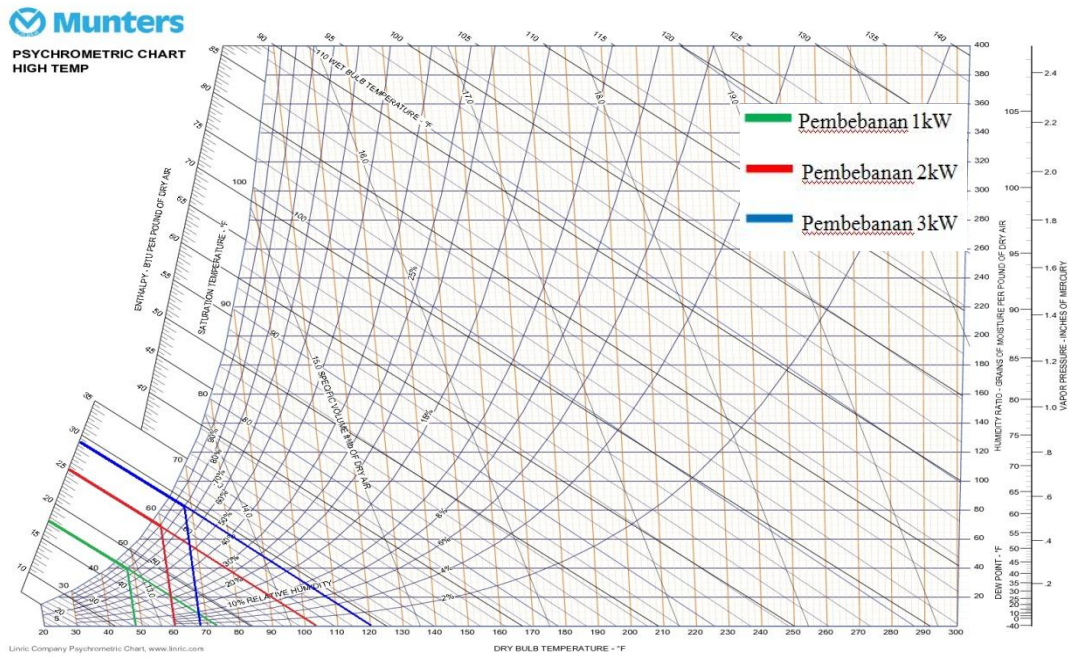
Gambar 4.5 Diagram psikometri LPG-CO₂ (95:5%), sebelum melewati evaporator (h_A)



Gambar 4.6 Diagram psikometri LPG-CO₂ (95:5%), setelah melewati evaporator (h_B)

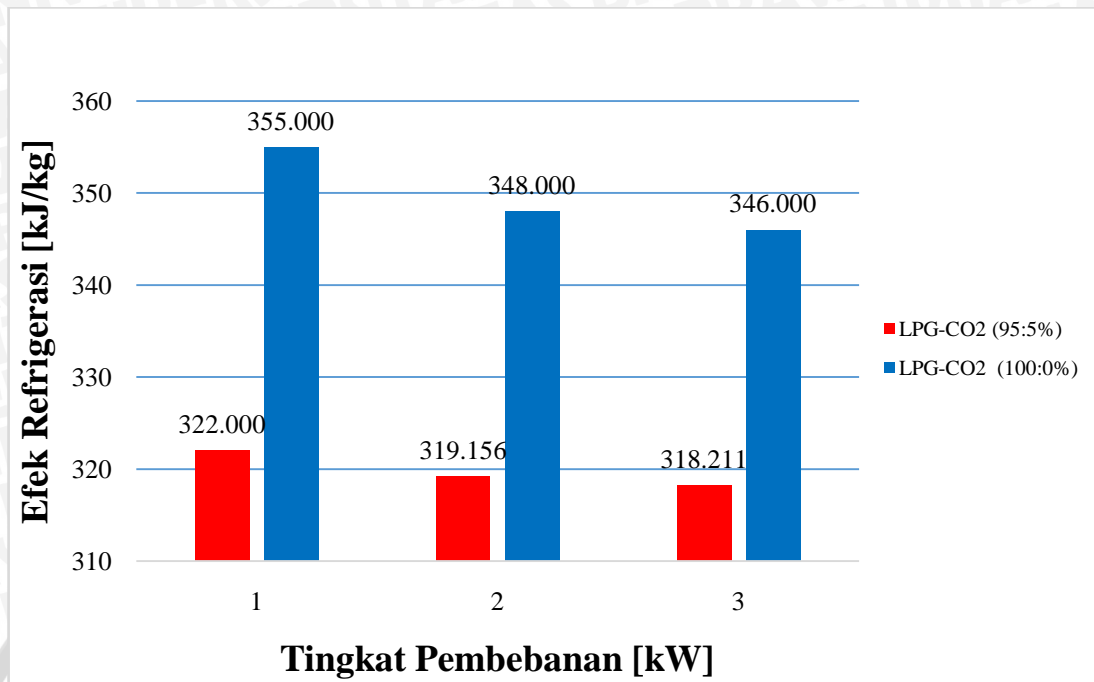


Gambar 4.7 Diagram psikrometri LPG-CO₂ (100:0%), sebelum melewati evaporator (h_A)



Gambar 4.8 Diagram psikrometri LPG-CO₂ (100:0%), setelah melewati evaporator (h_B)

4.2.1 Variasi Beban Pendinginan Terhadap Efek Refrigerasi



Gambar 4.9 Grafik variasi beban pendinginan terhadap efek refrigerasi

Pada gambar 4.9 menunjukkan adanya pengaruh variasi beban pendinginan dan konsentrasi LPG-CO₂ terhadap efek refrigerasi yang terjadi di evaporator. Perubahan yang terjadi pada refrigeran LPG-CO₂ dengan konsentrasi 95:5% dan 100:0% mengalami kecenderungan menurun pada efek refrigerasi disetiap tingkat beban pendinginan. Hal ini disebabkan oleh kalor yang diberikan oleh *boiler* yang diserap oleh evaporator mengakibatkan temperatur dan tekanan refrigeran meningkat. Pada refrigeran LPG-CO₂ dengan konsentrasi 95:5% dan beban pendinginan 1[kW], entalpi udara sebelum evaporator sebesar 94,482 [kJ/kg] dan entalpi udara setelah evaporator sebesar 42,945 [kJ/kg], refrigeran yang mengalir di evaporator menyerap kalor dari udara sebesar 51,537 [kJ/kg]. Sedangkan refrigeran LPG-CO₂ dengan konsentrasi 100:0%, entalpi udara sebelum evaporator sebesar 101,844 [kJ/kg] dan entalpi udara setelah evaporator sebesar 42,945 [kJ/kg], refrigeran yang mengalir di evaporator menyerap kalor dari udara sebesar 58,899 [kJ/kg]. Refrigeran LPG-CO₂ dengan konsentrasi 100:0% memiliki efek refrigerasi yang lebih tinggi dari LPG-CO₂ dengan konsentrasi 95:5%, dikarenakan adanya campuran CO₂ yang mengakibatkan kurang maksimalnya penyerapan kalor dalam siklus. Refrigeran yang bersirkulasi dalam sistem ini menyerap kalor dari udara, semakin banyak kalor yang diserap maka temperatur dan tekanan refrigeran semakin meningkat yang mempengaruhi nilai entalpi refrigeran.

- Rumus efek refrigerasi:

$$q_1 = (h_1 - h_4) \quad [\text{kJ/kg}]$$

Dengan :

$$q_1 = \text{efek refrigerasi} \quad [\text{kJ/kg}]$$

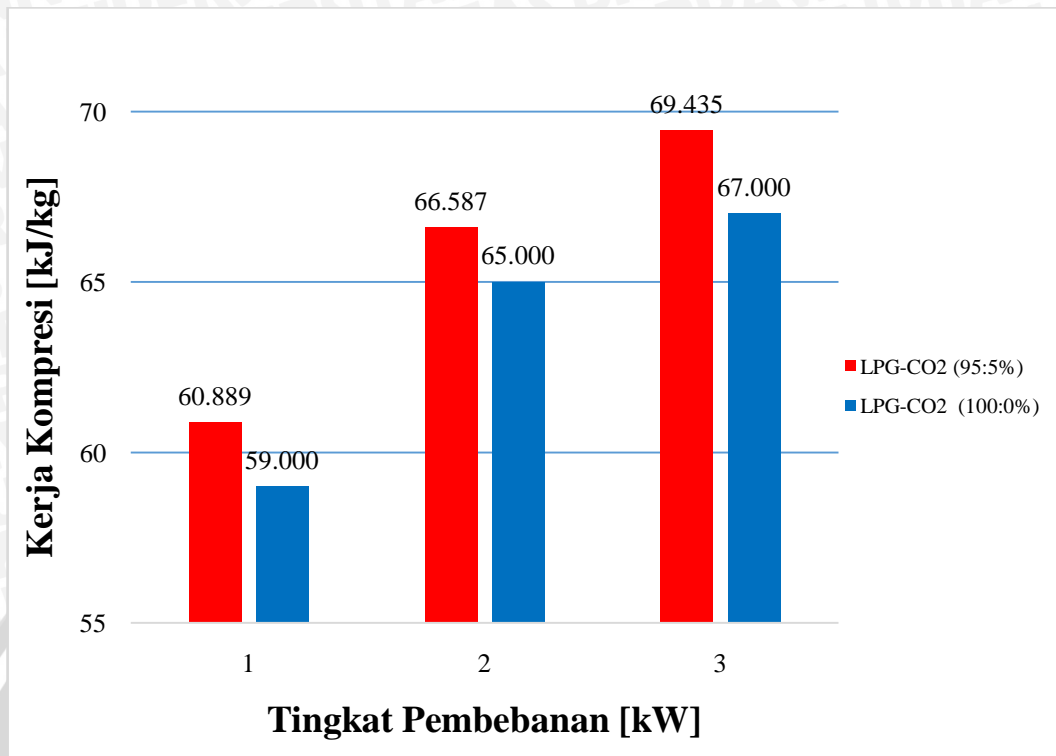
$$h_1 = \text{entalpi refrigeran keluar evaporator} \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h_4 = \text{entalpi refrigeran masuk evaporator} \quad [\text{kJ/kg}]$$

Dengan putaran *blower* yang tetap pada refrigeran LPG- CO₂ dengan konsentrasi 100:0% dan beban pendinginan 1[kW] mempunyai efek refrigerasi terbesar yaitu 355 [kJ/kg]. Konsentrasi 100:0% dan beban pendinginan 2[kW] mempunyai efek refrigerasi sebesar 348 [kJ/kg]. Konsentrasi 100:0% dan beban pendinginan 3[kW] mempunyai efek refrigerasi sebesar 346 [kJ/kg]. Konsentrasi 95:5% dan beban pendinginan 1[kW] mempunyai efek refrigerasi sebesar 322 [kJ/kg]. Konsentrasi 95:5% dan beban pendinginan 2[kW] mempunyai efek refrigerasi sebesar 319,156 [kJ/kg]. Sedangkan pada konsentrasi 95:5% dan beban pendinginan 3[kW] mempunyai efek refrigerasi terendah yaitu 318,211 [kJ/kg]. Hal ini disebabkan oleh karakteristik dari refrigeran CO₂ yang memiliki temperatur dan tekanan yang tinggi dalam sistem refrigerasi, sehingga penyerapan kalor yang terjadi kurang maksimal. Penyerapan kalor yang pada CO₂ berpengaruh sedikit terhadap efek refrigerasi dikarenakan fase CO₂ dalam siklus ini berwujud gas dan tidak mengalami perubahan fase cair.

Refrigeran LPG-CO₂ dengan konsentrasi 95:5% dengan tingkat pembebanan 1[kW] ke 2[kW] mengalami penurunan efek refrigerasi sebesar 0,883%, sedangkan pada tingkat pembebanan 1[kW] ke 3[kW] mengalami penurunan efek refrigerasi sebesar 1,177%. Pada refrigeran LPG-CO₂ dengan konsentrasi 100:0% dengan tingkat pembebanan 1[kW] ke 2[kW] mengalami penurunan efek refrigerasi sebesar 1,972%, sedangkan pada tingkat pembebanan 1[kW] ke 3[kW] mengalami penurunan efek refrigerasi sebesar 2,535%.

4.2.2 Variasi Beban Pendinginan Terhadap Kerja Kompresi



Gambar 4.10 Grafik variasi beban pendinginan terhadap kerja kompresi

Pada gambar 4.10 menunjukkan adanya pengaruh beban pendinginan dan konsentrasi LPG-CO₂ terhadap kerja kompresi. Dalam grafik ini mengalami kenaikan kerja kompresi disetiap beban pendinginan pada refrigeran LPG-CO₂ dengan konsentrasi 95:5% dan 100:0%. Semakin meningkatnya beban pendinginan, maka kerja kompresi yang dibutuhkan semakin meningkat. Hal ini dikarenakan semakin meningkatnya beban pendinginan yang menyebabkan temperatur dan tekanan refrigeran di evaporator meningkat dan beda entalpi yang terjadi pada kompresor semakin meningkat. Pada refrigeran LPG-CO₂ dengan konsentrasi 95:5% dan beban pendinginan 1[kW], entalpi refrigeran sebelum kompresor sebesar 635,126 [kJ/kg] dan entalpi refrigeran setelah kompresor sebesar 574,237 [kJ/kg], kerja yang dilakukan oleh kompresor sebesar 60,889 [kJ/kg]. Sedangkan refrigeran LPG-CO₂ dengan konsentrasi 100:0% dan beban pendinginan 1[kW], entalpi refrigeran sebelum masuk kompresor sebesar 603 [kJ/kg] dan entalpi refrigeran setelah keluar kompresor sebesar 662 [kJ/kg], kerja yang dilakukan oleh kompresor sebesar 59 [kJ/kg]. Refrigeran LPG-CO₂ dengan konsentrasi 100:0% memiliki kerja kompresi yang lebih rendah dari LPG-CO₂ dengan konsentrasi 95:5%, dikarenakan adanya campuran CO₂ yang membutuhkan kerja lebih besar untuk mengkompresikannya.

- Rumus kerja kompresi :

$$W = (h_2 - h_1) \quad [\text{kJ/kg}]$$

Dengan :

$$W = \text{kerja kompresi} \quad [\text{kJ/kg}]$$

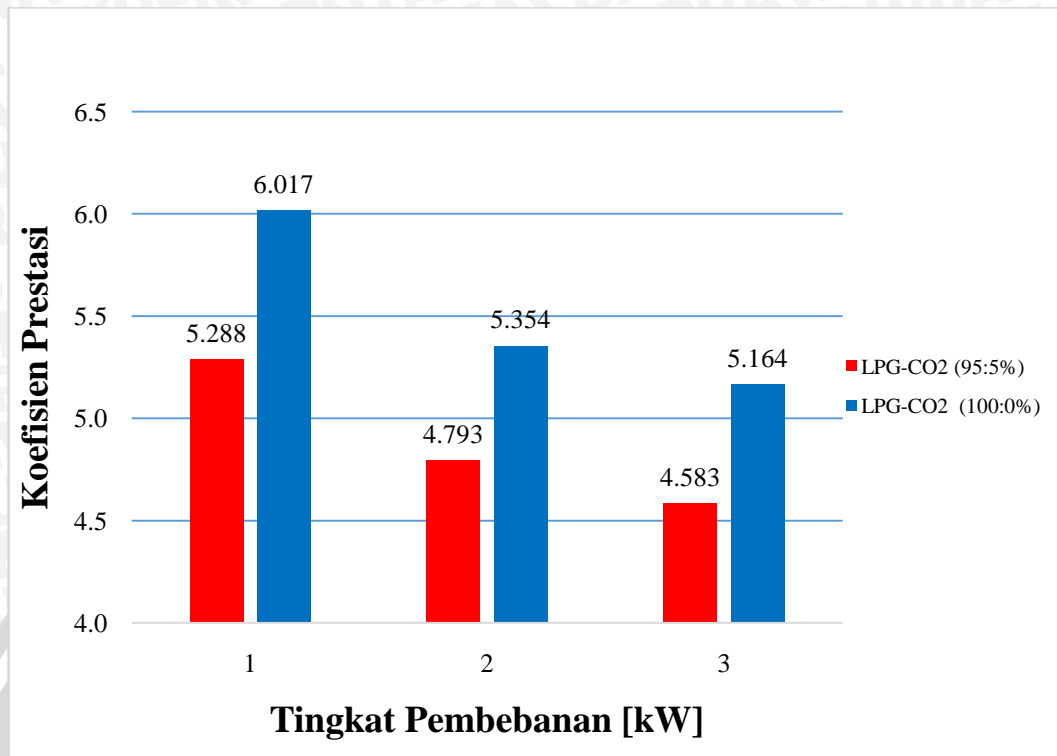
$$h_1 = \text{entalpi refrigeran masuk kompresor} \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h_2 = \text{entalpi refrigeran keluar kompresor} \quad [\text{kJ/kg}]$$

Dengan putaran *blower* yang tetap pada refrigeran LPG-CO₂ dengan konsentrasi 100:0% dan beban pendinginan 1[kW] mempunyai kerja kompresi yang terkecil yaitu 59 [kJ/kg]. Konsentrasi 100:0% dan beban pendinginan 2[kW] mempunyai kerja kompresi sebesar 65 [kJ/kg]. Konsentrasi 100:0% dan beban pendinginan 3[kW] mempunyai kerja kompresi yang sebesar 67 [kJ/kg]. Konsentrasi 95:5% dan beban pendinginan 1[kW] mempunyai kerja kompresi yang sebesar 60,889 [kJ/kg]. Konsentrasi 95:5% dan beban pendinginan 2[kW] mempunyai kerja kompresi sebesar 66,587 [kJ/kg]. Sedangkan pada konsentrasi 95:5% dan beban pendinginan 3[kW] mempunyai kerja kompresi terbesar yaitu 69,435 [kJ/kg]. Hal ini disebabkan oleh karakteristik dari refrigeran CO₂ yang memiliki temperatur dan tekanan yang tinggi dalam sistem refrigerasi, sehingga semakin meningkatnya beban pendinginan maka kerja kompresi yang dibutuhkan semakin besar.

Refrigeran LPG-CO₂ dengan konsentrasi 95:5% dengan tingkat pembebanan 1[kW] ke 2[kW] mengalami kenaikan kerja kompresi sebesar 9,359%, sedangkan pada tingkat pembebanan 1[kW] ke 3[kW] mengalami kenaikan kerja kompresi sebesar 14,036%. Pada refrigeran LPG-CO₂ dengan konsentrasi 100:0% dengan tingkat pembebanan 1[kW] ke 2[kW] mengalami kenaikan kerja kompresi sebesar 10,169%, sedangkan pada tingkat pembebanan 1[kW] ke 3[kW] mengalami kenaikan kerja kompresi sebesar 13,559%

4.2.3 Variasi Beban Pendinginan Terhadap Koefisien Prestasi



Gambar 4.11 Grafik variasi beban pendinginan terhadap koefisien prestasi

Pada gambar 4.11 menunjukkan adanya pengaruh beban pendinginan dan konsentrasi LPG-CO₂ terhadap koefisien prestasi. Semakin meningkatnya beban pendinginan pada refrigeran LPG-CO₂ dengan konsentrasi 95:5% dan 100:0% mengalami penurunan koefisien prestasi disetiap beban pendinginan. Semakin meningkat kerja kompresi mengakibatkan koefisien prestasi menurun.

- Rumus efek refrigerasi :

$$KP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{q_1}{W} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)}$$

Dengan :

q_1 = efek refrigerasi [kJ/kg]

W = kerja kompresi [kJ/kg]

h_1 = entalpi refrigeran keluar evaporator [kJ/kg]

h_2 = entalpi refrigeran keluar kompresor [kJ/kg]

h_4 = entalpi refrigeran masuk evaporator [kJ/kg]

Dengan putaran *blower* yang tetap refrigeran LPG-CO₂ dengan konsentrasi 100:0% dan beban pendinginan 1[kW] mempunyai koefisien prestasi yang tertinggi yaitu 6,017. Pada konsentrasi 100:0% dan beban pendinginan 2[kW] mempunyai

koefisien prestasi sebesar 5,354. Pada konsentrasi 100:0% dan beban pendinginan 3[kW] mempunyai koefisien prestasi sebesar 5,164. Pada konsentrasi 95:5% dan beban pendinginan 1[kW] mempunyai koefisien prestasi sebesar 5,282. Pada konsentrasi 95:5% dan beban pendinginan 2[kW] mempunyai koefisien prestasi yang sebesar 4,793. Pada konsentrasi 95:5% dan beban pendinginan 3[kW] mempunyai koefisien prestasi yang terendah yaitu 4,583. Hal ini disebabkan oleh perbandingan antara efek refrigerasi dengan kerja kompresi pada tingkat pembebanan yang sama.

Refrigeran LPG-CO₂ dengan konsentrasi 95:5% dengan tingkat pembebanan 1[kW] ke 2[kW] mengalami penurunan koefisien prestasi sebesar 9,366%, sedangkan pada tingkat pembebanan 1[kW] ke 3[kW] mengalami penurunan koefisien prestasi sebesar 13,34%. Pada refrigeran LPG-CO₂ dengan konsentrasi 100:0% dengan tingkat pembebanan 1[kW] ke 2[kW] mengalami penurunan koefisien prestasi sebesar 11,021%, sedangkan pada tingkat pembebanan 1[kW] ke 3[kW] mengalami penurunan koefisien prestasi sebesar 14,173%.



BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian tentang unjuk kerja AC mobil dengan refrigeran LPG-CO₂ pada berbagai beban pendinginan yang telah dilakukan, maka dapat disimpulkan sebagai berikut :

- Beban pendinginan yang diberikan oleh *boiler* dapat mempengaruhi unjuk kerja dari *air conditioner* mobil.
- Penambahan beban pendinginan pada refrigeran LPG-CO₂ dengan konsentrasi 95:5% dan LPG-CO₂ dengan konsentrasi 100:0% menyebabkan efek refrigerasi menurun.
- Penambahan beban pendinginan pada refrigeran LPG-CO₂ dengan konsentrasi 95:5% dan LPG-CO₂ dengan konsentrasi 100:0% menyebabkan kerja kompresi meningkat.
- Penambahan beban pendinginan pada refrigeran LPG-CO₂ dengan konsentrasi 95:5% dan LPG-CO₂ dengan konsentrasi 100:0% menyebabkan koefisien prestasi menurun.
- Pada refrigeran LPG-CO₂ dengan konsentrasi 100:0% dengan beban pendinginan 1[kW], didapat nilai koefisien prestasi yang paling besar yaitu 6,017.

5.2 Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, peneliti menyarankan untuk penelitian selanjutnya perlu dilakukan:

1. Beban pendinginan dengan kawat pemanas sebelum melewati evaporator.
2. Penambahan *sight glass* disetiap titik pada instalasi mesin pendingin agar fase refrigeran yang melewati tiap komponen dapat terlihat.
3. Pemeriksaan kebocoran pipa harus dilakukan sebelum melakukan pengambilan data.
4. Penggunaan *inhibitor* selain CO₂.

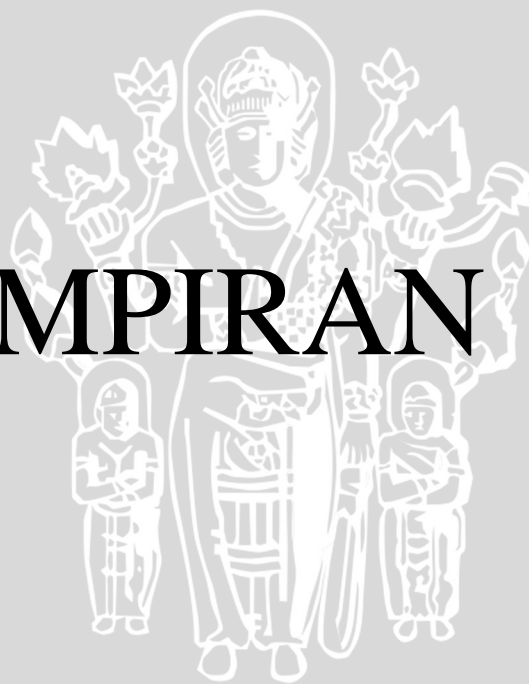
DAFTAR PUSTAKA

- Arismunandar, W. & Saito, H.; 2002: *Penyegaran Udara*; P.T. Pradnya Paramita, Jakarta.
- Cengel, Yunus A. 1998: *Heat Transfer Practical Approach*; Mc. Grow Hill Ltd, New York.
- Gunadiarta, I Made, 2006. *Pengaruh Kondisi Mula Udara Atmosfer Terhadap Prestasi Instalasi AC*; Universitas Brawijaya Malang.
- Mohanraj, M., et.all. 2009. *Environment Friendly Alternative to Halogenated Refrigerants-A Review*, www.elsevier.com/locate/ijggc, International Journal of Greenhouse Gas Control 3 108-119.
- Prayitno, Dimas, Et.all 2010. *Investigasi Coefficient Of Performance (COP) Mesin Pendingin Refrigerasi Pada Alat Air Conditioning Unit A660 Dengan Variasi Kerja Fan dan Boiler*; Seminar Nasional Teknik Mesin UMY.
- Stoecker, W. F. & Jones, J. W.; 1996: *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara*; Terj. Supratman Hara; Erlangga, Jakarta.



UNIVERSITAS BRAWIJAYA

LAMPIRAN 1



Hasil Perhitungan Unjuk Kerja :

LPG-CO₂ (95:5%)

Campuran Refrigeran	Tingkat Pembebanan	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	Q _e	w	Koefisien Prestasi
	[kW]	[kJ/kg]						
Propan Butan Karbon-dioksida		894,000	966,000	514,000	514,000	322,000	60,889	5,288
	1	314,000	370,000	16,000	16,000			
		8,747	10,519	9,739	8,673			
Propan Butan Karbon-dioksida		898,000	976,000	520,000	520,000	319,156	66,587	4,793
	2	316,000	378,000	22,000	22,000			
		8,906	10,648	9,795	8,789			
Propan Butan Karbon-dioksida		902,000	988,000	526,000	526,000	318,211	69,435	4,583
	3	322,000	382,000	28,000	28,000			
		9,130	10,829	9,905	8,790			

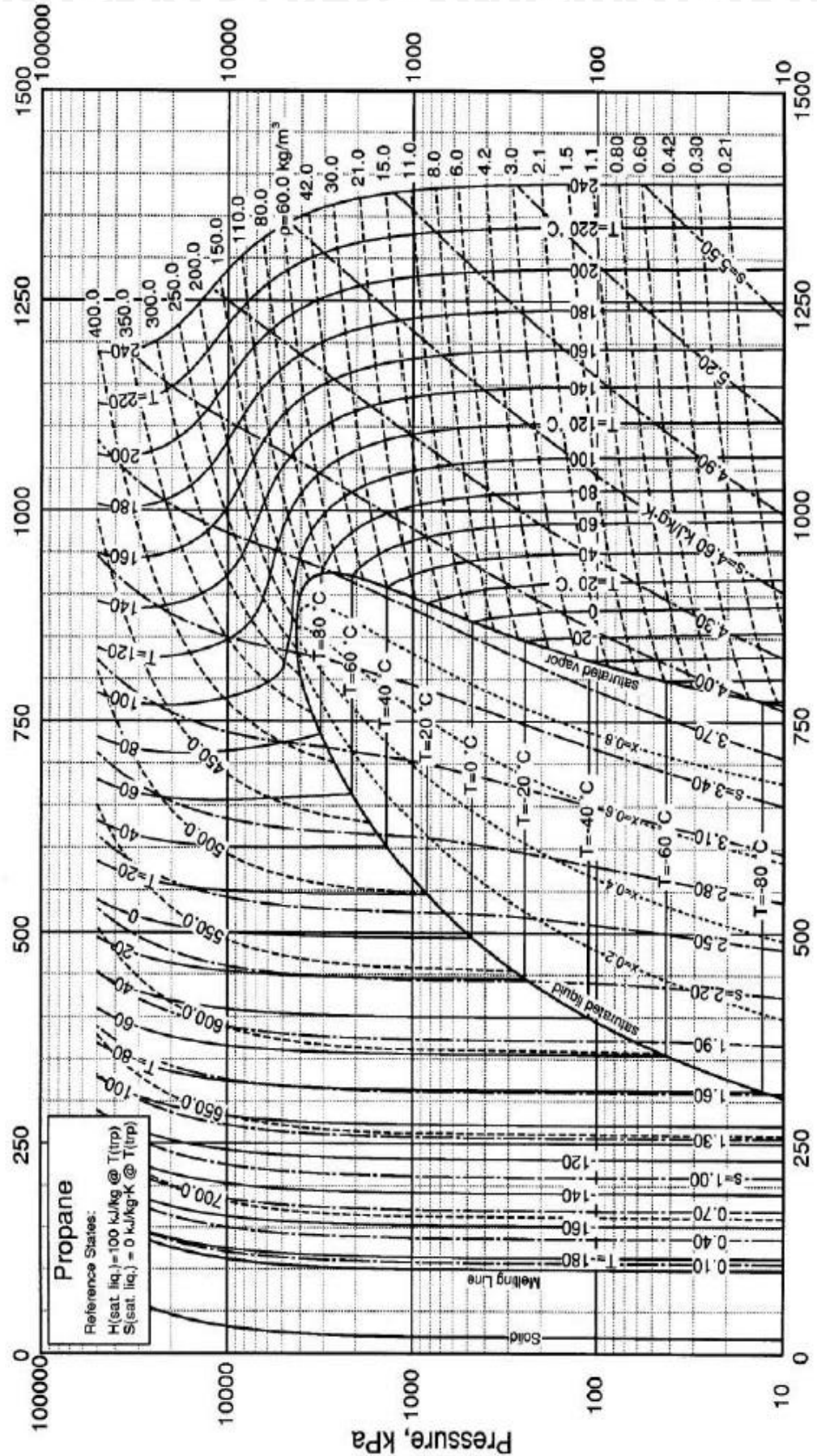
LPG-CO₂ (100:0%)

Campuran Refrigeran	Tingkat Pembebanan	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	Q _e	w	Koefisien Prestasi
	[kW]	[kJ/kg]						
Propan Butan Karbon-dioksida		896,000	964,000	484,000	484,000	355,000	59,000	6,017
	1	310,000	360,000	12,000	12,000			
		0,000	0,000	0,000	0,000			
Propan Butan Karbon-dioksida		898,000	970,000	498,000	498,000	348,000	65,000	5,354
	2	316,000	374,000	20,000	20,000			
		0,000	0,000	0,000	0,000			
Propan Butan Karbon-dioksida		900,000	974,000	502,000	502,000	346,000	67,000	5,164
	3	318,000	378,000	24,000	24,000			
		0,000	0,000	0,000	0,000			

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

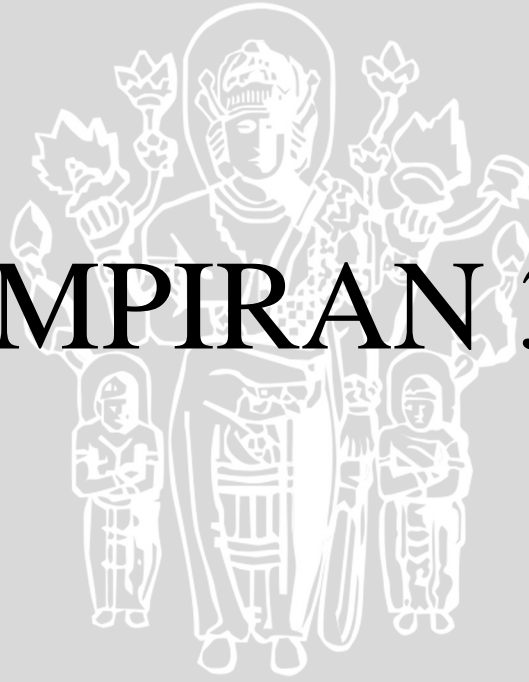
LAMPIRAN 2

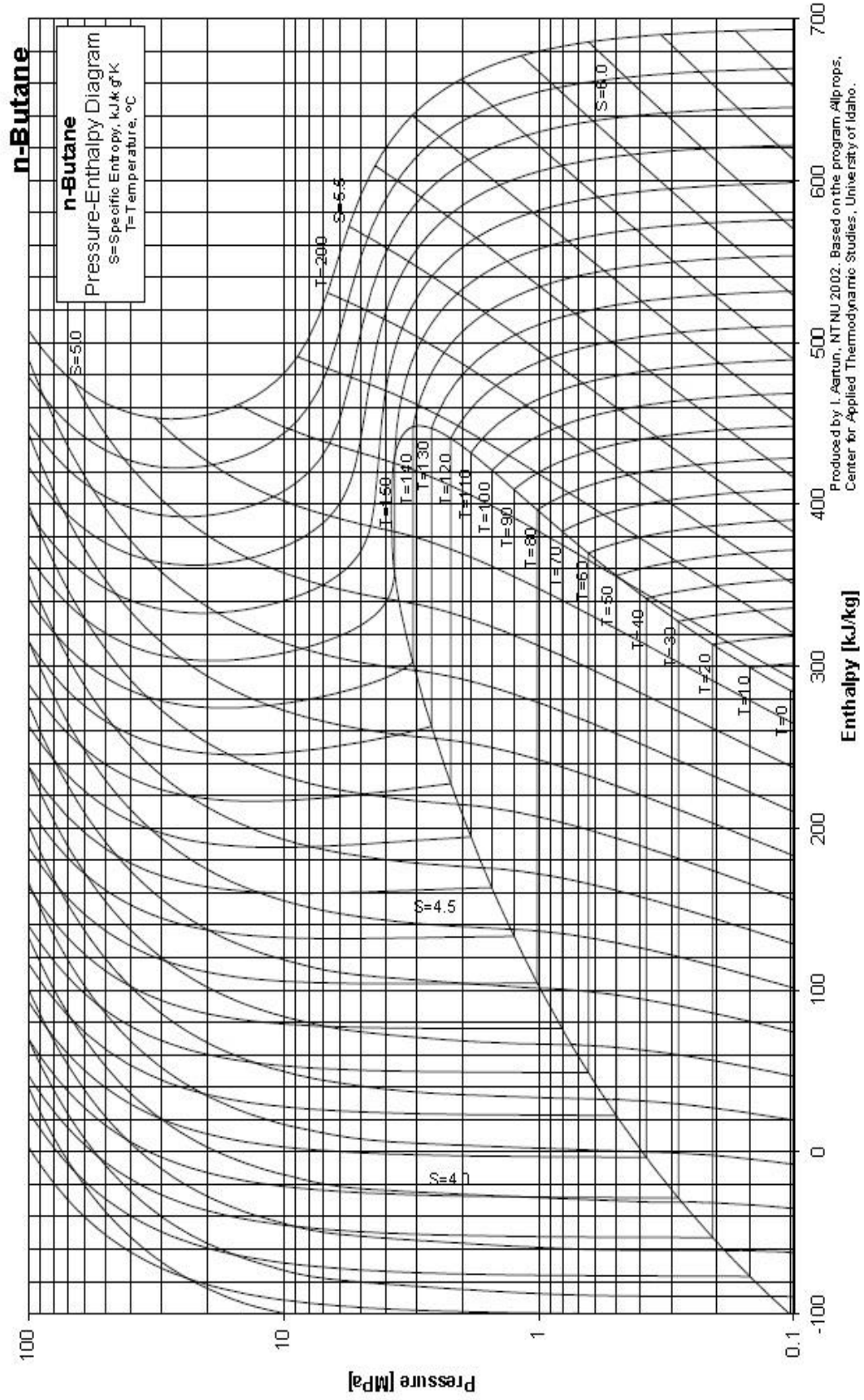




UNIVERSITAS BRAWIJAYA

LAMPIRAN 3

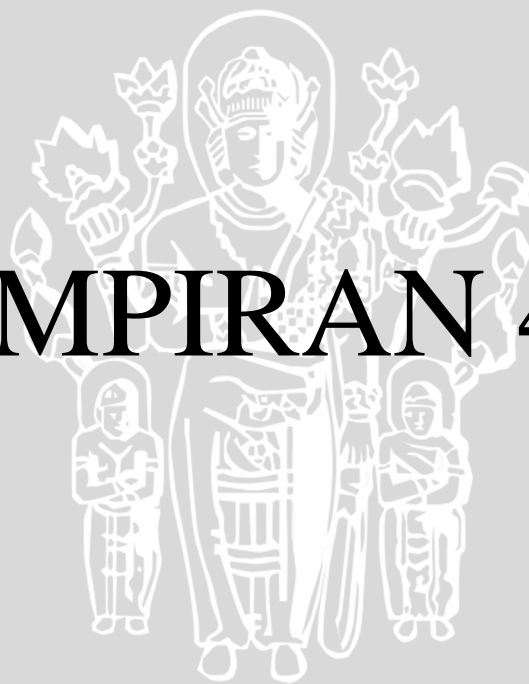




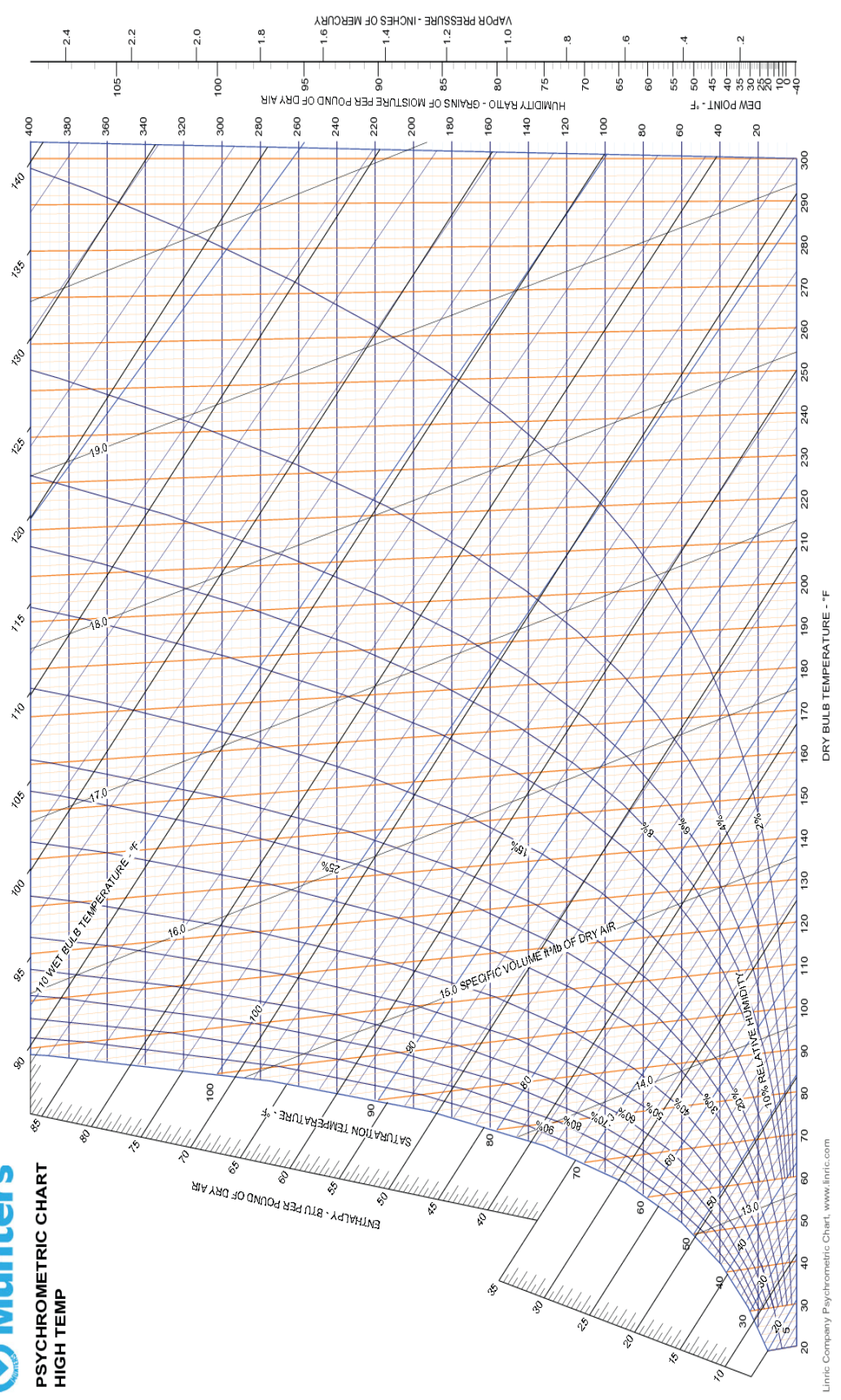
Produced by I. Aartun, NTNU 2002. Based on the program Alprop, Center for Applied Thermodynamic Studies, University of Idaho.

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

LAMPIRAN 4



Munters
PSYCHROMETRIC CHART
HIGH TEMP



Lintec Company Psychrometric Chart, www.lintec.com

UNIVERSITAS BRAWIJAYA

LAMPIRAN 5

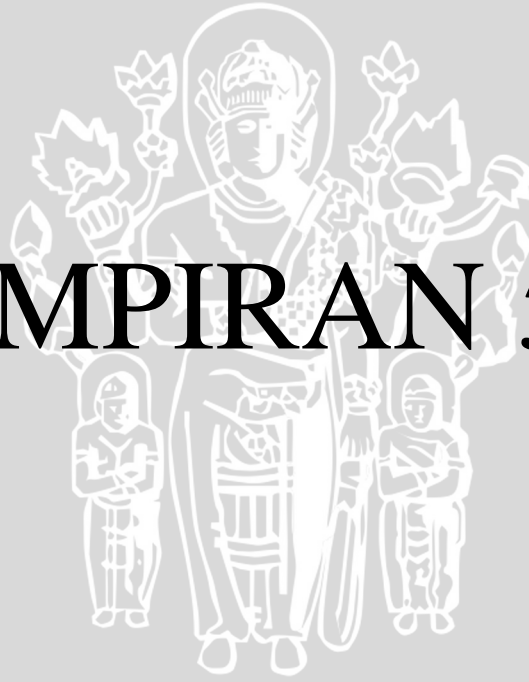


TABLE A-20

Ideal-gas properties of carbon dioxide, CO₂

<i>T</i> K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K	<i>T</i> K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K
0	0	0	0	600	22,280	17,291	243.199
220	6,601	4,772	202.966	610	22,754	17,683	243.983
230	6,938	5,026	204.464	620	23,231	18,076	244.758
240	7,280	5,285	205.920	630	23,709	18,471	245.524
250	7,627	5,548	207.337	640	24,190	18,869	246.282
260	7,979	5,817	208.717	650	24,674	19,270	247.032
270	8,335	6,091	210.062	660	25,160	19,672	247.773
280	8,697	6,369	211.376	670	25,648	20,078	248.507
290	9,063	6,651	212.660	680	26,138	20,484	249.233
298	9,364	6,885	213.685	690	26,631	20,894	249.952
300	9,431	6,939	213.915	700	27,125	21,305	250.663
310	9,807	7,230	215.146	710	27,622	21,719	251.368
320	10,186	7,526	216.351	720	28,121	22,134	252.065
330	10,570	7,826	217.534	730	28,622	22,522	252.755
340	10,959	8,131	218.694	740	29,124	22,972	253.439
350	11,351	8,439	219.831	750	29,629	23,393	254.117
360	11,748	8,752	220.948	760	30,135	23,817	254.787
370	12,148	9,068	222.044	770	30,644	24,242	255.452
380	12,552	9,392	223.122	780	31,154	24,669	256.110
390	12,960	9,718	224.182	790	31,665	25,097	256.762
400	13,372	10,046	225.225	800	32,179	25,527	257.408
410	13,787	10,378	226.250	810	32,694	25,959	258.048
420	14,206	10,714	227.258	820	33,212	26,394	258.682
430	14,628	11,053	228.252	830	33,730	26,829	259.311
440	15,054	11,393	229.230	840	34,251	27,267	259.934
450	15,483	11,742	230.194	850	34,773	27,706	260.551
460	15,916	12,091	231.144	860	35,296	28,125	261.164
470	16,351	12,444	232.080	870	35,821	28,588	261.770
480	16,791	12,800	233.004	880	36,347	29,031	262.371
490	17,232	13,158	233.916	890	36,876	29,476	262.968
500	17,678	13,521	234.814	900	37,405	29,922	263.559
510	18,126	13,885	235.700	910	37,935	30,369	264.146
520	18,576	14,253	236.575	920	38,467	30,818	264.728
530	19,029	14,622	237.439	930	39,000	31,268	265.304
540	19,485	14,996	238.292	940	39,535	31,719	265.877
550	19,945	15,372	239.135	950	40,070	32,171	266.444
560	20,407	15,751	239.962	960	40,607	32,625	267.007
570	20,870	16,131	240.789	970	41,145	33,081	267.566
580	21,337	16,515	241.602	980	41,685	33,537	268.119
590	21,807	16,902	242.405	990	42,226	33,995	268.670