

**PENGARUH VARIASI TINGKAT *SUPERHEATING* TERHADAP UNJUK  
KERJA MESIN PENDINGIN DENGAN REFRIGERAN *MUSICOOL* (MC-22)**

**SKRIPSI  
KONSENTRASI TEKNIK KONVERSI ENERGI**

Diajukan untuk memenuhi sebagai persyaratan  
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun Oleh :

**JAKA NUGRAHA  
NIM. 0810620013-62**

**KEMENTERIAN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN  
UNIVERSITAS BRAWIJAYA  
FAKULTAS TEKNIK  
MALANG  
2013**

## KATA PENGANTAR

*Assalamualaikum wr. wb.* Puji syukur *Alhamdulillah* penulis panjatkan kehadiran Allah SWT atas segala limpahan nikmat, rahmat, hidayah dan karunia yang telah diberikan, juga sholawat dan salam penulis tujukan kepada Nabi Besar Muhammad SAW sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi yang berjudul “ **Pengaruh Variasi Tingkat Superheating Terhadap Unjuk Kerja Mesin Pendingin Dengan Refrigeran Musicool (MC-22)**”

Penyusunan dan penyelesaian skripsi ini tak lepas dari bantuan berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis ucapkan terima kasih kepada :

1. Bapak Hali Sugeng dan Ibu Sarpi, Spd., sebagai kedua orang tua yang selalu memberi dukungan kepada saya baik berupa moril maupun materiil serta memberikan semangat yang tidak pernah habis. Terima kasih Bapak dan Ibu terbaik bagi saya. Kakak dan adik saya tercinta, Palin Wisnubika dan Hanna Sakurahma yang selalu memberi semangat untuk menyelesaikan skripsi ini.
2. Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT, selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya Malang.
3. Dr. Eng. Anindito Purnowidodo, ST., M.Eng, selaku Sekretaris Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya Malang.
4. Dr. Eng Lilis Yulianti, ST.,MT, selaku Ketua Kelompok Konsentrasi Teknik Konversi Energi.
5. Ibu Francisca Dewi. ST., MT., selaku Dosen Wali yang telah banyak memberi masukan untuk menyelesaikan skripsi ini.
6. Dr. Eng Mega Nur Sasongko, ST., MT., selaku Dosen Pembimbing dan Kepala Laboratorium Mesin Pendingin yang selalu memberi masukan dan arahan yang tegas demi keberhasilan dan kesuksesan penulis dalam penyelesaian skripsi.
7. Seluruh Staf Pengajar dan Administrasi Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya
8. Teman-teman seperjuangan EMPEROR'08 yang selalu memberi semangat, dukungan dan canda tawa yang tak kan pernah terlupakan. Terima kasih atas kekompakan dan seluruh bantuannya dalam menyelesaikan masalah – masalah yang saya hadapi di perkuliahan, praktikum, dan hal – hal lain selama empat tahun terakhir ini.

9. Teman-teman laboratorium mesin pendingin Azhari, Asief, Afrima, Anput, Ucup, Mika, dan mas-mas yang sudah lulus. Terima kasih atas diskusi – diskusi ilmu yang menjadikan saya lebih berwawasan dalam bidang teknik refrigerasi.
10. Teman-teman seperjuangan dilapangan Dadang dan Azhari.
11. Seluruh pihak terkait yang tidak dapat penulis sebutkan satu per satu diatas.

Akhir kata, penulis berharap skripsi ini dapat memberikan sedikit banyak manfaat bagi para pembaca dan masyarakat pada umumnya serta mahasiswa Teknik Mesin Universitas Brawijaya Malang.

*Wassalamualaikum wr. wb*

UNIVERSITAS BRAWIJAYA



Malang, Januari 2013



## DAFTAR ISI

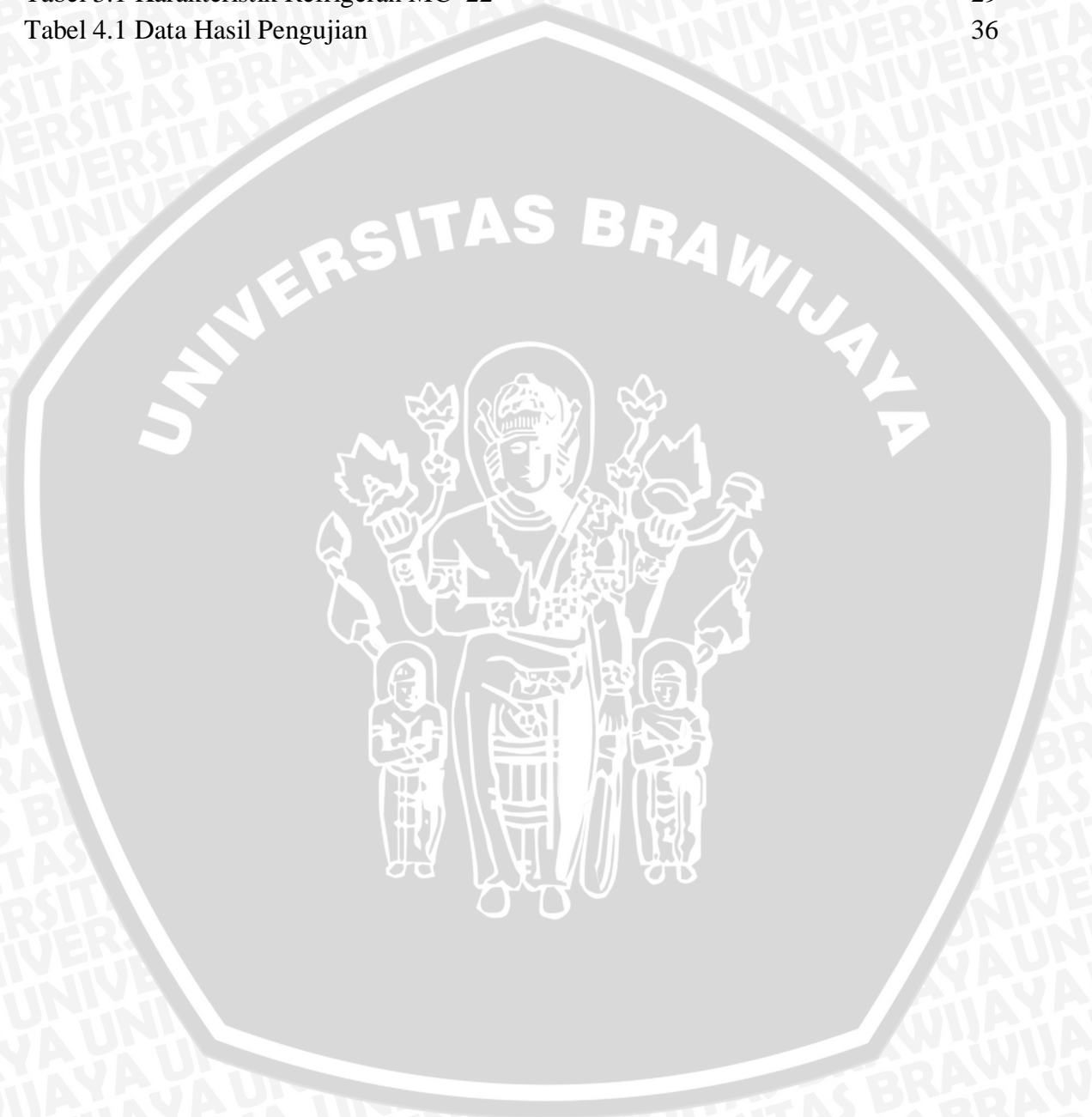
	halaman
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	i
<b>DAFTAR ISI</b> .....	iii
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	v
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	vi
<b>DAFTAR LAMPIRAN</b> .....	vii
<b>RINGKASAN</b> .....	viii
<b>BAB I PENDAHULUAN</b>	
1.1. Latar Belakang .....	1
1.2. Rumusan Masalah .....	2
1.3. Batasan Masalah .....	2
1.4. Tujuan Penelitian .....	3
1.5. Manfaat Penelitian .....	3
<b>BAB II TINJAUAN PUSTAKA</b>	
2.1 Penelitian – Penelitian Sebelumnya .....	4
2.2 Prinsip Refrigerasi dan Pengkondisian Udara .....	5
2.3 Sifat Termodinamika .....	5
2.4 Psikometri .....	7
2.5 Persamaan Energi Aliran Mantap .....	10
2.6 Mesin Pendingin .....	11
2.6.1 Mesin Pendingin dengan Siklus Kompresi Uap .....	11
2.6.2 Bagian – Bagian Utama Mesin Pendingin .....	14
2.7 Refrigeran .....	19
2.7.1 Syarat – Syarat Refrigeran .....	19
2.7.2 Refrigeran Hidrokarbon .....	20
2.7.3 Karakteristik Termofisika Hidrokarbon .....	21
2.8 Superheating .....	23
2.8.1 Siklus Mesin Pendingin dengan <i>Superheating</i> .....	25
2.9 Hipotesa .....	26
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN</b>	
3.1 Metodologi Penelitian .....	27
3.2 Variabel Penelitian .....	27
3.3 Alat – Alat yang Digunakan .....	28

3.4	Instalasi Penelitian .....	32
3.5	Tempat Penelitian .....	33
3.6	Prosedur Penelitian .....	34
3.7	Diagram Alir Penelitian .....	35
<b>BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN</b>		
4.1.	Analisa Data .....	36
4.1.1.	Data Hasil Penelitian .....	36
4.1.2.	Perhitungan Data .....	37
4.1.3.	Data Hasil Perhitungan .....	41
4.2.	Pembahasan .....	41
4.2.1.	Grafik Pengaruh Massa Alir Terhadap Efek Refrigerasi Aktual dan Teoritis .....	41
4.2.2.	Grafik Pengaruh Massa Alir Terhadap Kerja Kompresi Aktual dan Teoritis .....	44
4.2.3.	Grafik Pengaruh Massa Alir Terhadap COP Aktual dan Teoritis .....	46
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN</b>		
5.1.	Kesimpulan .....	49
5.2.	Saran .....	49
<b>DAFTAR PUSTAKA</b>		
<b>LAMPIRAN</b>		



## DAFTAR TABEL

No.	Judul	Halaman
Tabel 2.1	Perbandingan dampak refrigeran terhadap lingkungan	21
Tabel 2.2	Sifat Fisika dan Termodinamika Refrigeran	21
Tabel 2.3	Perbandingan kinerja <i>Musicool</i> dengan refrigeran sintetik	22
Tabel 3.1	Karakteristik Refrigeran MC-22	29
Tabel 4.1	Data Hasil Pengujian	36



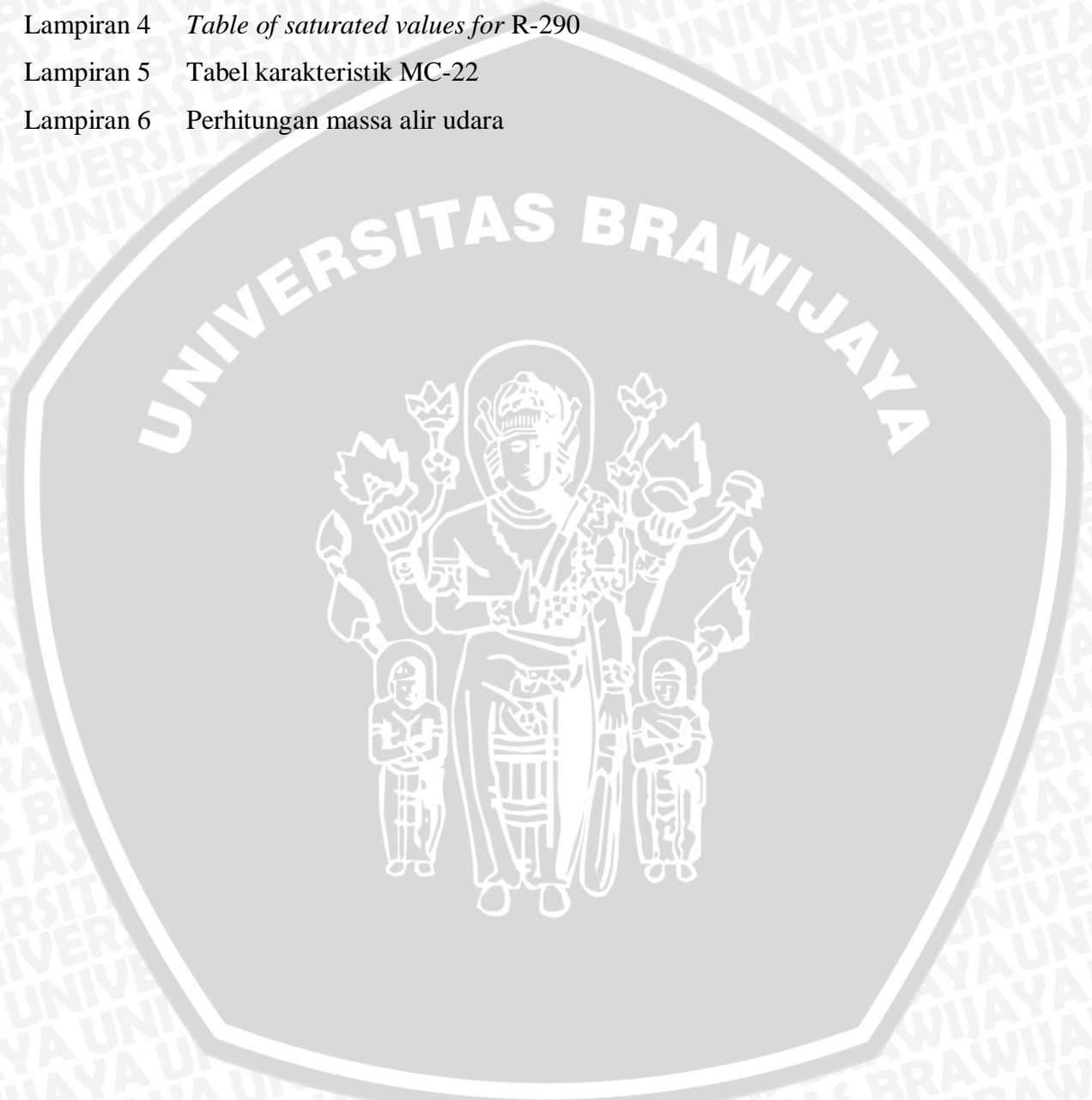


## DAFTAR GAMBAR

No.	Judul	Halaman
Gambar 2.1.	Bagan Psikrometrik	7
Gambar 2.2.	Keseimbangan energi pada sebuah volume atur yang sedang mengalami laju aliran mantap	10
Gambar 2.3.	Diagram skematik komponen mesin pendingin siklus kompresi uap	12
Gambar 2.4.	Diagram tekanan-entalpi siklus kompresi uap	12
Gambar 2.5.	Kompresor jenis rotari	15
Gambar 2.6.	Komdensor	16
Gambar 2.7.	Evaporator	17
Gambar 2.8.	Alat ekspansi	19
Gambar 2.9.	Pengukuran dan penyetelan tingkat <i>superheating</i> pada <i>thermostatic expansion valve</i> (TXV)	24
Gambar 2.10.	Perbandingan antara siklus mesin pendingin <i>superheating</i> dengan standar	25
Gambar 3.1.	Instalasi AC <i>Bensh PA Hilton</i>	28
Gambar 3.2.	Termometer	29
Gambar 3.3.	Termometer bola basah	30
Gambar 3.4.	<i>Tachometer</i>	30
Gambar 3.5.	Mesin <i>Vacuum Refrigeran</i>	31
Gambar 3.6.	<i>Manifold</i>	32
Gambar 3.7.	Instalasi penelitian	32
Gambar 3.8.	Diagram Alir Penelitian	35
Gambar 4.1.	Grafik Pengaruh Massa Alir terhadap Efek Refrigerasi Aktual dan Teoritis	41
Gambar 4.2.	Grafik teoritis efek refrigerasi	42
Gambar 4.3.	Grafik Pengaruh Massa Alir terhadap Kerja kompresi Aktual dan Teoritis	44
Gambar 4.4.	Grafik teoritis kerja kompresi	45
Gambar 4.5.	Grafik Pengaruh Massa Alir terhadap COP Aktual dan Teoritis	46
Gambar 4.6.	Grafik teoritis COP	47

## DAFTAR LAMPIRAN

No.	Judul
Lampiran 1	Tabel Data Hasil Pengujian
Lampiran 2	<i>Psychrometric Chart</i>
Lampiran 3	Diagram R-290
Lampiran 4	<i>Table of saturated values for R-290</i>
Lampiran 5	Tabel karakteristik MC-22
Lampiran 6	Perhitungan massa alir udara





## RINGKASAN

**Jaka Nugraha**, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya, Januari 2013, Pengaruh Variasi Tingkat *Superheating* Terhadap Unjuk Kerja Mesin Pendingin Dengan Refrigeran *Musicool* (MC-22), Dosen Pembimbing: Dr.Eng. Mega Nur Sasongko, ST., M.T

Mesin pendingin adalah salah satu mesin konversi energi yang digunakan untuk memindahkan panas dari temperatur rendah menuju temperatur yang lebih tinggi dengan bantuan kerja dari luar (kompresor). Mesin pendingin merupakan peralatan yang dipergunakan di dalam proses pendinginan fluida agar mencapai suhu dan kelembaban yang diinginkan, dengan cara menyerap panas dari dingin dan di transfer pada reservoir panas. Mesin pendingin mempunyai komponen utama yang terdiri dari empat bagian yaitu: evaporator, kompresor, kondensor, dan alat ekspansi.

Salah satu refrigeran alternatif pengganti refrigeran sintetik (R-22) adalah refrigeran hidrokarbon (MC-22) yang mempunyai performa yang lebih baik dari refrigeran sintetik. Salah satu upaya meningkatkan unjuk kerja mesin pendingin adalah dengan cara modifikasi siklus, modifikasi siklus yang dilakukan dalam penelitian ini adalah *superheating*.

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi tingkat *superheating* dengan menggunakan MC-22 pada evaporator terhadap unjuk kerja instalasi AC. Unjuk kerja yang dimaksud meliputi efek refrigerasi, kerja kompresi, dan koefisien prestasi. Untuk memaksimalkan unjuk kerja mesin pendingin, penelitian ini memvariasikan tingkat *superheating* 11,2 °C, 11,95 °C, dan 13,2 °C dengan massa alir udara 0,06 kg/s, 0,07 kg/s, 0,08 kg/s, 0,09 kg/s, dan 0,10 kg/s. Penambahan tingkat *superheating* dengan massa alir udara yang semakin besar mempengaruhi unjuk kerja dari mesin pendingin. Hal ini dikarenakan dengan semakin besar tingkat *superheating* dengan massa alir udara maka semakin besar kapasitas pendinginan yang terjadi, mengakibatkan temperatur refrigeran keluar evaporator semakin besar sehingga unjuk kerja dari mesin pendingin meningkat.

**Kata kunci** : unjuk kerja, mesin pendingin, hidrokarbon MC-22, *superheating*.

## BAB I PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Kemajuan teknologi dan penerapan sistem refrigerasi dalam bidang industri, perkantoran, perumahan, maupun kendaraan motor sekarang ini mengalami perkembangan yang sangat besar. Realitanya adalah banyak industri, perkantoran, perumahan maupun kendaraan yang disertai dengan mesin pendingin (AC) yang bertujuan untuk mengkondisikan dan mendapatkan udara yang nyaman dalam ruangan.

Mesin pendingin adalah salah satu mesin konversi energi yang digunakan untuk memindahkan panas dari temperatur rendah menuju temperatur yang lebih tinggi dengan bantuan kerja dari luar (kompresor). Lebih jelasnya mesin pendingin merupakan peralatan yang dipergunakan di dalam proses pendinginan fluida agar mencapai suhu dan kelembaban yang diinginkan, dengan cara menyerap panas dari dingin dan di transfer pada reservoir panas. Mesin pendingin mempunyai komponen utama yang terdiri dari empat bagian yaitu: evaporator, kompresor, kondensor, dan alat ekspansi (Arismunandar dan Saito, 1980: 1).

Dalam suatu sistem pengkondisian udara salah satu hal penting yang perlu diperhatikan adalah Refrigeran. Refrigeran adalah fluida pembawa panas yang mudah berubah bentuk dari wujud cair ke gas atau sebaliknya dengan menyerap atau melepas panas yang digunakan dalam siklus mesin pendingin. Dimana refrigeran yang digunakan sebagian besar refrigeran sintetik seperti: R-11, R-12, R-22, R-134a, R-502. Dapat dimaklumi bahwa penggunaan refrigeran sintetik ini lebih disukai karena mempunyai sifat teknis yang lebih baik, namun sifat yang merusak lingkungan menyebabkan para pakar refrigerasi mulai berusaha menemukan refrigeran yang memiliki sifat ramah terhadap lingkungan. Dan ternyata dari berbagai penelitian menemukan zat pendingin alami yang berasal dari alam, seperti Propana, Butana dan Iso-Butana yang kemudian dikenal dengan Refrigeran Hidrokarbon (HC atau Non CFC).

Solusi dimana Hidrokarbon dapat digunakan sebagai refrigeran pengganti adalah karena refrigeran HC mempunyai sifat yang sama baik dengan refrigeran yang biasa digunakan. *Mucicool MC-22* merupakan zat pendingin alami yang terbuat dari



bahan Hidrokarbon yang kompatibel dengan mesin pendingin yang biasa memakai R-22, selain itu kinerja dari HC ini sebaik CFC.

Dalam usaha meningkatkan unjuk kerja mesin pendingin, kita dapat melakukan modifikasi. Modifikasi yang dapat dilakukan disini adalah modifikasi siklus seperti *superheating*. *Superheating* adalah proses pemanasan lanjut yang mengakibatkan temperatur refrigeran keluar evaporator meningkat di atas temperatur uap jenuhnya, sehingga fase refrigeran berubah dari uap jenuh kering menjadi uap panas lanjut sebelum masuk kompresor. Untuk mencapai kondisi ini kita memerlukan katup ekspansi tipe TXV.

Para konsumen AC pasti menginginkan kondisi ruangan yang sejuk, dingin, dan nyaman ketika mereka berada di dalam lingkungannya. Oleh karena itu dibutuhkan AC yang mampu memberikan kinerja yang optimal. Pada penelitian ini menggunakan instalasi yaitu AC Bench P.A Hilton. Instalasi ini adalah jenis dari mesin pendingin kompresi uap, untuk itu hasil dari penelitian ini berlaku juga untuk unjuk kerja dari freezer, cold storage, AC mobil dan lain-lain. Kinerja suatu AC bisa kita nilai dari unjuk kerjanya.

Dalam upaya untuk memperoleh kinerja AC yang maksimal tersebut, ada hal yang patut diperhatikan yaitu tingkat *superheating* pada evaporator. Dengan memvariasikan tingkat *superheating* pada evaporator temperature refrigeran diupayakan tetap, maka kita bisa mengetahui tingkat *superheating* mana yang memberikan koefisien paling tinggi. Tetapi kita juga perlu melakukan percobaan pada beberapa kecepatan blower yang berbeda guna mngetahui tingkat *superheating* yang memberikan koefisien prestasi yang tinggi.

## 1.2 Rumusan Masalah

Dengan berdasarkan latar belakang diatas, maka dapat dirumuskan permasalahan yaitu:

Bagaimanakah pengaruh variasi tingkat *superheating* terhadap unjuk kerja mesin pendingin dengan refrigeran *musicool* (MC-22).

## 1.3 Batasan Masalah

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

1. Instalasi yang digunakan adalah AC Bench P.A Hilton
2. Refrigeran yang digunakan adalah MC-22
3. Kondisi pada ruang sekat *stedy state*



4. Unjuk kerja yang dimaksudkan adalah kerja kompresi, efek refrigerasi, dan koefisien prestasi
5. Udara lingkungan sekitar diasumsikan memiliki kelembaban dan temperatur konstan

#### 1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh variasi tingkat *superheating* terhadap unjuk kerja mesin pendingin dengan refrigeran *musicool* (MC-22).. Unjuk kerja yang dimaksud adalah sebagai berikut kerja kompresi, efek refrigerasi, koefisien prestasi.

#### 1.5 Manfaat Penelitian

Penelitian ini diharapkan memberikan manfaat sebagai berikut:

1. Memberikan manfaat dan masukan bagi masyarakat luas dalam upaya meningkatkan unjuk kerja AC.
2. Sebagai referensi tambahan bagi mahasiswa teknik khususnya teknik mesin dalam penelitian-penelitian selanjutnya tentang mesin pendingin.
3. Menambah wawasan penelitian bagi dunia ilmu pengetahuan khususnya dalam bidang teknik mesin.
4. Sebagai motivasi mahasiswa khususnya dalam bidang teknik untuk terus maju dalam penelitian.

## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1. Penelitian-Penelitian Sebelumnya

Yunianto (2005), melakukan penelitian tentang “Pengaruh Perubahan Temperatur Evaporator Terhadap Prestasi *Air Cooled Chiller*, Pada Temperatur Kondensor Tetap”. Penelitian ini bertujuan untuk mendapatkan data prestasi sistem pendingin (*air cooled chiller*) akibat perubahan beban pendinginan. Setiap perubahan beban pendinginan akan mengakibatkan perubahan temperatur evaporator sementara temperatur kondensor dipertahankan tetap. Hasil penelitian menunjukkan terjadinya perubahan prestasi pendinginan (kapasitas refrigerasi, kerja kompresi dan COP), yaitu dengan kenaikan temperatur evaporator tersebut didapat peningkatan prestasi sistem (COP) sebesar 31,4%.

I Made Gunadiarta (2006), melakukan penelitian tentang “Pengaruh Kondisi Mula Udara Atmosfer Terhadap Prestasi Instalasi AC”. Bagian pokok dari penelitian ini adalah 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 ini akan merubah kapasitas pendinginan, sehingga menyebabkan prestasi instalasi yang dinyatakan COP juga ikut berubah.

Nasruddin (2006), melakukan penelitian tentang “Penelitian Perbandingan Unjuk Kerja Tiga Refrigeran Hidrokarbon Indonesia Terhadap Refrigeran R12 (CFC-12)”. Penelitian ini bertujuan untuk membandingkan beberapa jenis hidrokarbon produksi Indonesia. Pengujian dilakukan dengan kondisi operasi: putaran kompresor 2980 rpm, temperatur masuk divariasikan antara  $-2^{\circ}\text{C}$  sampai dengan  $6^{\circ}\text{C}$  dan temperatur keluar kondenser ditetapkan sebesar  $39^{\circ}\text{C}$ . Analisa dari hasil pengujian didapatkan bahwa unjuk kerja refrigeran hidrokarbon adalah hampir sama dengan CFC-12 bahkan pada beberapa parameter pengujian menunjukkan unjuk kerja yang lebih baik, sehingga dapat disimpulkan bahwa hidrokarbon sangat cocok digunakan sebagai refrigeran alternatif pengganti CFC-12.

Lendy Prabowo (2011), melakukan penelitian tentang “Pengaruh Variasi Tingkat *Superheating* pada evaporator terhadap unjuk kerja instalasi AC”. Penelitian ini bertujuan untuk mendapatkan data prestasi sistem pendinginan (*superheating*) karena pemanasan lanjut. Setiap beban pemanasan akan mengakibatkan temperatur refrigeran keluar evaporator meningkat diatas temperatur uap jenuhnya. Hasil dari penelitian ini



munjukkan terjadinya perubahan prestasi pendinginan (efek refrigerasi, kapasitas pendinginan, dan COP), yaitu dengan beban pemanasan tersebut didapat peningkatan prestasi sistem (COP) sebesar 4,1.

## 2.2. Prinsip 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 temperatur ruangan agar tetap berada di bawah temperatur lingkungan. Karena temperatur ruangan yang terkondisi tersebut selalu berada di bawah temperatur lingkungan, maka ruangan akan menjadi dingin, sehingga refrigerasi dapat juga disebut dengan metode pendinginan. Metode pendinginan (Refrigerasi) ini akan berhasil dengan bantuan zat *Refrigerant*. *Refrigerant* akan bertindak sebagai media penyerap dan pemindah panas dengan cara merubah fasenya. *Refrigerant* adalah suatu zat yang mudah berubah fasenya dari cair menjadi uap dan sebaliknya apabila kondisi tekanan dan temperturnya diubah.

Sedangkan pengkondisian udara adalah proses perlakuan terhadap 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 usaha pemanasan, seperti pengaturan kecepatan, radiasi termal, dan kualitas udara termasuk penyisihan partikel dan uap pengotor (Stoecker, 1992:1).

## 2.3. Sifat Termodinamika

Bagian penting dalam menganalisis sistem termal adalah penentuan sifat termodinamika yang bersangkutan. Suatu sifat adalah setiap karakteristik atau ciri dari bahan yang dapat dijabari secara kualitatif, seperti suhu, tekanan, dan rapat massa. Keadaan atau kondisi termodinamika suatu sistem didefinisikan berdasarkan sifat – sifatnya. Untuk bahan – bahan campuran, misalnya udara kering dan uap air, ada tiga sifat termodinamika yang perlu ditetapkan dalam menentukan keadaannya. Oleh karena termodinamika berkisar pada energi maka seluruh sifat-sifat termodinamika berkaitan dengan energi. Sifat-sifat termodinamika yang utama dalam penelitian ini adalah:



1. Temperatur

Temperatur ( $t$ ) dari suatu bahan atau zat yang menyatakan keadaan termal dan kemampuan untuk bertukar energi kalor dengan bahan lain yang bersentuhan dengannya. Jadi, suatu bahan yang bersuhu lebih tinggi akan memberikan energi kepada bahan lain yang temperaturnya lebih rendah. Titik acuan bagi skala *Celcius* adalah titik beku air ( $0^{\circ}\text{C}$ ) dan titik didih air ( $100^{\circ}\text{C}$ ) pada tekanan 1 (atm). Temperatur absolut ( $T$ ) adalah derajat di atas temperatur nol absolut yang dinyatakan dengan Kelvin ( $K$ ), yaitu  $T = t^{\circ}\text{C} + 273$ .

2. Tekanan

Tekanan ( $p$ ) adalah gaya normal (tegak lurus) yang diberikan oleh suatu fluida atau benda per satuan luas benda yang terkena gaya tersebut. Tekanan absolut adalah ukuran tekanan diatas nol (tekanan yang sebenarnya yang berada diatas nol). Sedangkan tekanan pengukuran (*gauge pressure*) adalah tekanan yang diukur di atas tekanan atmosfer suatu tempat (nol tekanan pengukuran sama dengan tekanan atmosfer di tempat tersebut).

3. Kalor spesifik

Kalor spesifik dari suatu bahan adalah jumlah energi yang diperlukan untuk menaikkan suhu satu satuan massa bahan tersebut sebesar 1K. (Stoecker; 1994: 15)

Nilai pendekatan untuk kalor spesifik pada kondisi tekanan 1 atm dari beberapa bahan yang penting adalah sebagai berikut:

$$c_p = \begin{cases} 1,0 \text{ [kJ/kg.K]} & \text{udara kering} \\ 4,19 \text{ [kJ/kg.K]} & \text{air} \\ 1,88 \text{ [kJ/kg.K]} & \text{uap air} \end{cases}$$

4. Rapat massa dan volume spesifik

Rapat massa ( $\rho$ ) adalah massa yang mengisi satu satuan volume, sebaliknya volume spesifik ( $v$ ) adalah volume yang diisi oleh satu satuan massa. Rapat massa dan volume spesifik saling berkaitan satu sama lain.

5. Entalpi

Perubahan entalpi ( $\Delta h$ ) adalah jumlah kalor yang ditambahkan atau diambil per-satuan massa melalui proses tekanan konstan. Sifat entalpi dapat juga menyatakan laju pemindahan kalor untuk proses penguapan dan pengembunan. Dapat dituliskan dengan rumus berikut.

$$h = c_p \cdot T \tag{2-1}$$

dengan :



- $h$  = Entalpi (kJ/kg)
- $c_p$  = Kalor jenis (kJ/kg $^{\circ}$ C)
- $T$  = Temperatur ( $^{\circ}$ C)

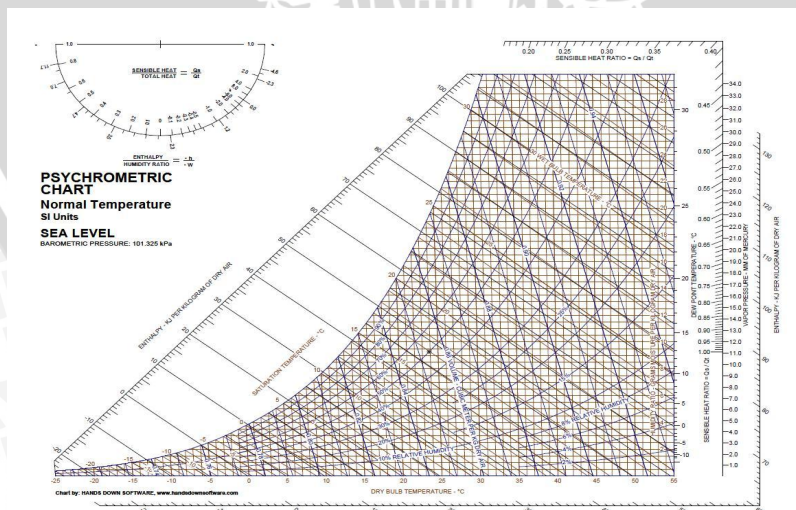
6. Entropi

Entropi ( $s$ ) adalah energi kalor yang dibutuhkan untuk menaikkan 1 $^{\circ}$  temperatur setiap satuan massa [kJ/kg. $^{\circ}$ K] . Dua sifat dari entropi adalah sebagai berikut:

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

2.4. Psikometri

Psikrometri adalah ilmu yang membahas tentang sifat-sifat udara lembab. Sifat termal dari udara basah pada umumnya ditunjukkan dengan mempergunakan diagram psikometri. Psikrometri merupakan kajian tentang sifat-sifat campuran udara dan uap air. Psikrometri mempunyai arti penting dalam teknik pengkondisian udara, karena udara atmosfer tidak sepenuhnya kering melainkan merupakan campuran antara udara dan uap air. Dalam hal tersebut dipakai beberapa istilah dan simbol sebagai berikut:



Gambar 2.1. Bagan Psikrometrik  
Sumber : Stoecker (1994 : 39)



### 1. Temperatur bola kering

Temperatur bola kering dapat dibaca pada termometer dengan sensor kering dan terbuka. Namun, penunjukannya tidaklah tepat karena adanya pengaruh radiasi panas, kecuali jika sensornya memperoleh ventilasi yang cukup baik.

### 2. Temperatur bola basah

Dalam hal ini digunakan termometer dengan sensor yang dibalut dengan kain basah untuk menghilangkan pengaruh radiasi panas. Namun perlu diperhatikan bahwa melalui sensor harus terjadi aliran udara sekurang-kurangnya 5 m/s. Temperatur bola basah kadang-kadang dinamai temperatur jenuh adiabatik (*adiabatic saturated temperature*).

### 3. Rasio kelembaban (*humidity ratio*)

Rasio kelembaban ( $W$ ) adalah 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. Dengan demikian diperoleh persamaan untuk rasio kelembaban sebagai berikut:

$$\begin{aligned} W &= \frac{\text{kg uap air}}{\text{kg udara kering}} \\ W &= \frac{p_s V / R_s T}{p_a V / R_a T} \\ W &= \frac{p_s / R_s}{(p_t - p_s) / R_a} \\ W &= \frac{287}{461,5} \frac{p_s}{(p_t - p_s)} \\ W &= 0,622 \frac{p_s}{p_t - p_s} \end{aligned} \quad (2.2)$$

dengan:

$W$  = Rasio kelembaban [kg udara/kg udara kering]

$V$  = volume sembarang campuran udara – uap [m<sup>3</sup>]

$p_t$  = Tekanan atmosfer, =  $p_a + p_s$  [Pa]

$p_s$  = Tekanan parsial uap air [Pa]



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

$$R_a = \text{tetapan gas untuk udara kering} = 287 \quad [\text{J/kgK}]$$

$$R_s = \text{tetapan gas untuk uap air} = 461,5 \quad [\text{J/kgK}]$$

#### 4. Kelembaban relatif ( $\phi$ )

Kelembaban relatif ( $\phi$ ) didefinisikan sebagai perbandingan fraksi molekul uap air di dalam udara basah terhadap fraksi molekul uap air jenuh pada suhu dan tekanan yang sama. Kelembaban relatif ( $\phi$ ) dapat dinyatakan dengan:

$$\phi = \frac{p_s}{P_w} \quad (2.3)$$

dengan:

$$\phi = \text{Kelembaban relatif}$$

$$p_s = \text{Tekanan uap air parsial}$$

$$P_w = \text{Tekanan jenuh air murni pada suhu yang sama}$$

#### 5. Volume spesifik

Volume spesifik adalah volume fluida campuran dengan satuan meter kubik per kilogram udara kering. Dari persamaan gas ideal, volume spesifik ( $v$ ) adalah:

$$v = \frac{R_a T}{p_t - p_s} \quad (2.4)$$

dengan:

$$v = \text{Volume spesifik} \quad [\text{m}^3/\text{kg udara kering}]$$

$$R_a = \text{Tetapan gas untuk udara kering} \quad [\text{J/kg.K}]$$

$$p_t = \text{Tekanan atmosfer} \quad [\text{Pa}]$$

$$p_s = \text{Tekanan parsial uap air} \quad [\text{Pa}]$$

#### 6. Titik embun

Titik embun adalah temperatur air pada keadaan dimana 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

Pada sistem refrigerasi laju aliran massa cenderung tetap sehingga laju aliran dapat dianggap mantap. Keseimbangan energi pada Gambar 2.2 dapat dinyatakan sebagai berikut:

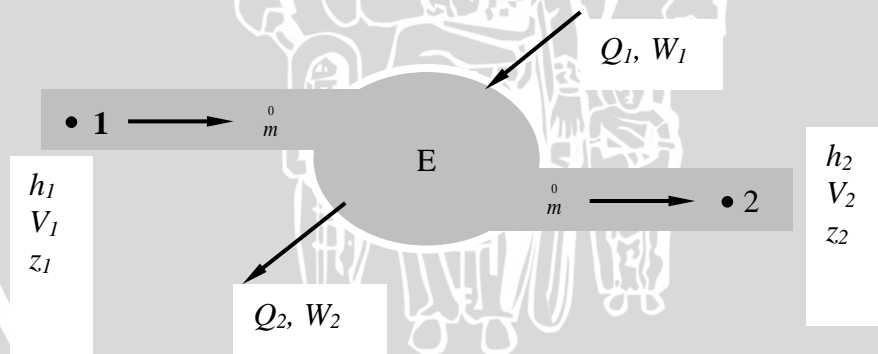
Besarnya energi yang masuk bersama aliran dititik 1 ditambah dengan besarnya energi yang ditambahkan berupa kalor yang dikurangi dengan besarnya energi dalam bentuk kerja dan dikurangi dengan energi yang meninggalkan sistem pada titik 2 sama dengan besarnya perubahan energi di dalam volume kendali (Stoecker; 1994:20).

Ungkapan matematika untuk keseimbangan energi tersebut adalah:

$$\dot{m} \left[ h_1 + \frac{v_1^2}{2} + z g_1 \right] + Q - \dot{m} \left[ h_2 + \frac{v_2^2}{2} + z g_2 \right] - W = \frac{dE}{d\theta} \quad (2.5)$$

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

$$\dot{m} \left[ h_1 + \frac{v_1^2}{2} + z g_1 \right] + Q = \dot{m} \left[ h_2 + \frac{v_2^2}{2} + z g_2 \right] + W \quad (2.6)$$



Gambar 2.2. Keseimbangan energi pada sebuah volume atur yang sedang mengalami laju aliran mantap  
Sumber : Stoecker (1992:20)

dengan:

$\dot{m}$	=	Laju aliran massa	[kg.det <sup>-1</sup> ]
$h$	=	Entalpi	[J.kg <sup>-1</sup> ]
$v$	=	Kecepatan	[m.det <sup>-1</sup> ]
$z$	=	Ketinggian	[m]
$g$	=	Percepatan gravitasi = 9,81	[m.det <sup>-2</sup> ]

$Q$	=	Laju aliran energi dalam bentuk kalor	[W]
$W$	=	Laju aliran energi dalam bentuk kerja	[J.det <sup>-1</sup> ]
$E$	=	Energi dalam sistem	[J]

## 2.6. Mesin Pendingin

Mesin pendingin adalah salah satu mesin konversi energi yang digunakan untuk memindahkan panas dari temperatur rendah menuju temperatur yang lebih tinggi dengan bantuan kerja dari luar (kompresor).

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

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

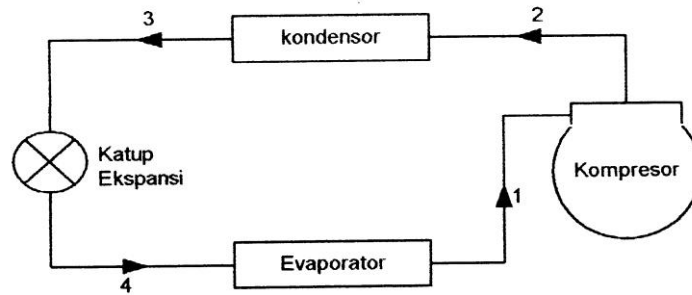
Siklus kompresi uap disebut sebagai siklus yang dioperasikan oleh kerja (*work-operated cycle*), karena kenaikan tekanan refrigeran dilakukan oleh kompresor yang memerlukan kerja dari luar. Sedangkan siklus absorpsi disebut sebagai siklus yang dioperasikan oleh kalor (*heat-operated cycle*) karena sebagian besar biaya operasi berkaitan dengan pemberian kalor pada generator yang diperlukan 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 merupakan mesin yang banyak dipakai untuk aplikasi mesin pendingin. Pada siklus ini penyerapan panas dilakukan dalam evaporator dengan temperatur dan tekanan rendah. Di dalam evaporator, refrigeran berubah dari fase cair menjadi fase gas, lalu masuk ke kompresor. Karena kerja kompresor, refrigeran menjadi gas bertemperatur dan bertekanan tinggi. Untuk melepaskan panas yang diserap oleh evaporator, refrigeran diembunkan di dalam kondensor sehingga refrigeran menjadi cair. Sebelum refrigeran memasuki evaporator, refrigeran diekspansikan melalui katup ekspansi terlebih dahulu.

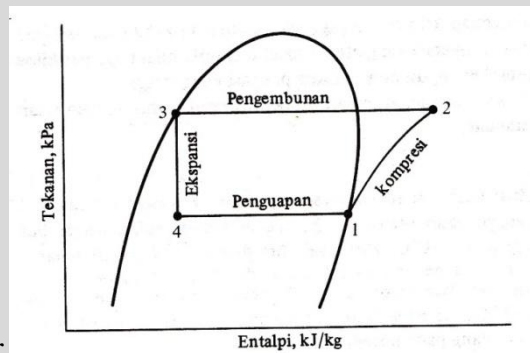
Instalasi mesin pendingin kompresi uap ditunjukkan pada Gambar 2.3 di bawah ini:





Gambar 2.3 Diagram skematik komponen mesin pendingin siklus kompresi uap  
 Sumber : Stoecker (1992:187)

Siklus kompresi uap pada diagram tekanan-entalpi (p-h diagram) dan diagram skematik mesin pendingin siklus kompresi uap ditunjukkan oleh Gambar 2.4 sebagai berikut:



Gambar 2.4 Diagram tekanan-entalpi (p-h diagram) mesin pendingin siklus kompresi uap  
 Sumber : Stoecker (1992:187)

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 jenuh 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 cairan jenuh menuju tekanan evaporator. Pada proses ini tekanan dan temperatur refrigeran turun dan refrigeran mengalami perubahan fase dari cair menjadi uap jenuh. Proses pengecilan (*throttling process*) pada sistem pendingin terjadi di dalam pipa kapiler atau katup ekspansi. Proses di sini berlangsung pada proses adiabatik, sehingga:

$$h_3 = h_4 \quad (2.7)$$

- d. 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 jenuh menjadi uap jenuh kering.

Pada mesin pendingin terdapat istilah unjuk kerja, unjuk kerja yang di maksud adalah sebagai berikut:

- a. Kerja kompresi

Kerja kompresi adalah banyaknya kalor yang dikompresikan kompresor setiap satuan massa refrigeran (kJ/kg).

$$W = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot [(P_2/P_1)^{k-1/k} - 1] \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.8)$$

dimana:

$T_1$  = temperatur refrigeran masuk kompresor [ $^{\circ}\text{C}$ ]

$p_2$  = tekanan refrigeran keluar kompresor [kPa]

$p_1$  = tekanan refrigeran masuk kompresor [kPa]

$R$  = konstanta gas universal [kJ/kmol.K]

$K$  = konstanta adiabatik ( $C_p/C_v$ )

Berat molekul refrigeran MC-22 = 44,11

Konstanta gas refrigeran  $R = 8,314/44,11 = 0,188[\text{kJ/kg.K}]$

- b. Efek refrigerasi

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

$$q_e = (h_1 - h_4) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.9)$$

- c. Kapasitas pendinginan

Kapasitas pendinginan adalah kemampuan mesin pendingin untuk menyerap kalor persatuan waktu. Penyerapan kalor ini terjadi di evaporator. Besarnya kapasitas pendinginan ( $Q_1$  atau  $Q_{ref}$ ) adalah:

$$Q_1 = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4) \quad [\text{kW}] \quad (2.10)$$

- d. Daya kompresor

Daya kompresor adalah kerja kompresor per satuan waktu atau daya yang dibutuhkan oleh suatu kompresor ideal adalah hasil kali antara laju aliran massa dan kenaikan entalpi selama proses kompresi isentropik. Besarnya daya kompresor ( $W$ ) adalah:

$$w = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_1) \quad [\text{kW}] \quad (2.11)$$



e. Koefisien prestasi

Koefisien prestasi (KP) dipergunakan untuk menyatakan efisiensi dari siklus refrigerasi. Istilah prestasi di dalam siklus refrigerasi disebut dengan koefisien prestasi (KP) atau *COP* (*coefficient of performance*), pada umumnya efisiensi mesin kalor selalu lebih kecil dari satu. Berbeda dengan mesin kalor, mesin refrigerasi bekerja sebagai pompa untuk memindahkan kalor. Oleh karena itu, jika kerja yang dilakukan (dalam satuan kalor) untuk menggerakkan kompresor dibandingkan dengan kapasitas refrigerasi, akan terlihat bahwa kapasitas refrigerasi lebih besar dari besaran yang pertama, yang dirumuskan sebagai berikut:

$$KP = \frac{q_1}{W} = \frac{h_1 - h_4}{\frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} \quad (2.12)$$

Siklus mesin pendingin dapat dijelaskan pada Gambar 2.3 dan Gambar 2.4 dimana proses dimulai dari kompresor yang menekan refrigeran ke kondensor kemudian didinginkan (dibuang kalor) sehingga refrigeran menjadi cair. Dari kondensor, refrigeran masuk ke katup ekspansi kemudian diekspansikan sehingga tekanan dan temperaturnya turun (dikabutkan), fase refrigeran berubah dari cair menjadi uap jenuh. Selanjutnya refrigeran uap jenuh masuk ke evaporator, dengan temperatur yang sudah rendah maka akan 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 tekanan pengembunan. Proses 2-3 merupakan penurunan panas lanjut dan pengembunan dengan tekanan tetap (Isobarik), yang merupakan garis lurus mendatar pada diagram tekanan-entalpi. Proses trotel 3-4 berlangsung pada entalpi tetap, karena tegak lurus pada diagram tekanan-entalpi. Proses 4-1 merupakan garis lurus mendatar karena aliran refrigeran melalui evaporator dianggap mempunyai tekanan tetap.

### 2.6.2 Bagian-bagian Utama Mesin Pendingin

Dalam mesin refrigerasi siklus kompresi uap ini terdapat empat komponen mesin utama yang merupakan penunjang bekerjanya sistem refrigerasi, yaitu:

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 diisap 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 bahan pendingin (*refrigerant*).
- b. Menaikkan tekanan agar bahan 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, dimana pada kompresor hermatik, motor dan kompresor dimasukkan bersama dalam rumah kompresor. Rumah kompresor ini terbuat dari baja seperti terlihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.5. Kompresor jenis rotari

Efisiensi kompresor dapat didefinisikan sebagai perbandingan antara daya kompresi teoritik dengan daya kompresi sebenarnya. Daya kompresi teoritik ialah 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 :

$$h_1 + q = h_2 + w \quad (2.13)$$

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

$$w = (h_2 - h_1) \text{ [kJ.kg}^{-1}\text{]} \quad (2.14)$$

dengan:

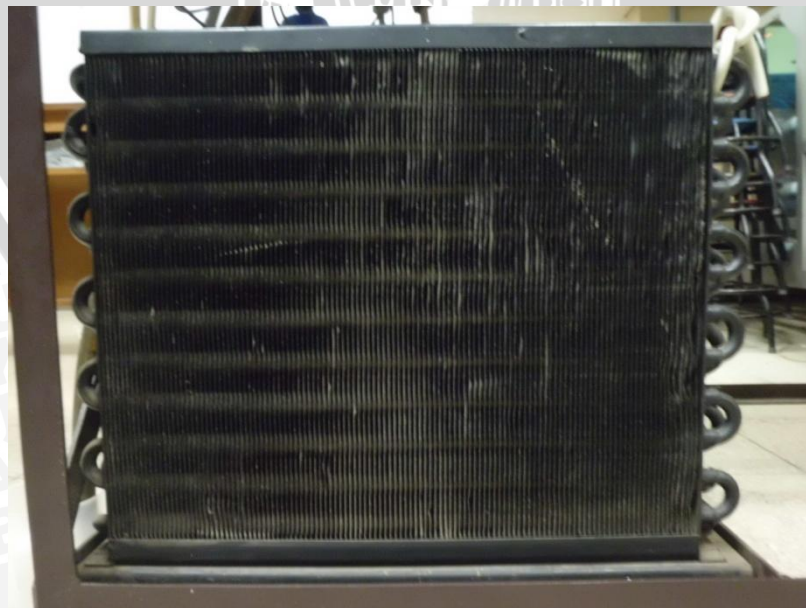
$h_1$  = Entalpi refrigeran pada daerah saturasi uap [kJ.kg<sup>-1</sup>]

$h_2$  = Entalpi refrigeran pada daerah panas lanjut [kJ.kg<sup>-1</sup>]

Dengan bertambahnya massa refrigeran yang masuk kedalam ruang silinder yang melalui katup isap 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. Kondensor ditunjukkan pada Gambar 2.6



Gambar 2.6 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:

$$h_3 + q_c = h_2 + w \quad (2.15)$$

karena tidak dilakukan kerja maka:

$$q_c = h_2 - h_3 \quad (2.16)$$

dengan:

$q_c$  = Pelepasan kalor terjadi dari kondensor [kJ.kg<sup>-1</sup>]

$h_3$  = Entalpi refrigeran pada daerah saturasi cair [kJ.kg<sup>-1</sup>]

### 3. Evaporator

Evaporator (Gambar 2.7) merupakan komponen yang berfungsi menguapkan bahan pendingin atau refrigeran dimana terjadi penyerapan panas dari media yang didinginkan. Pada evaporator biasanya digunakan 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 2.7 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.

Pada evaporator 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:

$$q_e = h_1 - h_4 \quad (2.17)$$

dengan:

$q_e$  = Penyerapan kalor oleh refrigeran dalam evaporator [kJ.kg<sup>-1</sup>]

$h_1$  = Entalpi refrigeran pada daerah saturasi uap [kJ.kg<sup>-1</sup>]

$h_4$  = Entalpi refrigeran pada daerah campuran [kJ.kg<sup>-1</sup>]

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 bahan 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 (*bahan 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 bahan pendingin cair yang mengalir didalamnya.
- Mengatur jumlah tekanan bahan pendingin cair yang mengalir melaluinya.
- Membangkitkan tekanan bahan pendingin dikondensor .



Gambar 2.8 Alat ekspansi

## 2.7. Refrigeran

Refrigeran adalah media pembawa kalor yang bersirkulasi di dalam mesin pendingin yang mana 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.

### 2.7.1 Syarat-syarat refrigeran

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

1. Tekanan penguapan harus cukup tinggi

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

2. Tekanan pengembunan yang tidak terlampaui tinggi



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

3. Kalor laten penguapan harus tinggi

Refrigeran yang memiliki kalor laten penguapan yang tinggi lebih menguntungkan karena untuk kapasitas refrigerasi yang sama, jumlah refrigeran yang bersirkulasi menjadi lebih kecil. Kalor laten penguapan adalah jumlah energi yang dibutuhkan untuk menguapkan satu kilogram cairan jenuh pada temperatur atau tekanan tertentu.

4. Konduktivitas termal yang tinggi

Konduktivitas termal sangat penting untuk menentukan karakteristik perpindahan panas refrigeran.

5. Viskositas yang rendah dalam fase cair maupun fase gas

Dengan turunnya tahanan aliran refrigeran dalam pipa, kerugian tekanannya akan berkurang.

6. Refrigeran hendaknya tidak bereaksi dengan material yang dipakai.

7. Refrigeran tidak boleh beracun dan menimbulkan polusi.

8. Refrigeran tidak boleh mudah terbakar dan meledak.

### 2.7.2 Refrigeran Hidrokarbon

Sebenarnya hidrokarbon sebagai refrigeran sudah dikenal masyarakat sejak 1920 di awal teknologi refrigerasi bersama fluida kerja natural lainnya seperti ammonia, dan karbon dioksida. Hidrokarbon yang sering dipakai sebagai refrigeran adalah propana (R-290), isobutana (R-600a), n-butana (R-600). Campuran yang sering digunakan di antaranya R-290/600a, R-290/600 dan R-290/R-600/R-600a.

Hidrokarbon memiliki beberapa kelebihan seperti ramah lingkungan, yang ditunjukkan dengan nilai *Ozon Depleting Potential* (ODP) nol, dan *Global Warming Potential* (GWP) yang dapat diabaikan, properti termofisika dan karakteristik perpindahan kalor yang baik, kerapatan fasa uap yang rendah, dan kelarutan yang baik dengan pelumas mineral.

Pemakaian hidrokarbon dengan isu hemat energi dan ramah lingkungan masih belum bisa diterima secara luas seperti pemakaian freon sebagai refrigeran. Hal



ini disebabkan oleh kekhawatiran masyarakat akan sifat hidrokarbon yang bisa terbakar. Sifat ini sebenarnya tidak membahayakan jika digunakan sesuai prosedur yang benar. Untuk memahami bekerja dengan prosedur yang benar, mau tidak mau diperlukan pengetahuan tentang karakteristik hidrokarbon.

Tabel 2.1 Perbandingan dampak terhadap lingkungan

Refrigeran	Formula	Usia aktif (tahun)	ODP	GWP
CFC-12	$\text{CCl}_2\text{F}_2$	120	1.0	4000
HCFC-22	$\text{CHClF}_2$	13.3	0.055	1700
HFC-134a	$\text{CH}_2\text{FCF}_3$	14.6	0	1300
Hidrokarbon	$\text{C}_n\text{H}_m$	<1	0	-

### 2.7.3 Karakteristik Termofisika Hidrokarbon

Pemilihan hidrokarbon sebagai refrigeran alternatif ramah lingkungan pengganti CFC dan HCFC harus memperhatikan beberapa hal diantaranya titik didih pada tekanan normal, kapasitas volumetrik dan efisiensi energi. Titik didih harus diperhatikan untuk menjamin apakah tekanan operasi sama dengan CFC untuk menghindari keperluan penggantian peralatan tekanan tinggi seperti kompresor.

Salah satu refrigeran hidrokarbon yang digunakan sebagai contoh dalam penelitian ini adalah *MUSICOOL*, yang diproduksi oleh Pertamina. Sifat fisika refrigeran hidrokarbon *MUSICOOL* berdasarkan pengujian laboratorium Pertamina ditampilkan pada Tabel 2.2, yang menunjukkan bahwa hidrokarbon *MUSICOOL* (MC) mampu menggantikan refrigeran sintetik (CFC, HCFC, HFC) secara langsung tanpa penggantian komponen sistem refrigerasi. MC-12 menggantikan R-12, MC-22 menggantikan R-22 dan MC-134 menggantikan R-134a. Sifat fisika dan termodinamik hidrokarbon *MUSICOOL* memberikan kinerja sistem refrigerasi yang lebih baik, keawetan umur kompresor, dan hemat energi. Beberapa parameter perbandingan kinerja *MUSICOOL* terhadap refrigeran sintetik pada system refrigerasi dengan beban 1 TR pada suhu kondensasi 100 °F dan suhu evaporator 40 °F. ditunjukkan pada Tabel 2.3.

Tabel 2.2 Sifat Fisika dan Thermodinamika refrigeran

No	Parameter	R-12	MC-12	R-22	MC-22	R-134a	MC-134
1.	Normal boiling point, °C	-29.75	-32,90	-40.80	-42,05	-26.07	-33,98
2.	Temperatur kritis, °C	111,97	115,5	96	96,77	101,06	113,8
3.	Tekanan Kritis, psia	599,9	588,6	723,7	616,0	588,7	591,8
4.	Panas jenis cairan jenuh pada 37,8° C, Kj /Kgk	1,026	2,701	1.325	2,909	1,486	2,717
5.	Panas jenis uap jenuh pada 37,8 ° C, Kj/ Kgk	0.7493	2,003	0,9736	2,238	1,126	2,014

6.	Tekanan cairan jenuh pada 37,8 °C, psia	131,7	134,4	210,7	188,3	138,9	139,4
7.	Kerapatan cairan jenuh pada 37,8°C, ( kg/m <sup>3</sup> )	1263	503,5	1138	471,3	1156	500,6
8.	Kerapatan uap jenuh pada 37,8°C ( kg/m <sup>3</sup> )	51,46	17,12	62,46	28,53	47,05	17,76
9.	Kerapatan uap jenuh pada NBP, kg/m <sup>3</sup>	6,29	1,642	4,705	2,412	5,259	1,642
10.	Konduktivitas Termal cairan jenuh 37,8°C,w/mk	0,0628	0.0898	0.0778	0.0868	0.0756	0.0896
11.	Konduktivitas Termal uap jenuh 37,8°C,w/m k	0.0112	0.0194	0.0128	0.0211	0.0195	0.01955
12.	Viskositas cairan jenuh pada 37,8°C, uPa-s	166,5	103,6	143,1	84,58	102,5	101,6
13.	Viskositas uap jenuh pada 37,8°C, uPa-s	12,37	7,997	13,39	9,263	8,064	8,044

Tabel 2.3 Perbandingan kinerja MUSICOOL dengan refrigeran sintetik

No.	Parameter	R-12	MC-12	R-22	MC-22	R-134a	MC-134
1	Rasio Tekanan Kompresi	3.1	3.1	3.0	2.8	3.4	3.1
2	Efek Refrigerasi, Kj/Kg	1.25	314	168	299	159	314
3	Aliran gas, Cfm/Ton	8.21	3.28	6.12	3.44	6.49	3.28
4	Koefisien Performance, COP	3.35	3.39	3.20	3.26	3.31	3.38
5	Temperatur glide, K	-	7,8	-	0.1	-	7.7

Pemakaian hidrokarbon lebih efisien dibandingkan dengan refrigeran sintetik, yang ini ditunjukkan oleh COP (*Coefficient of Performance*) yang lebih besar.

Hal ini disebabkan sbb:

- Rasio tekanan (perbandingan tekanan dorong dengan tekanan hisap kompresor) yang lebih kecil dari rasio tekanan refrigeran sintetik. Hal ini mengakibatkan kecilnya kerja kompresor yang diperlukan sehingga menghemat konsumsi energi.
- Kalor laten dan efek refrigerasi yang lebih besar dari refrigeran sintetik. Karakteristik ini mengakibatkan kapasitas pendinginan dan *cooling rate* yang lebih besar dari kapasitas pendinginan dan *cooling rate* dengan refrigeran sintetik.



- Kerapatan (*density*) hidrokarbon yang lebih kecil dari kerapatan refrigeran sintetik. Hal ini mengakibatkan jumlah pemakaian hidrokarbon lebih sedikit, sekitar 30% dari berat penggunaan refrigeran sintetik untuk volume yang sama.
- Viskositas yang lebih kecil dari refrigeran sintetik. Hal ini mengakibatkan kecilnya rugi-rugi tekanan sepanjang sistem refrigerasi yang meringankan beban kompresor dan mengawetkan sistem refrigerasi.

## 2.8. Superheating

*Superheating* adalah proses pemanasan lanjut yang mengakibatkan temperatur refrigeran keluar evaporator meningkat di atas temperatur uap jenuhnya, sehingga fase refrigeran berubah dari uap jenuh kering menjadi uap panas lanjut sebelum masuk kompresor. *Superheating* adalah salah satu modifikasi siklus yang ada pada mesin pendingin.

Proses *superheating* terjadi ketika Evaporator akan menyerap panas kedalam sistem. Pada waktu refrigerant mendidih pada temperatur yang lebih rendah dari substansi yang didinginkan, refrigerant tersebut menyerap panas dari substansi tersebut. Evaporator akan menguapkan refrigerant cair ke bentuk gas. Pada akhir evaporator refrigerant sudah dalam bentuk gas sempurna. Tetapi karena gas refrigerant tersebut masih bertemperatur lebih rendah dari lingkungan sekitarnya membuat proses penyerapan kalor masih terjadi. Proses pemanasan lanjutan pada tekanan tetap setelah melampaui batas uap jenuh inilah yang disebut *superheating*.

Salah satu manfaat *superheating* adalah menghindari *blocking* pada kompresor. *Blocking* adalah keadaan dimana pada ruang kompresi pada kompresor masih terdapat fluida cair sehingga piston tidak bisa mengkompresi fluida kerja secara maksimal dan bisa mengakibatkan kerusakan pada kompresor. Jadi, dengan menggunakan proses *superheating* pada mesin pendingin, *blocking* pada kompresor dapat dihindari karena fase refrigerant masuk kompresor sudah berupa uap panas lanjut.

Alat ekspansi yang digunakan untuk proses *superheating* adalah katup ekspansi termostatik dan pipa kapiler. Katup ekspansi termostatik (*Thermostatic Expansion Valve*) / TXV merupakan katup ekspansi berkendali panas lanjut yang berfungsi agar refrigeran yang masuk evaporator sesuai dengan beban pendingin yang harus dilayani. Jika beban bertambah, maka cairan refrigeran di evaporator akan lebih banyak menguap, sehingga besarnya suhu panas lanjut di evaporator akan meningkat. Pada akhir evaporator diletakkan tabung sensor suhu dari TXV tersebut. Peningkatan suhu dari



evaporator akan menyebabkan uap atau cairan yang terdapat ditabung sensor suhu tersebut akan menguap (terjadi pemuain) sehingga tekanannya meningkat. Pengukuran dan Penyetelan Tingkat *Superheating* Pada *Thermostatic Expansion Valve* (TXV) ditunjukkan pada Gambar 2.8

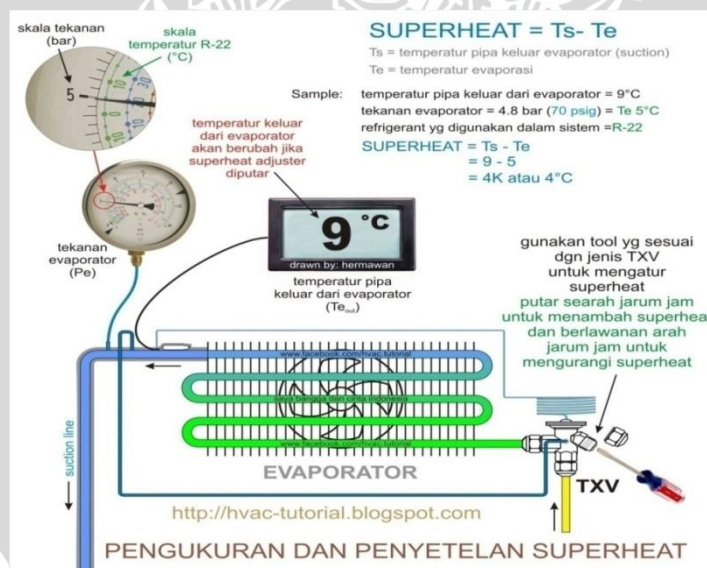
Pipa kapiler berfungsi sebagai alat ekspansi dengan memanfaatkan tahanan gesek refrigeran terhadap pipa, sehingga tekanannya turun. Pipa kapiler biasanya mempunyai diameter yang kecil (0,031 – 0,054 inch) dengan panjang 5 – 20 ft. Pipa kapiler digunakan karena kemudahan dan murah. Alat ekspansi ditunjukkan pada Gambar 2.9

Untuk mencari nilai tingkat *superheating* sebagai berikut :

$$sh = T_s - T_e$$

Keterangan :

- sh : superheating (°C)
- T<sub>s</sub> : Temperatur refrigeran keluar evaporator (°C)
- T<sub>e</sub> : Temperatur evaporasi (°C)

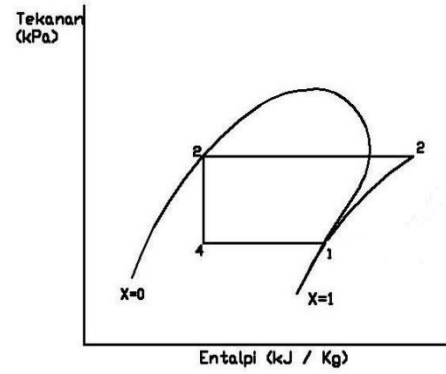
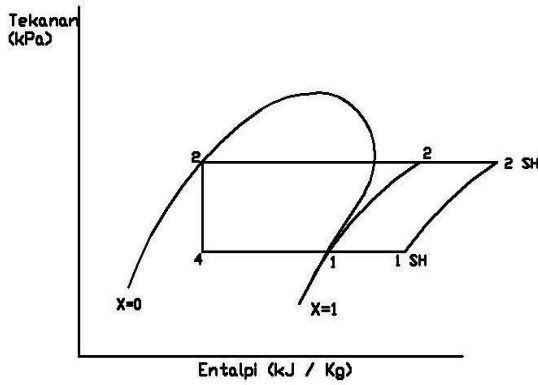


Gambar 2.9 Pengukuran dan Penyetelan Tingkat *Superheating* Pada *Thermostatic Expansion Valve* (TXV)

Sumber: <http://hvac-tutorial.blogspot.com>

### 2.8.1 Siklus mesin pendingin dengan *superheating*

Siklus mesin pendingin dengan *superheating* ditunjukkan pada Gambar 2.10



Gambar 2.10 Perbandingan antara siklus mesin pendingin *superheating* dengan yang standar  
 Sumber: Dossat (1981:136)

Pada siklus p-h (tekanan-entalpi) diatas terlihat bahwa dengan proses *superheating*, maka efek refrigerasi yang dihasilkan menjadi lebih besar. Siklus dengan proses *superheating* menjadi (1<sub>SH</sub> – 2<sub>SH</sub> – 3 – 4).

Pada siklus mesin pendingin standar nilai dari efek refrigerasi dan kerja kompresi,

$$q_e = (h_1 - h_4) \quad (2.18)$$

$$w = (h_2 - h_1) \quad (2.19)$$

Sehingga nilai COP,

$$COP = \frac{q_e}{w} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (2.20)$$

Pada siklus mesin pendingin dengan *superheating*, nilai efek refrigerasinya dan kerja kompresi teoritis,

$$q_{esh} = (h_{1sh} - h_4) \quad (2.21)$$

$$w_{sh} = (h_{2sh} - h_{1sh}) \quad (2.22)$$

Sehingga nilai COP<sub>sh</sub>,

$$COP_{sh} = \frac{q_{esh}}{w_{sh}} = \frac{(h_{1sh} - h_4)}{(h_{2sh} - h_{1sh})} \quad (2.23)$$

Pada siklus mesin pendingin dengan *superheating*, nilai efek refrigerasinya dan kerja kompresi aktual,

$$Q_{ref} = (\dot{m}_b \cdot h_b) - (\dot{m}_c \cdot h_c) - (\dot{m}_{con} \cdot h_{con}) \quad (2.24)$$

$$q_{esh} = \frac{Q_{ref}}{\dot{m}_{ref}} \quad (2.25)$$

$$w_{sh} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot [ (P_2/P_1)^{k-1/k} - 1 ] \quad (2.26)$$

Sehingga nilai COP,



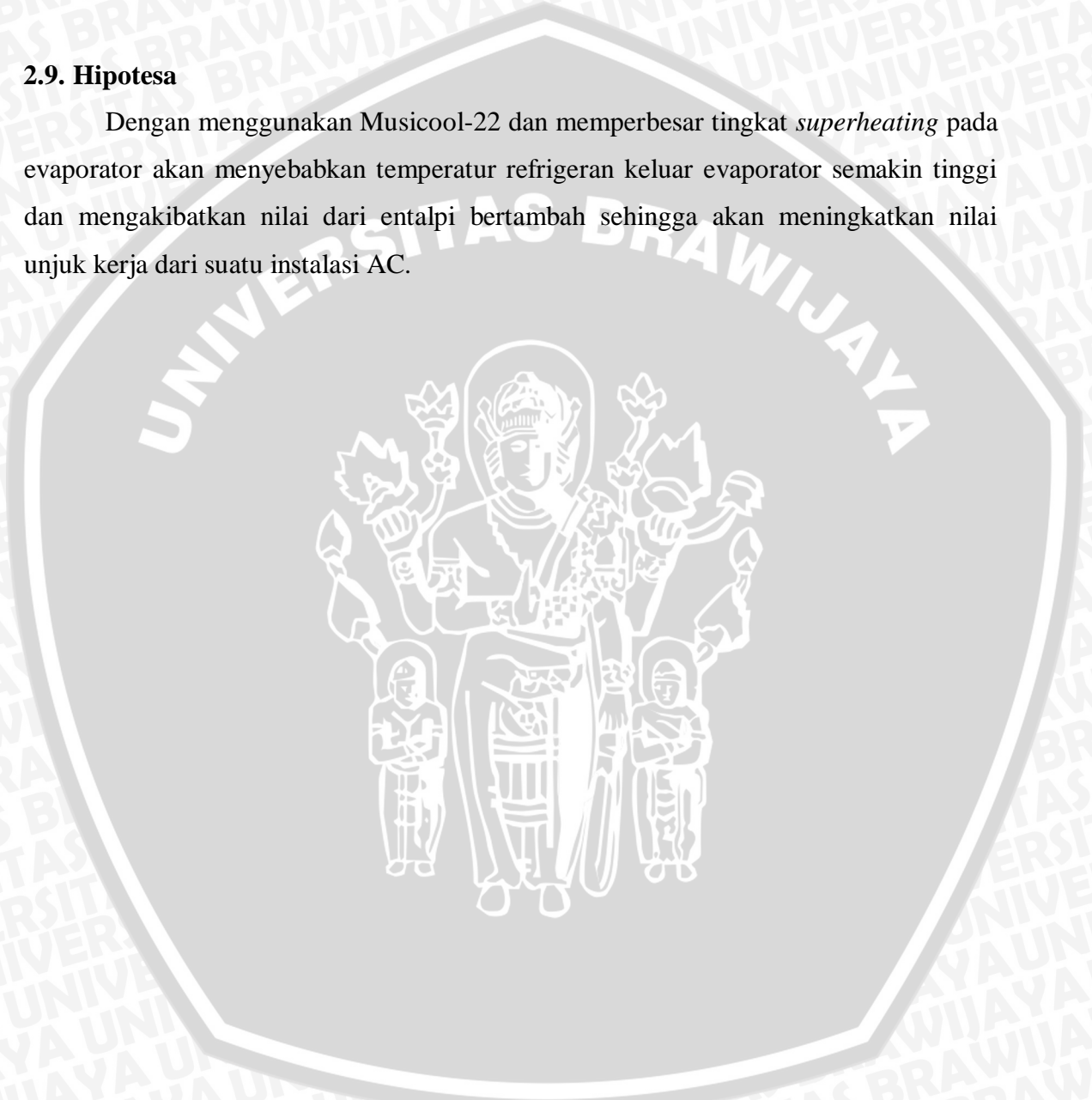


$$\text{COP}_{\text{sh}} = \frac{q_{\text{esh}}}{w_{\text{sh}}} \quad (2.27)$$

Baik efek refrigerasi dan kerja kompresi dengan proses *superheating* sama-sama mengalami peningkatan. Tapi peningkatan yang dialami efek refrigerasi lebih besar daripada yang dialami kerja kompresi. Maka dapat disimpulkan bahwa nilai COP dengan proses *superheating* lebih besar dibandingkan dengan COP standar.

## 2.9. Hipotesa

Dengan menggunakan Musicool-22 dan memperbesar tingkat *superheating* pada evaporator akan menyebabkan temperatur refrigeran keluar evaporator semakin tinggi dan mengakibatkan nilai dari entalpi bertambah sehingga akan meningkatkan nilai unjuk kerja dari suatu instalasi AC.



## BAB III

### METODOLOGI PENELITIAN

#### 3.1 Metodologi 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 beban pendinginan mesin pendingin dengan jalan mengatur massa alir udara pada *duct*. Adapun variasi massa alir udara yang dipilih adalah 0,06 ; 0,07 ; 0,08 ; 0,09 ; 0,10 (kg/s) dan tingkat *superheating* sebesar 11,2 ; 11,95 ; 13,2 (°C).

##### 2. Variabel terikat (*dependent variable*)

Variabel terikat adalah variabel yang nilainya tergantung dari variabel bebas dan diketahui setelah penelitian dilakukan. Variabel terikat yang diamati adalah unjuk kerja mesin pendingin yang meliputi, efek refrigerasi, kerja kompresi, koefisien prestasi.

##### 3. Variabel kontrol (*control variable*)

Variabel kontrol adalah variabel yang telah ditentukan nilainya sebelum penelitian dan variabel yang nilainya dikonstantakan. Dalam penelitian ini variabel kontrolnya adalah *heater* dan *boiler* sebesar 2 (kW)



### 3.3 Alat-alat yang Digunakan

#### 1. AC Bench PA Hilton

Spesifikasi alat

- *Type* : A-573/41154 *Vapour Compression Refrigeration Units.*
- *Produk* : Udara lewat *Air Flow Ducts* dengan parameter yang bervariasi.
- *Kondensor*
  - Merk* : Alexman
  - Daya* : 12 / 16 W
  - Arus* : 0,55 A
  - Putaran* : 1300 rpm
- *Kompresor*
  - Merk* : PANASONIC
  - Type* : 535001 M 12 00022
  - Daya* : 1200 Watt ; 220Volt ; 50 Hz
- *Blower*
  - Fan Type* : 90 G 2 WL
  - Air Blower* : 660 liter/sec
  - MAT* : 40°C

Instalasi AC Bench PA Hilton ditunjukkan pada Gambar 3.1



Gambar 3.1 Instalasi AC Bench PA Hilton

## 2. Refrigeran MC-22

Refrigeran yang digunakan pada penelitian ini adalah MC-22,

Tabel 3.1 Karakteristik Refrigeran MC-22

NO	PARAMETER	MC-22
1	Panas Jenis Cairan Jenuh pd $37,8^{\circ}\text{C}$ , Kj/Kg	2,909
2	Panas Jenis Uap Jenuh pd $37,8^{\circ}\text{C}$ , Kj/Kg	2,238
3	Konduktivitas Termal Cairan Jenuh pd $37,8^{\circ}\text{C}$ , w/m	0,0868
4	Konduktivitas Termal Uap Jenuh pd $37,8^{\circ}\text{C}$ , w/m	0,0211
5	Kerapatan Cairan Jenuh pd $37,8^{\circ}\text{C}$ , ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	471,30
6	Kerapatan Cairan Jenuh pd $37,8^{\circ}\text{C}$ , ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	28,53
7	Kerapatan Uap Jenuh pd $37,8^{\circ}\text{C}$ , ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	2,412
8	Viskositas Cairan Jenuh pd $37,8^{\circ}\text{C}$ , (uPa-s)	84,58
9	Viskositas Uap Jenuh pd $37,8^{\circ}\text{C}$ , (uPa-s)	9,263

## 3. Alat ukur sebagai berikut :

### a. Termometer Bola Kering

Berfungsi untuk mengetahui temperatur udara.



Gambar 3.2 Termometer

### b. Termometer Bola Basah

Berfungsi untuk mengetahui temperatur udara tanpa pengaruh radiasi.





Gambar 3.3 Termometer Bola Basah

#### 4. Tachometer

Berfungsi untuk mengetahui kecepatan putaran blower dengan satuan [rpm]. Tachometer ditunjukkan pada Gambar 3.4

Spesifikasi :

- *Display* : 5 digits, 10mm(0,4") LCD (*Liquid Crystal Display*).
- *Test Range* : 2,5 sampai 99,999 RPM (r/min)
- *Accuracy* :  $\pm (0,05\% + 1 \text{ digit})$
- *Battery* : 4 X 1.5 V AA (UM-3) battery



Gambar 3.4 Tachometer

## 5. Mesin Vakum Refrigeran

Berfungsi untuk mengkosongkan refrigeran dalam sistem mesin pendingin.

Spesifikasi :

- *Model* : VE 115 N
- *Flow Rate* : 57 L/min
- *Ultimate Vacuum*: 150 micron
- *Voltage* : 230 V / 50-60 Hz
- *Power* : ¼ HP
- *Oli Capacity* : 250 ml

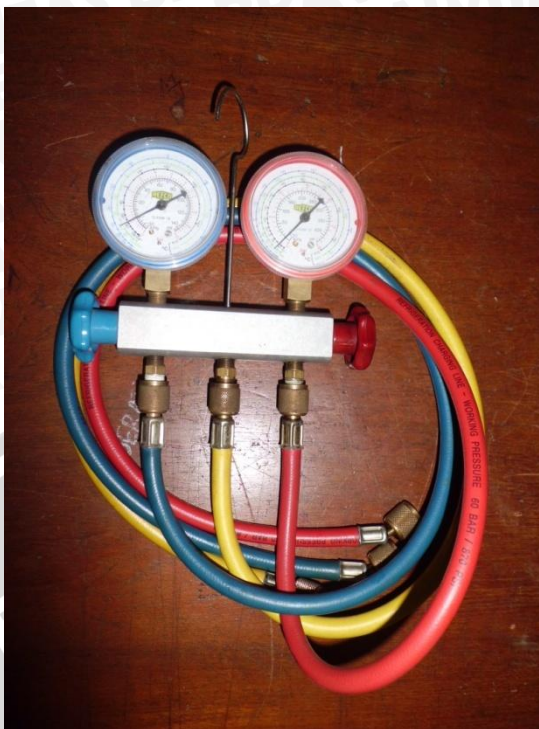


Gambar 3.5 Mesin Vacuum Refrigeran

## 6. Manifold

Berfungsi untuk memasukkan refrigeran Musicool-22 ke dalam sistem mesin pendingin.

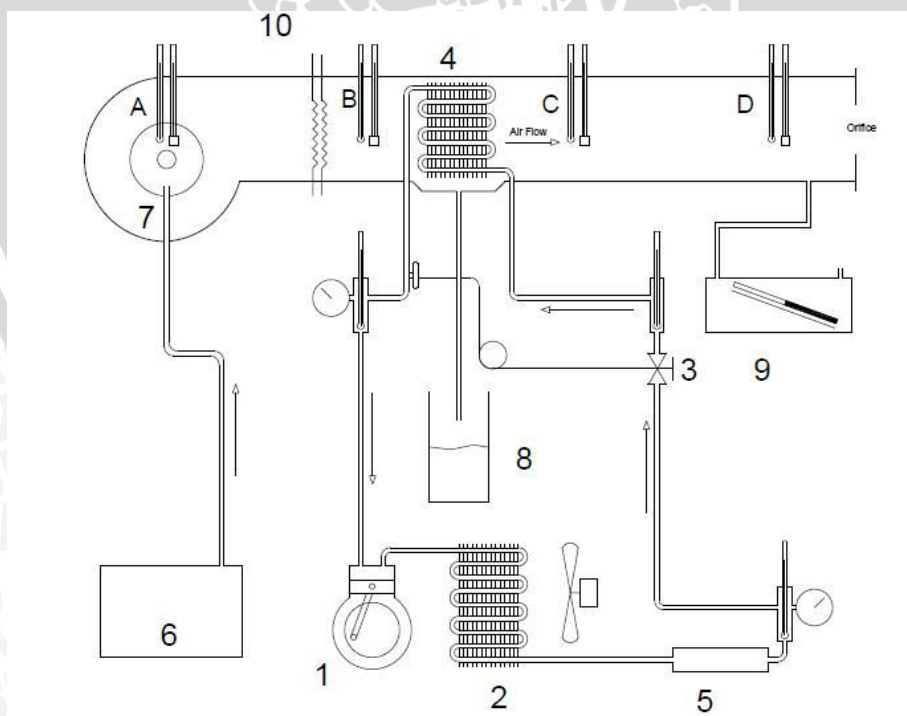




Gambar 3.6 Manifold

### 3.4 Instalasi penelitian

Instalasi dari penelitian pengaruh variasi tingkat *superheating* pada evaporator terhadap unjuk kerja instalasi AC ditunjukkan pada Gambar 3.7



Gambar 3.7 Instalasi Penelitian

Keterangan :

- |                               |                        |
|-------------------------------|------------------------|
| A. Penampang A                | 4. Evaporator          |
| B. Penampang B                | 5. <i>Filter dryer</i> |
| C. Penampang C                | 6. <i>Boiler</i>       |
| D. Penampang D                | 7. <i>Blower</i>       |
| 1. Kompresor                  | 8. Air kondensat       |
| 2. Kondensor                  | 9. Inclened Manometer  |
| 3. Katup ekspansi termostatik | 10. heater             |

Instalasi penelitian tersebut bekerja sebagai berikut:

Cara kerja dari instalasi penelitian ini dibagi menjadi dua, yaitu siklus refrigerasi dan siklus pengkondisian udara.

- Siklus refrigerasi

Pada siklus refrigerasi, refrigeran bersirkulasi ke empat komponen utama mesin pendingin yaitu kompresor, kondensor, katup ekspansi, dan evaporator. Kompresor mengkompresi refrigeran menuju kondensor untuk membuang kalor refrigeran, setelah dari kondensor ke katup ekspansi. Sebelum katup ekspansi terdapat alat ukur tekanan dan temperatur yang diberi simbol  $p_3$  dan  $T_3$ , di katup ekspansi tingkat *superheating* diatur sesuai data yang diinginkan. Pada saluran keluar katup ekspansi, terdapat alat ukur temperatur  $T_4$ , refrigeran menuju evaporator untuk menyerap kalor dari beban pendinginan. Setelah dari evaporator menuju ke kompresor, sebelumnya terdapat alat ukur tekanan dan temperatur yang diberi simbol  $p_1$  dan  $T_1$ .

- Siklus pengkondisian udara

Pada siklus pengkondisian udara, *blower* menghembuskan udara lingkungan dan uap air dari boiler ke sepanjang *air flow duct*. Pada *air flow duct* dibagi empat bagian yang mana di masing - masing bagian tersebut terdapat alat ukur termometer bola kering dan termometer bola basah.

### 3.5 Tempat Penelitian

Pengambilan data akan dilakukan di Laboratorium Mesin Pendingin Jurusan Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.



### 3.6 Prosedur Penelitian

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

1. Persiapan :

Melakukan pengecekan kondisi alat ukur yang akan digunakan. Mengambil data kondisi lingkungan seperti kelembaban udara dan tekanan atmosfer.

2. Menjalankan instalasi :

- a. Saklar induk dipasang pada posisi ( I ) dengan *regavolt* pada posisi 0%.
- b. *Blower* diatur supaya ada aliran udara melalui evaporator dengan tujuan membebani dengan mengatur posisi *blower* sesuai variasi data.
- c. Saklar kompresor dinyalakan sehingga instalasi berjalan dan terjadi siklus refrigeran. Instalasi dibiarkan beroperasi sampai terbentuk air pada evaporator yang ditampung dalam gelas ukur.
- d. Atur pembebanan *air flow duct* dengan menggunakan saklar dari semua komponen pelengkap ( *boiler, heater dan regavolt* ). Posisinya disesuaikan dengan kombinasi dari variasi data yang ditentukan.

3. Penyetelan *superheating*

- a. Menentukan temperatur evaporasi dari tekanan refrigeran keluar evaporator dengan cara mencari di tabel propertis refrigeran.
- b. Menggunakan *tool* yang sesuai dengan jenis katup ekspansi untuk mengatur tingkat *superheating*
- c. Putar searah jarum jam untuk menambah *superheating* sehingga temperatur refrigeran keluar evaporator naik sehingga selisih temperatur refrigeran keluar evaporator dan temperatur evaporasi sesuai data tingkat *superheating* yang diinginkan.

$$sh = T_1 - T_e$$

Keterangan :

Sh : Tingkat *superheating* (°C)

T<sub>1</sub> : Temperatur refrigeran keluar evaporator (°C)

T<sub>e</sub> : Temperatur evaporasi (°C)

#### 4. Pengambilan data meliputi :

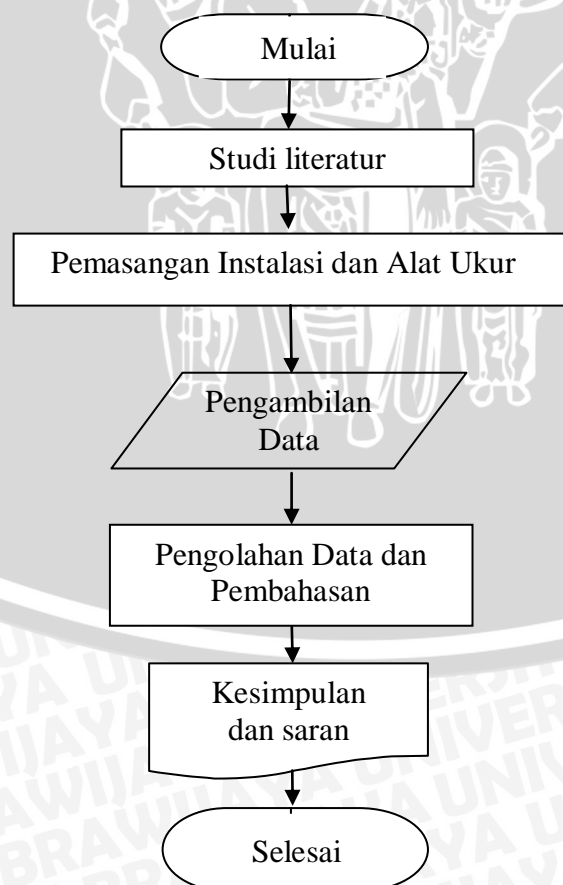
Mencatat nilai dari termometer  $T_1$ , tekanan manometer ( $p_d$ ) pada *orifice* serta debit kondensasi yang terbentuk di gelas penampung air kondensat. Ini dilaksanakan pada posisi *blower* yang divariasikan: 450 rpm; 500 rpm; 550 rpm; 600 rpm; 650 rpm dengan menggunakan refrigeran Musicool 22 dengan tingkat *superheating* 11,2 °C. Ulangi langkah 1 sampai dengan 4 dengan tingkat *superheating* 11,95 °C, dan 13,2 °C.

#### 5. Menghentikan operasi :

- Semua saklar dari komponen-komponen pelengkap dimatikan.
- Kompresor dimatikan
- Regavolt* diturunkan posisinya secara steady sampai posisi 0%
- Matikan saklar induk

### 3.7 Diagram Alir Penelitian

Diagram alir penelitian pengaruh variasi tingkat *superheating* pada evaporator terhadap unjuk kerja instalasi AC dapat dilihat pada Gambar 3.6 di bawah ini



Gambar 3.8 Diagram Alir Penelitian



## BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Analisa Data

#### 4.1.1 Data hasil Penelitian

Data-data diambil dengan melakukan variasi massa alir (kg/s). Adapun besarnya yaitu : 0,06; 0,07; 0,08; 0,09; 0,10 (kg/s) dan tingkat *superheating* 11,2; 11,95; 13,2 (°C). Data penelitian yang diperoleh sebagai berikut :

Tabel 4.1 Data Hasil Pengujian

sh (°C)	$\dot{m}$ (kg/s)	$\dot{m}_b$ (kg/s)	$\dot{m}_{con}$ (kg/s)	T <sub>DB</sub> (°C)	T <sub>WB</sub> (°C)	T <sub>DC</sub> (°C)	T <sub>WC</sub> (°C)	T <sub>CON</sub> (°C)	P <sub>1</sub> (kN/m)	P <sub>3</sub> (kN/m)	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>4</sub> (°C)	Qd (mL/10min)	P <sub>a</sub> (mm H <sub>2</sub> O)
11,2	0,06	0,06045	0,000450	30,05	25,40	18,50	18,10	21,0	500	1400	19	39,0	6	150	1,5
	0,07	0,07046	0,000458	30,00	25,00	20,25	19,25	21,5	500	1400	19	39,0	6	180	1,8
	0,08	0,08044	0,000435	30,25	24,75	19,75	18,75	21,5	500	1400	19	39,0	6	200	2,3
	0,09	0,09044	0,000442	30,75	25,25	21,50	20,50	22,0	500	1400	19,5	39,0	7	175	2,9
	0,10	0,10043	0,000433	30,50	25,00	21,50	20,50	22,3	500	1400	19,5	39,0	7	200	3,6

sh (°C)	$\dot{m}$ (kg/s)	$\dot{m}_b$ (kg/s)	$\dot{m}_{con}$ (kg/s)	T <sub>DB</sub> (°C)	T <sub>WB</sub> (°C)	T <sub>DC</sub> (°C)	T <sub>WC</sub> (°C)	T <sub>CON</sub> (°C)	P <sub>1</sub> (kN/m)	P <sub>3</sub> (kN/m)	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>4</sub> (°C)	Qd (mL/10min)	P <sub>a</sub> (mm H <sub>2</sub> O)
11,95	0,06	0,06044	0,000442	31,5	26,00	19,75	19,00	22,00	501	1400	19,75	39,25	6	160	1,5
	0,07	0,07041	0,000408	31,0	25,75	20,25	19,25	22,00	501	1400	20	39,50	6	160	1,8
	0,08	0,08040	0,000400	31,0	26,00	21,00	20,00	22,00	500	1400	20	39,50	6	160	2,3
	0,09	0,09040	0,000400	31,0	25,50	21,00	20,00	22,00	500	1400	20	39,50	7	160	2,9
	0,10	0,10038	0,000383	31,0	25,50	21,00	19,75	22,25	500	1400	20	39,75	7	160	3,6

sh (°C)	$\dot{m}$ (kg/s)	$\dot{m}_b$ (kg/s)	$\dot{m}_{con}$ (kg/s)	T <sub>DB</sub> (°C)	T <sub>WB</sub> (°C)	T <sub>DC</sub> (°C)	T <sub>WC</sub> (°C)	T <sub>CON</sub> (°C)	P <sub>1</sub> (kN/m)	P <sub>3</sub> (kN/m)	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>4</sub> (°C)	Qd (mL/10min)	P <sub>a</sub> (mm H <sub>2</sub> O)
13,2	0,06	0,06043	0,000425	31	26,50	19,25	18,25	22,5	500	1400	21	38,50	5	150	1,5
	0,07	0,07043	0,000425	31	26,25	20,25	19,15	22,5	500	1400	21	38,00	5	200	1,8
	0,08	0,08041	0,000408	31	26,50	21,00	20,00	22,0	500	1400	21,25	38,00	5	200	2,3
	0,09	0,09041	0,000408	31	26,50	21,50	20,25	22,0	500	1400	21,25	38,00	5	300	2,9
	0,10	0,10040	0,000400	31	26,25	21,50	21,00	22,0	500	1400	21,5	38,25	5	300	3,6

Dimana :

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

T<sub>DB</sub> = temperatur udara kering sebelum ke evaporator, (°C)

T<sub>WB</sub> = temperatur udara basah sebelum ke evaporator, (°C)

- $T_{DC}$  = temperatur udara kering setelah dari evaporator, ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $T_{WC}$  = temperatur udara basah setelah dari evaporator, ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $T_{CON}$  = temperatur air hasil pengembunan dari evaporator (temperatur air kondensat), ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $p_d$  = beda tekanan yang terjadi saat udara mengalir lewat evaporator, ( $\text{mmH}_2\text{O}$ )  
 $Q_d$  = debit air kondensat, volume tiap detiknya, ( $\text{m}^3/\text{det}$ )

#### 4.1.2 Perhitungan Data

Perhitungan data dilakukan untuk mencari nilai besaran – besaran yang diperlukan untuk menemukan unjuk kerja dari mesin pendingin. Pada perhitungan data akan diambil contoh eksperimen dengan massa alir 0,06 (kg/s) dan variasi *superheating* 11,2 ( $^{\circ}\text{C}$ ).

- Tekanan atmosfer lingkungan saat pengujian  $p_o = 731 \text{ mmHg}$
- Temperatur udara kering sebelum evaporator,  $T_{DB} = 30,05 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Temperatur udara basah sebelum evaporator,  $T_{WB} = 24,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Temperatur udara kering keluar evaporator,  $T_{DC} = 18,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Temperatur udara basah keluar evaporator,  $T_{WC} = 18,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Temperatur refrigeran keluar evaporator,  $T_1 = 19 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Temperatur refrigeran keluar kondensor,  $T_3 = 39 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Temperatur refrigeran masuk evaporator,  $T_4 = 6 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Tekanan refrigeran keluar evaporator,  $p_1 = 500 \text{ kPa}$
- Tekanan refrigeran keluar kondensor,  $p_3 = 1400 \text{ kPa}$

Proses Perhitungan :

- Menentukan tekanan absolut refrigeran

$$p_o = \frac{731}{760} \cdot 101,325$$

$$p_o = 97,458 \text{ kN/m}^2$$

$$\begin{aligned}
 p_{1,\text{abs}} &= p_{1,\text{g}} + p_o \\
 &= 500 + 97,458 \\
 &= 597,458 \text{ kN/m}^2
 \end{aligned}$$

$$p_{3,\text{abs}} = p_{3,\text{g}} + p_o$$



$$= 1400 + 97,458$$

$$= 1497,458 \text{ kN/m}^2$$

Dimana :

$p_0$	= tekanan atmosfer	$\text{kN/m}^2$
$p_1$	= tekanan refrigeran keluar evaporator	$\text{kN/m}^2$
$p_3$	= tekanan refrigeran keluar kondensor	$\text{kN/m}^2$
$p_{1,\text{abs}}$	= tekanan absolut refrigeran keluar evaporator	$\text{kN/m}^2$
$p_{3,\text{abs}}$	= tekanan absolut refrigeran keluar kondensor	$\text{kN/m}^2$

## 2. Menentukan entalpi udara pada penampang *duct*.

Pada diagram psikrometri, dari setiap data temperatur bola kering dan temperatur bola basa pada setiap penampang maka kita dapat mengetahui entalpi udara pada penampang, yaitu :

$$T_{DB} = 30,05 \text{ }^\circ\text{C} ; T_{WB} = 25,4 \text{ }^\circ\text{C} ; h_b = 78,3 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{DC} = 18,5 \text{ }^\circ\text{C} ; T_{WC} = 18,1 \text{ }^\circ\text{C} ; h_c = 55 \text{ kJ/kg} ; v_c = 0,845 \text{ m}^3/\text{kg}$$

## 3. Menentukan entalpi refrigeran teoritis.

Melalui diagram *moiller* p-h R-290 dicari entalpi refrigeran dari tekanan keluar evaporator dan tekanan keluar kondensor sehingga didapat :

$$h_1 = \text{entalpi refrigeran keluar evaporator} = 601 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = \text{entalpi refrigeran keluar kompresor} = 650 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = \text{entalpi refrigeran masuk evaporator} = 305 \text{ kJ/kg}$$

## 4. Perhitungan efek refrigerasi teoritis.

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

$$q_e = (h_1 - h_4) \quad \text{kJ/kg}$$

dimana :

$$h_1 = \text{Entalpi refrigeran keluar evaporator} \quad \text{kJ/kg}$$

$$h_4 = \text{Entalpi refrigeran masuk evaporator} \quad \text{kJ/kg}$$

Sehingga

$$q_e = 601 \text{ kJ/kg} - 305 \text{ kJ/kg}$$

$$q_e = 296 \text{ kJ/kg}$$

5. Perhitungan kerja kompresi teoritis.

Kerja kompresi adalah banyaknya refrigeran yang dikompresikan kompresor setiap satuan massa refrigeran.

$$w = (h_2 - h_1) \quad \text{kJ/kg}$$

dimana :

$$h_1 = \text{Entalpi refrigeran masuk kompresor} \quad \text{kJ/kg}$$

$$h_2 = \text{Entalpi refrigeran keluar kompresor} \quad \text{kJ/kg}$$

Sehingga

$$w = 650 \text{ kJ/kg} - 601 \text{ kJ/kg}$$

$$w = 49 \text{ kJ/kg}$$

6. Perhitungan COP teoritis.

COP dipergunakan untuk menyatakan efisiensi dari siklus refrigerasi.

$$\text{COP} = \frac{\text{efek refrigerasi}}{\text{kerja kompresi}}$$

$$\text{COP} = \frac{296}{49}$$

$$\text{COP} = 6,04$$

7. Perhitungan kerja kompresi aktual.

Kerja kompresi adalah banyaknya kalor yang dikompresikan kompresor setiap satuan massa refrigeran [kJ/kg].

$$W = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot [(P_2/P_1)^{k-1/k} - 1] \quad \text{kJ/s}$$

Dimana:

$$k = \text{konstanta adiabatik (Cp/Cv)} = 1,33$$

$$T_1 = \text{temperatur refrigeran masuk kompresor} \quad (\text{K})$$

$$p_2 = \text{tekanan refrigeran keluar kompresor} \quad (\text{kPa})$$

$$p_1 = \text{tekanan refrigeran masuk kompresor} \quad (\text{kPa})$$

$$R = \text{konstanta gas universal} \quad (\text{kJ/kmol.K})$$

Berat molekul refrigerant MC-22 = 44,11

$$\text{Konstanta gas refrigerant, } R = 8,314/44,11 = 0,188 \quad (\text{kJ/kg.K})$$

$$w = \frac{1,33}{1,33-1} \cdot R \cdot T_1 [(P_2/P_1)^{1,33-1/1,33} - 1]$$

$$w = \frac{1,33}{1,33-1} \cdot 0,188 \cdot 291,25 \cdot [(1497,46/597,46)^{1,33-1/1,33} - 1]$$



$$w = 55,65 \text{ kJ/kg}$$

8. Perhitungan massa alir refrigeran

$$\dot{m}_{ref} = \frac{P_{con}}{w}$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{1,2}{55,65}$$

$$\dot{m}_{ref} = 0,02156 \text{ kg/s}$$

9. Perhitungan massa alir udara.

$$\dot{m}_b = \dot{m}_c + \dot{m}_{con}$$

$$\dot{m}_c = 0,0504 \sqrt{\frac{p_d}{v_c}}$$

$$\dot{m}_c = 0,0504 \sqrt{\frac{1,45}{0,845}}$$

$$\dot{m}_c = 0,06 \text{ [kg/s]}$$

$$\dot{m}_{con} = \rho \cdot Q_{con}$$

$$\dot{m}_{con} = 1000 \text{ kg/m}^3 \cdot 45,10^{-7} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m}_{con} = 0,0045 \text{ ks/s}$$

$$\dot{m}_b = \dot{m}_c + \dot{m}_{con}$$

$$\dot{m}_b = 0,06 + 0,0045$$

$$\dot{m}_b = 0,0645 \text{ kg/s}$$

dimana :

$$\dot{m}_b = \text{massa alir udara pada penampang B} \quad \text{kg/s}$$

$$\dot{m}_c = \text{massa alir udara pada penampang C} \quad \text{kg/s}$$

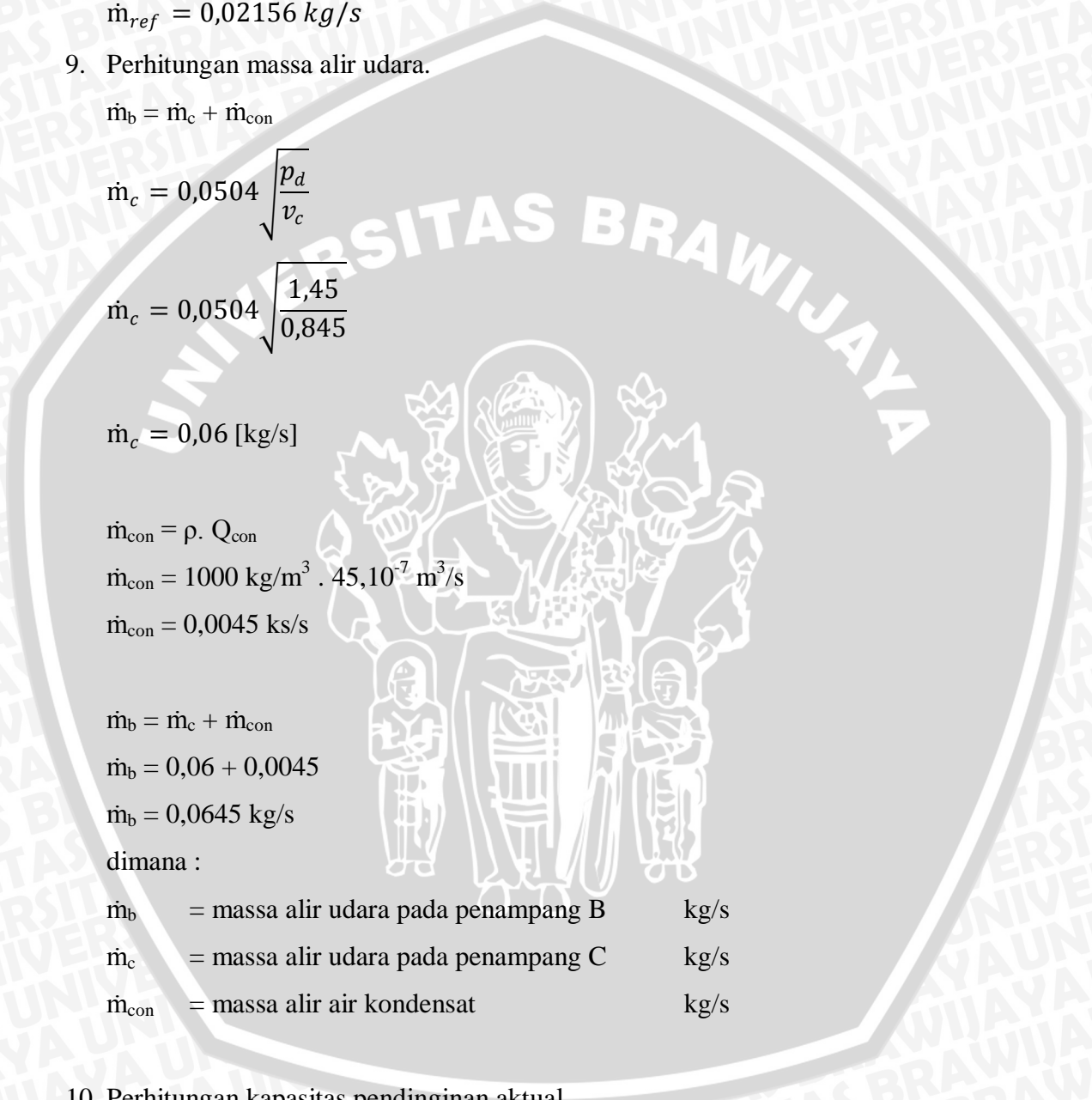
$$\dot{m}_{con} = \text{massa alir air kondensat} \quad \text{kg/s}$$

10. Perhitungan kapasitas pendinginan aktual.

$$Q_{ref} = (\dot{m}_b \cdot h_b) - (\dot{m}_c \cdot h_c) - (\dot{m}_{con} \cdot h_{con})$$

$$= (0,06045 \cdot 78,3) - (0,06 \cdot 55) - (0,00045 \cdot 88,045)$$

$$= 1,394 \text{ kJ/s}$$



#### 11. Perhitungan efek refrigerasi aktual.

$$\begin{aligned}q_e &= \frac{Q_{ref}}{\dot{m}_{ref}} \\ &= \frac{1,394}{0,02156} \\ &= 64,63 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

#### 12. Perhitungan COP aktual.

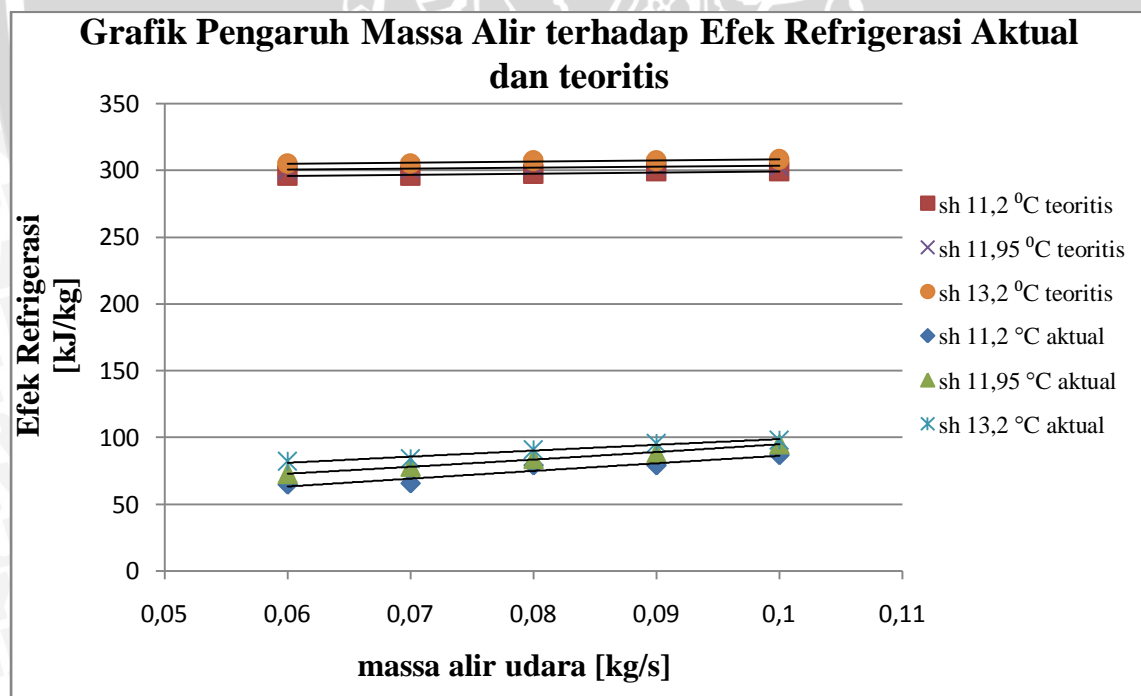
$$\begin{aligned}\text{COP} &= \frac{\text{efek refrigerasi}}{\text{kerja kompresi}} \\ &= \frac{64,63 \text{ kJ/kg}}{55,65 \text{ kJ/kg}} \\ &= 1,161\end{aligned}$$

### 4.1.3 Data Hasil Perhitungan

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

## 4.2 Pembahasan

### 4.2.1 Grafik Pengaruh Massa Alir terhadap Efek Refrigerasi Aktual dan Teoritis

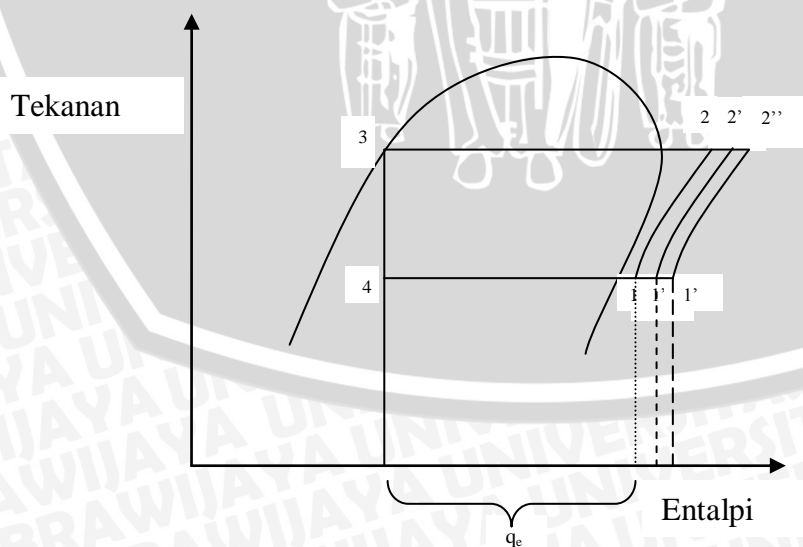


Gambar 4.1 Grafik Pengaruh Massa Alir terhadap Efek Refrigerasi Aktual dan Teoritis



Grafik di atas menunjukkan grafik hubungan massa alir udara terhadap efek refrigerasi aktual dan teoritis pada instalasi mesin pendingin dengan variasi tingkat *superheating* mulai dari 11,2 °C, 11,95 °C, 13,2 °C.

Pada grafik efek refrigerasi teoritis menunjukkan adanya kecenderungan semakin besar massa alir udara pada *air flow duct* dengan tingkat *superheating* sama, maka semakin besar juga efek refrigerasi pada instalasi mesin pendingin. Untuk massa alir udara 0,06 kg/s dengan *superheating* 11,2 °C efek refrigerasi yang terjadi sebesar 296 kJ/kg, massa alir udara 0,10 kg/s dengan *superheating* 11,2 °C efek refrigerasi yang terjadi sebesar 299 kJ/kg. Hal tersebut dikarenakan dengan bertambahnya massa alir udara, beban pendinginan semakin besar maka kalor yang diserap refrigeran di evaporator semakin besar yang mengakibatkan temperatur refrigeran keluar evaporator semakin tinggi di atas temperatur jenuhnya sehingga nilai entalpi pada  $h_1$  semakin besar. Maka efek refrigerasi yang terjadi semakin besar. Untuk massa alir udara pada *air flow duct* tetap dengan *superheating* semakin bertambah, maka semakin besar efek refrigerasi pada instalasi mesin pendingin. Massa alir 0,06 kg/s dengan *superheating* 13,2 °C efek refrigerasi yang terjadi sebesar 305 kJ/kg. Hal tersebut dikarenakan dengan bertambahnya *superheating*, penyerapan kalor pada evaporator semakin besar yang mengakibatkan temperatur refrigeran keluar evaporator semakin tinggi diatas temperatur jenuhnya sehingga nilai entalpi pada  $h_1$  semakin besar. Selisih nilai entalpi pada  $h_1$  dan  $h_4$  semakin besar sehingga efek refrigerasi yang terjadi semakin besar. Perbedaan selisih  $h_1$  dan  $h_2$  bisa di lihat pada grafik di bawah ini.



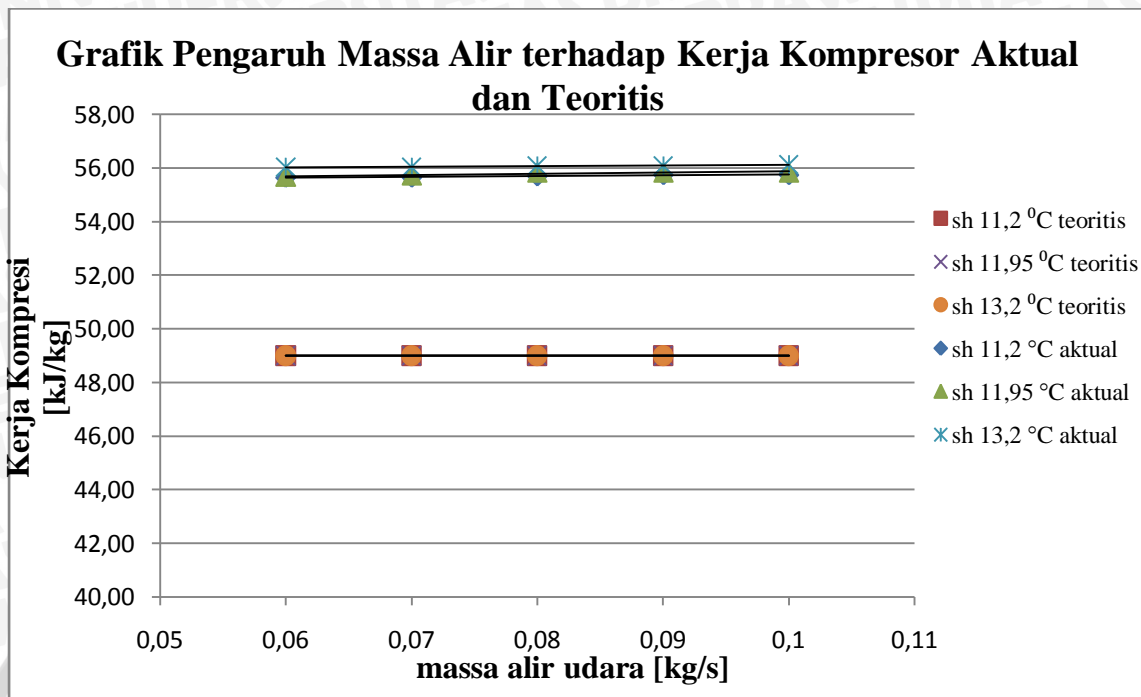
Gambar 4.2 Grafik teoritis efek refrigerasi

Pada grafik efek refrigerasi aktual menunjukkan adanya kecenderungan semakin besar massa alir udara pada *air flow duct* dengan tingkat *superheating* sama, maka semakin besar juga efek refrigerasi pada instalasi mesin pendingin. Untuk massa alir udara 0,06 kg/s dengan *superheating* 11,2 °C efek refrigerasi yang terjadi sebesar 64,63 kJ/kg, massa alir udara 0,10 kg/s dengan *superheating* 11,2 °C efek refrigerasi yang terjadi sebesar 86,68 kJ/kg. Hal tersebut dikarenakan dengan bertambahnya massa alir udara, beban pendinginan semakin besar maka kalor yang diserap refrigeran di evaporator semakin besar yang mengakibatkan kapasitas refrigerasi semakin besar, karena kapasitas refrigeran berbanding lurus dengan efek refrigerasi maka efek refrigerasi yang terjadi semakin besar. Untuk massa alir udara tetap dengan *superheating* semakin bertambah, maka semakin besar efek refrigerasi pada instalasi mesin pendingin. Massa alir 0,06 kg/s dengan *superheating* 13,2 °C efek refrigerasi yang terjadi sebesar 81,92 kJ/kg. Hal tersebut dikarenakan dengan bertambahnya *superheating*, penyerapan kalor yang diserap refrigeran di evaporator semakin besar yang mengakibatkan kapasitas refrigerasi semakin besar, karena kapasitas refrigeran berbanding lurus dengan efek refrigerasi maka efek refrigerasi yang terjadi semakin besar.

Dari grafik pengaruh massa alir terhadap efek refrigerasi terjadi perbedaan antara aktual dan teoritis, hal ini di karenakan pada perhitungan efek refrigerasi aktual dengan menggunakan kalor udara sebagai beban pendinginan yang berpindah ke dalam evaporator. Oleh karena itu kemungkinan terjadinya *losses* pada sepanjang penampang *air flow duct* cukup besar. Untuk efek refrigerasi teoritis perhitungan dengan menggunakan diagram p-h refrigeran R290, sehingga massa alir udara tidak terlalu berpengaruh pada efek refrigerasi.



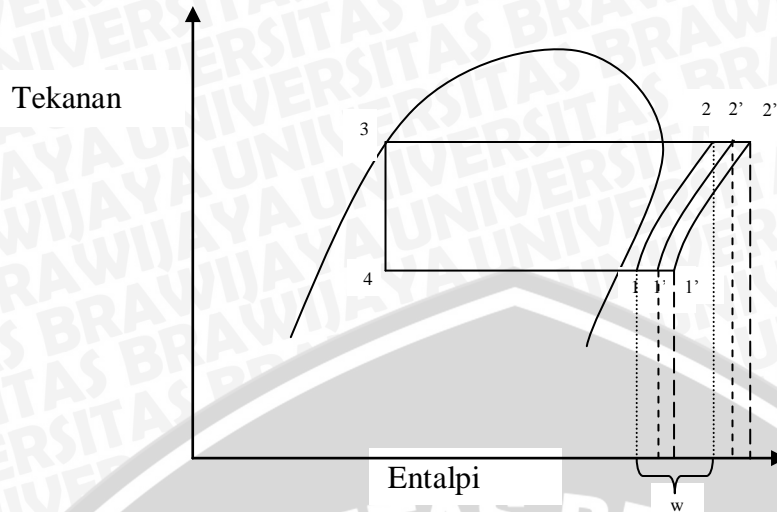
#### 4.2.2 Grafik Pengaruh Massa Alir terhadap Kerja Kompresi Aktual dan Teoritis



Gambar 4.3 Grafik Pengaruh Massa Alir terhadap Kerja Kompresi Aktual dan Teoritis

Grafik di atas menunjukkan grafik hubungan massa alir udara terhadap Kerja Kompresi aktual dan teoritis pada instalasi mesin pendingin dengan variasi tingkat *superheating* mulai dari 11,2 °C, 11,95 °C, 13,2°C.

Pada grafik kerja kompresi teoritis menunjukkan semakin besar massa alir udara pada *air flow duct* dengan *superheating* tetap maka kerja kompresi cenderung konstan tidak ada perubahan, begitu juga dengan massa alir udara pada *air flow duct* tetap dengan *superheating* semakin besar, kerja kompresi yang terjadi cenderung konstan. Kerja kompresi yang terjadi sebesar 49 kJ/kg. Hal tersebut dikarenakan tekanan refrigeran masuk kompresor dan tekanan refrigeran keluar kompresor tetap sehingga selisih antara entalpi refrigeran keluar kompresor ( $h_2$ ) dan masuk kompresor tetap ( $h_1$ ). Selisih entalpi  $h_1$  dan  $h_2$  tetap bisa di lihat pada grafik di bawah ini.



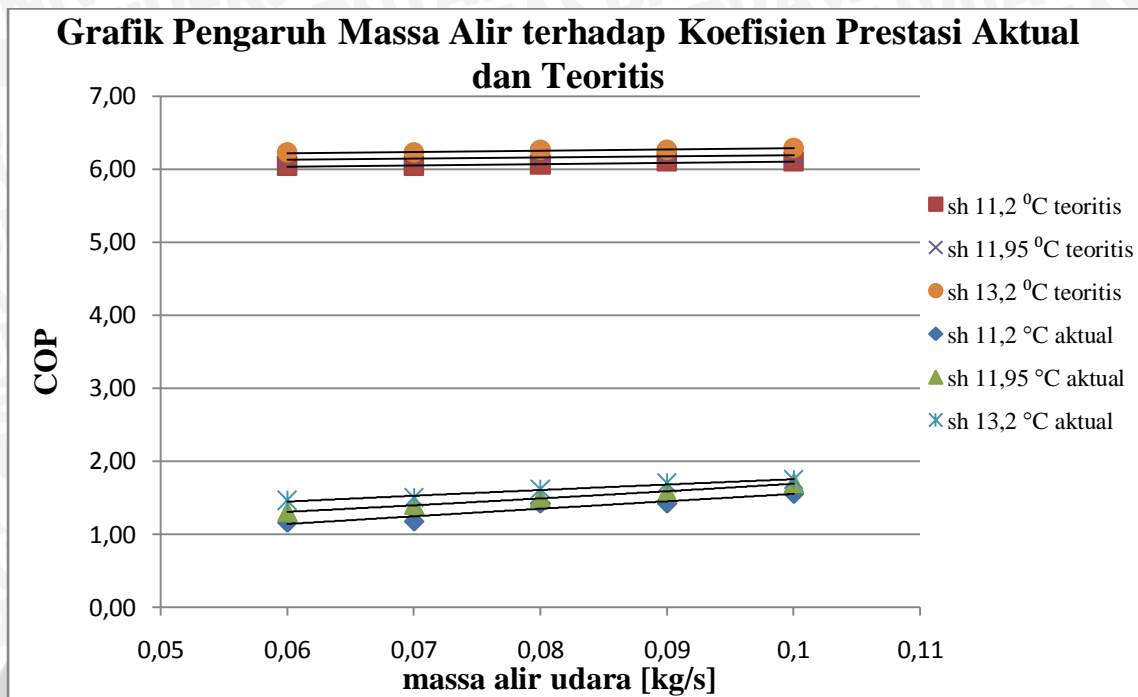
Gambar 4.4 Grafik teoritis kerja kompresi

Pada grafik kerja kompresi aktual menunjukkan semakin besar massa alir udara pada *air flow duct* dengan *superheating* tetap maka kerja kompresi cenderung konstan tidak ada perubahan, begitu juga dengan massa alir udara pada *air flow duct* tetap dengan *superheating* semakin besar, kerja kompresi yang terjadi cenderung konstan. Kerja kompresi yang terjadi sebesar 55 kJ/kg. Hal tersebut dikarenakan tekanan refrigeran masuk kompresor dan tekanan refrigeran keluar kompresor tetap sehingga kerja kompresi yang diperlukan tetap tidak ada perubahan.

Dari grafik pengaruh massa alir terhadap kerja kompresi terjadi perbedaan antara aktual dan teoritis. Hal ini dikarenakan untuk mencari kerja kompresi teoritis menggunakan diagram p-h refrigeran R290, untuk aktual menggunakan perhitungan kerja kompresor yang mana di pengaruhi oleh beberapa parameter.



#### 4.2.3 Grafik Pengaruh Massa Alir terhadap COP Aktual dan Teoritis

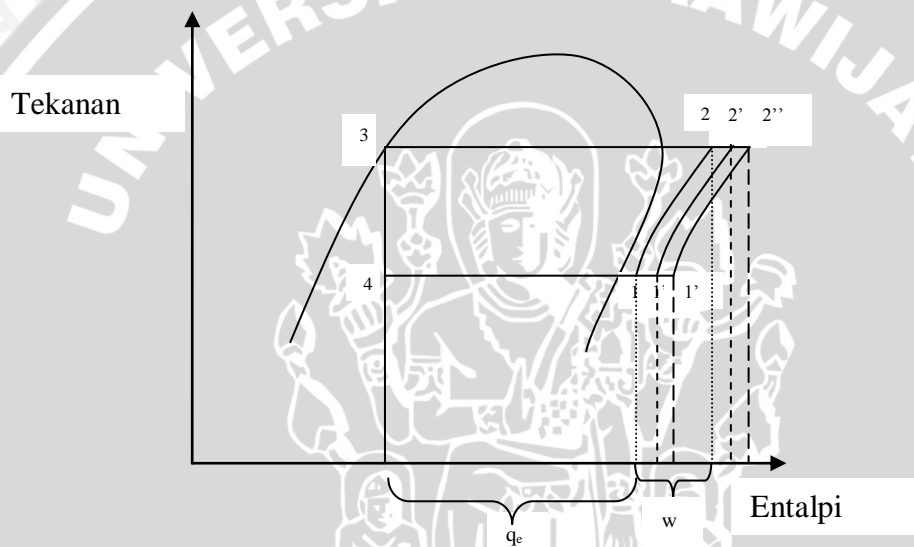


Gambar 4.5 Grafik Pengaruh Massa Alir terhadap COP Aktual dan Teoritis

Grafik di atas menunjukkan grafik hubungan massa alir udara terhadap koefisien prestasi aktual dan teoritis pada instalasi mesin pendingin dengan variasi tingkat *superheating* mulai dari 11,2 °C, 11,95 °C, 13,2°C.

Pada grafik koefisien prestasi teoritis menunjukkan adanya kecenderungan semakin besar massa alir udara pada *air flow duct* dengan tingkat *superheating* sama, maka semakin besar juga koefisien prestasi pada instalasi mesin pendingin. Untuk massa alir udara 0,06 kg/s dengan *superheating* 11,2 °C koefisien prestasi yang terjadi sebesar 6,04, massa alir udara 0,10 kg/s dengan *superheating* 11,2 °C koefisien prestasi yang terjadi sebesar 6,10. Hal tersebut dikarenakan dengan bertambahnya massa alir udara, beban pendinginan semakin besar maka penyerapan kalor di evaporator semakin besar yang mengakibatkan temperatur refrigeran keluar evaporator semakin tinggi di atas temperatur jenuhnya sehingga nilai entalpi pada  $h_1$  semakin besar. Maka efek refrigerasi yang terjadi semakin besar. Semakin bertambahnya efek refrigerasi dengan kerja kompresi yang konstan maka koefisien prestasi semakin naik karena koefisien prestasi didapat dari perbandingan efek refrigerasi dengan kerja kompresi. Untuk massa alir udara pada *air flow duct* tetap dengan *superheating* semakin bertambah, maka semakin besar koefisien prestasi pada instalasi mesin pendingin. Massa alir 0,06 kg/s dengan *superheating* 13,2 °C koefisien prestasi yang terjadi sebesar 6,22. Hal tersebut

dikarenakan dengan bertambahnya *superheating*, penyerapan kalor pada evaporator semakin besar yang mengakibatkan temperatur refrigeran keluar evaporator semakin tinggi diatas temperatur jenuhnya sehingga nilai entalpi pada  $h_1$  semakin besar. Selisih nilai entalpi pada  $h_1$  dan  $h_4$  semakin besar sehingga efek refrigerasi yang terjadi semakin besar. Semakin bertambahnya efek refrigerasi dengan kerja kompresi yang konstan maka koefisien prestasi semakin naik karena koefisien prestasi didapat dari perbandingan efek refrigerasi dengan kerja kompresi. Dari grafik di bawah ini terlihat efek refrigerasi semakin bertambah seiring dengan bertambahnya tingkat *superheating* dengan kerja kompresi yang tetap, maka koefisien prestasi mesin pendingin semakin besar.



Gambar 4.6 Grafik teoritis COP

Pada grafik koefisien prestasi aktual menunjukkan adanya kecenderungan semakin besar massa alir udara pada *air flow duct* dengan tingkat *superheating* sama, maka semakin besar juga koefisien prestasi pada instalasi mesin pendingin. Untuk massa alir udara 0,06 kg/s dengan *superheating* 11,2 °C koefisien prestasi yang terjadi sebesar 1,16, massa alir udara 0,10 kg/s dengan *superheating* 11,2 °C koefisien prestasi yang terjadi sebesar 1,55. Hal tersebut dikarenakan dengan bertambahnya massa alir udara, beban pendinginan semakin besar maka kalor yang diserap refrigeran di evaporator semakin besar yang mengakibatkan kapasitas refrigerasi semakin besar, karena kapasitas refrigeran berbanding lurus dengan efek refrigerasi maka efek refrigerasi yang terjadi semakin besar. Semakin bertambahnya efek refrigerasi dengan kerja kompresi yang konstan maka koefisien prestasi semakin naik karena koefisien



prestasi didapat dari perbandingan efek refrigerasi dengan kerja kompresi. Untuk massa alir udara pada *air flow duct* tetap dengan *superheating* semakin bertambah, maka semakin besar koefisien prestasi pada instalasi mesin pendingin. Massa alir 0,06 kg/s dengan *superheating* 13,2 °C koefisien prestasi yang terjadi sebesar 1,46. Hal tersebut dikarenakan dengan bertambahnya *superheating*, penyerapan kalor refrigeran di evaporator semakin besar maka kapasitas refrigerasi di evaporator semakin besar, karena kapasitas refrigeran berbanding lurus dengan efek refrigerasi maka efek refrigerasi yang terjadi semakin besar. Semakin bertambahnya efek refrigerasi dengan kerja kompresi yang konstan maka koefisien prestasi semakin naik karena koefisien prestasi didapat dari perbandingan efek refrigerasi dengan kerja kompresi.

Pada grafik pengaruh massa alir udara terhadap COP terjadi perbedaan antara aktual dan teoritis. pada COP aktual lebih kecil dari pada COP teoritis, hal ini di karenakan efek refrigerasi aktual kecil, sehingga mempengaruhi COP yang terjadi.



## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Dari penelitian ini dapat disimpulkan bahwa penambahan tingkat *superheating* dengan massa alir udara pada *air flow duct* mempunyai pengaruh terhadap unjuk kerja. Pengaruh tingkat *superheating* dengan massa alir udara pada *air flow duct* dibagi menjadi dua yaitu aktual dan teoritis.

Untuk unjuk kerja mesin pendingin teoritis adalah sebagai berikut :

Pada grafik teoritis menunjukkan adanya kecenderungan semakin besar massa alir udara pada *air flow duct* dengan tingkat *superheating* sama, maka efek refrigerasi dan koefisien prestasi semakin besar juga, tetapi untuk kerja kompresi cenderung konstan. Untuk massa alir udara pada *air flow duct* tetap dengan *superheating* semakin bertambah, maka efek refrigerasi dan koefisien prestasi semakin besar juga, tetapi untuk kerja kompresi cenderung konstan.

Untuk unjuk kerja mesin pendingin aktual adalah sebagai berikut :

Pada efek refrigerasi aktual menunjukkan adanya kecenderungan semakin besar massa alir udara pada *air flow duct* dengan tingkat *superheating* sama, maka efek refrigerasi dan koefisien prestasi semakin besar juga, tetapi untuk kerja kompresi cenderung konstan. Untuk massa alir udara tetap dengan *superheating* semakin bertambah, maka efek refrigerasi dan koefisien prestasi semakin besar juga, tetapi untuk kerja kompresi cenderung konstan.

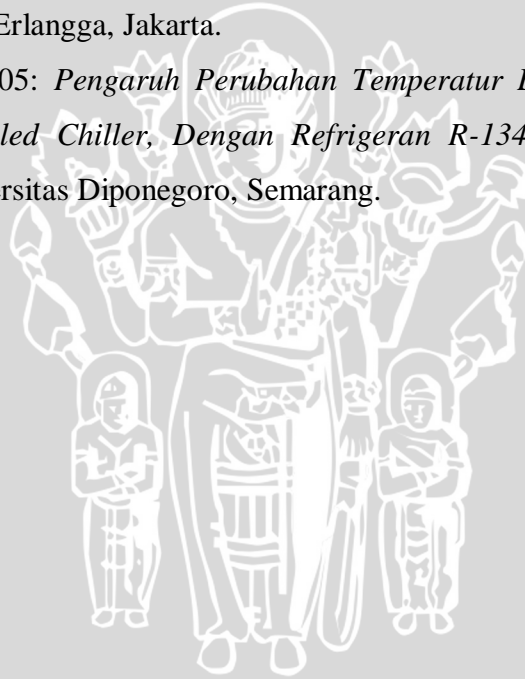
#### 5.2 Saran

Pada penelitian ini, didapat unjuk kerja mesin pendingin dengan menggunakan MC-22. Saran kedepannya untuk membandingkan kinerja mesin pendingin dengan menggunakan MC-22 dan R-22 agar diketahui perbedaan unjuk kerja yang terjadi.



## DAFTAR PUSTAKA

- Anonymous. 2011. [http:// teachintegration .wordpress.com / hvac - forum/basic/thermostatic – expansion - valve/](http://teachintegration.wordpress.com/hvac-forum/basic/thermostatic-expansion-valve/) (diakses tanggal 12 Oktober 2012)
- Arismunandar, W. & Saito, H.; 1986: *Penyegaran Udara*; P.T. Pradnya Paramita, Jakarta.
- Cengel, Yunus A.; 1998: *Heat Transfer Practical Approach*; Mc. Grow Hill Ltd, New York.
- Dossat, Roy J.; 1981: *Principle of Refregeration*; Second Edition, John Wiley & Sons, New York.
- Prabowo, Lendy,; 2011: *Pengaruh Variasi Tingkat Superheating Pada Evaporator Terhadap Unjuk Kerja Instalasi AC*; Universitas Brawijaya, Malang
- Stoecker, W. F. & Jones, J. W,; 1992: *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara*; Terj. Supratman Hara; Erlangga, Jakarta.
- Yunianto, Bambang,; 2005: *Pengaruh Perubahan Temperatur Evaporator Terhadap Prestasi Air Cooled Chiller, Dengan Refrigeran R-134a, Pada Temperatur Kondensor*; Universitas Diponegoro, Semarang.



Lampiran 1  
Tabel Data Hasil Perhitungan.

tingkat super heating [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	$h_1$ [kJ/kg]	$h_2$ [kJ/kg]	$h_3$ [kJ/kg]	$h_4$ [kJ/kg]	$h_b$ [kJ/kg]	$h_c$ [kJ/kg]	$h_{con}$ [kJ/kg]	$\dot{m}_b$ [kg/s]	$\dot{m}_c$ [kg/s]	$\dot{m}_{con}$ [kg/s]	$q_e$ teori [kJ/kg]	$w$ teori [kJ/kg]	COP teori	$q_e$ aktual [kJ/kg]	$Q_{ref}$ [kJ/s]	$w$ aktual [kJ/kg]	$P_{com}$ aktual [kJ/s]	COP aktual
11,2	0,06	601	650	305	305	78,3	55,0	88,045	0,06045	0,06	0,000450	296	49	6,04	64,63	1,394	55,65	0,2744	1,16
	0,07	601	650	305	305	76,3	56,0	90,150	0,07046	0,07	0,000458	296	49	6,04	65,61	1,415	55,65	0,2744	1,18
	0,08	602	651	305	305	75,4	54,0	90,150	0,08044	0,08	0,000435	297	49	6,06	79,15	1,706	55,69	0,2746	1,42
	0,09	604	653	305	305	76,5	57,5	85,950	0,09044	0,09	0,000442	299	49	6,10	79,25	1,706	55,75	0,2748	1,42
	0,1	604	653	305	305	76,2	57,5	85,950	0,10043	0,10	0,000433	299	49	6,10	86,68	1,866	55,75	0,2748	1,55

tingkat super heating [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	$h_1$ [kJ/kg]	$h_2$ [kJ/kg]	$h_3$ [kJ/kg]	$h_4$ [kJ/kg]	$h_b$ [kJ/kg]	$h_c$ [kJ/kg]	$h_{con}$ [kJ/kg]	$\dot{m}_b$ [kg/s]	$\dot{m}_c$ [kg/s]	$\dot{m}_{con}$ [kg/s]	$q_e$ teori [kJ/kg]	$w$ teori [kJ/kg]	COP teori	$q_e$ aktual [kJ/kg]	$Q_{ref}$ [kJ/s]	$w$ aktual [kJ/kg]	$P_{com}$ aktual [kJ/s]	COP aktual
11,95	0,06	605	654	305	305	80,2	54,00	92,23	0,06044	0,06	0,000442	300	49	6,12	72,70	1,57	55,68	0,2745	1,31
	0,07	606	655	305	305	79,0	54,90	92,23	0,07041	0,07	0,000408	301	49	6,14	78,10	1,68	55,73	0,2748	1,40
	0,08	608	657	305	305	80,0	57,40	92,23	0,08040	0,08	0,000400	303	49	6,18	83,91	1,80	55,84	0,2753	1,50
	0,09	608	657	305	305	78,5	57,40	92,23	0,09040	0,09	0,000400	303	49	6,18	88,12	1,89	55,84	0,2753	1,58
	0,1	608	657	305	305	77,0	56,50	94,32	0,10038	0,10	0,000383	303	49	6,18	95,09	2,04	55,84	0,2753	1,70



tingkat super heating [°C]	$\dot{m}$ [kg/s]	$h_1$ [kJ/kg]	$h_2$ [kJ/kg]	$h_3$ [kJ/kg]	$h_4$ [kJ/kg]	$h_b$ [kJ/kg]	$h_c$ [kJ/kg]	$h_{con}$ [kJ/kg]	$\dot{m}_b$ [kg/s]	$\dot{m}_c$ [kg/s]	$\dot{m}_{con}$ [kg/s]	$q_e$ teori [kJ/kg]	$w$ teori [kJ/kg]	COP teori	$q_e$ aktual [kJ/kg]	$Q_{ref}$ [kJ/s]	$w$ aktual [kJ/kg]	$P_{com}$ aktual [kJ/s]	COP aktual
13,20	0,06	610	659	305	305	81,5	52,20	90,15	0,06043	0,06	0,000425	305	49	6,22	81,92	1,75	56,03	0,2762	1,46
	0,07	610	659	305	305	80,0	54,20	90,15	0,07043	0,07	0,000425	305	49	6,22	84,13	1,80	56,03	0,2762	1,50
	0,08	612	661	305	305	81,5	57,20	92,23	0,08041	0,08	0,000408	307	49	6,27	90,65	1,94	56,08	0,2765	1,62
	0,09	612	661	305	305	81,5	58,80	92,23	0,09041	0,09	0,000408	307	49	6,27	95,27	2,04	56,08	0,2765	1,70
	0,1	613	662	305	305	80,0	59,00	92,23	0,10040	0,10	0,000400	308	49	6,29	98,00	2,10	56,13	0,2767	1,75







mc-22

	Temp [C]	Pressure (L) [psia]	Pressure (V) [psia]	Density (L) [kg/m^3]	Density (V) [kg/m^3]	Enthalpy (L) [kJ/kg]	Enthalpy (V) [kJ/kg]
1	-60.00	6.170	6.132	601.5	1.075	60.56	504.1
2	-55.00	7.987	7.941	596.0	1.366	71.46	510.0
3	-50.00	10.20	10.15	590.4	1.715	82.48	516.0
4	-45.00	12.88	12.82	584.7	2.130	93.60	522.0
5	-40.00	16.07	16.00	578.9	2.618	104.9	528.0
6	-35.00	19.85	19.77	573.1	3.188	116.2	534.0
7	-30.00	24.29	24.19	567.2	3.849	127.7	539.9
8	-25.00	29.44	29.33	561.1	4.611	139.4	545.8
9	-20.00	35.39	35.27	555.0	5.483	151.2	551.6
10	-15.00	42.22	42.08	548.7	6.478	163.1	557.5
11	-10.00	49.99	49.84	542.3	7.607	175.2	563.2
12	-5.000	58.79	58.62	535.8	8.883	187.5	568.9
13	0.0	68.70	68.52	529.1	10.32	200.0	574.5
14	5.000	79.80	79.60	522.2	11.94	212.7	580.0
15	10.00	92.18	91.97	515.2	13.75	225.5	585.4
16	15.00	105.9	105.7	507.9	15.77	238.6	590.7
17	20.00	121.1	120.9	500.4	18.04	252.0	595.9
18	25.00	137.9	137.6	492.6	20.57	265.5	600.9
19	30.00	156.2	156.0	484.6	23.41	279.4	605.7
20	35.00	176.4	176.1	476.2	26.57	293.5	610.2
21	40.00	198.3	198.0	467.4	30.12	308.0	614.6
22	45.00	222.2	221.9	458.3	34.10	322.8	618.6
23	50.00	248.1	247.8	448.6	38.59	337.9	622.2
24	55.00	276.2	275.8	438.4	43.68	353.5	625.4
25	60.00	306.5	306.2	427.5	49.48	369.6	628.1

	Entropy (L) [kJ/K-kg]	Entropy (V) [kJ/K-kg]	Cv (L) [kJ/K-kg]	Cv (V) [kJ/K-kg]	Cp (L) [kJ/K-kg]	Cp (V) [kJ/K-kg]
1	0.4284	2.510	1.410	1.149	2.169	1.358
2	0.4789	2.490	1.421	1.171	2.189	1.384
3	0.5287	2.472	1.432	1.194	2.211	1.412
4	0.5779	2.456	1.445	1.217	2.233	1.441
5	0.6264	2.442	1.458	1.242	2.257	1.471
6	0.6745	2.429	1.471	1.266	2.283	1.503
7	0.7221	2.418	1.485	1.292	2.309	1.536
8	0.7693	2.407	1.500	1.317	2.338	1.570
9	0.8160	2.398	1.515	1.344	2.367	1.607
10	0.8624	2.390	1.531	1.370	2.399	1.645
11	0.9085	2.383	1.547	1.398	2.433	1.684
12	0.9544	2.377	1.563	1.425	2.468	1.726
13	1.000	2.371	1.580	1.454	2.506	1.771
14	1.045	2.366	1.598	1.482	2.547	1.818
15	1.091	2.362	1.616	1.511	2.590	1.868
16	1.136	2.358	1.634	1.541	2.637	1.921
17	1.181	2.354	1.653	1.571	2.687	1.979
18	1.226	2.351	1.673	1.601	2.742	2.043
19	1.271	2.348	1.692	1.632	2.802	2.112
20	1.317	2.345	1.713	1.664	2.868	2.190
21	1.362	2.341	1.734	1.696	2.942	2.277
22	1.408	2.338	1.755	1.729	3.025	2.378
23	1.454	2.334	1.777	1.763	3.121	2.495
24	1.500	2.329	1.800	1.798	3.234	2.636
25	1.546	2.324	1.823	1.834	3.369	2.800

Table of saturated values for: R290, CH3CH2CH3, Propane

T °C	p Bar	v <sub>l</sub> dm <sup>3</sup> /kg	v <sub>g</sub> m <sup>3</sup> /kg	h <sub>l</sub> kJ/kg	h <sub>g</sub> kJ/kg	R kJ/kg	s <sub>l</sub> kJ/(kg K)	s <sub>g</sub> kJ/(kg K)	
			8	0	-	4	0	-	0.00
-56.00		4	.	0	4	.	0	4	-39.00
-55.00		9	0	-	5	0	-	1	-38.00
-54.00		.	0	4	.	0	4	.	-37.00
-53.00		0	-	6	0	-	2	0	-36.00
-52.00		0	4	.	0	4	.	0	-35.00
-51.00		-	7	0	-	3	0	-	-34.00
-50.00		4	.	0	4	.	0	4	-33.00



-32.00	0.520	1.7107	0.76728	70.29	509.50	439.21	0.4726	2.4952
-30.00	0.547	1.7137	0.73211	72.51	510.68	438.17	0.4827	2.4913
-29.00	0.575	1.7167	0.69889	74.73	511.86	437.13	0.4929	2.4875
-28.00	0.604	1.7198	0.66749	76.95	513.04	436.09	0.5030	2.4838
-27.00	0.635	1.7229	0.63780	79.18	514.22	435.04	0.5130	2.4802
-26.00	0.666	1.7259	0.60971	81.41	515.40	433.99	0.5231	2.4767
-25.00	0.699	1.7290	0.58311	83.64	516.57	432.93	0.5331	2.4732
-24.00	0.733	1.7322	0.55792	85.88	517.75	431.87	0.5431	2.4698
-23.00	0.768	1.7353	0.53405	88.13	518.92	430.80	0.5530	2.4664
-22.00	0.805	1.7384	0.51142	90.37	520.10	429.73	0.5630	2.4632
-21.00	0.843	1.7416	0.48996	92.62	521.27	428.65	0.5729	2.4599
-20.00	0.882	1.7448	0.46958	94.88	522.45	427.57	0.5827	2.4568
-19.00	0.923	1.7480	0.45024	97.13	523.62	426.48	0.5926	2.4537
-18.00	0.965	1.7512	0.43187	99.39	524.79	425.39	0.6024	2.4507
-17.00	1.009	1.7545	0.41440	101.66	525.96	424.30	0.6122	2.4478
-16.00	1.054	1.7577	0.39780	103.92	527.12	423.20	0.6219	2.4449
-15.00	1.101	1.7610	0.38201	106.20	528.29	422.10	0.6316	2.4420
-14.00	1.149	1.7643	0.36698	108.47	529.46	420.99	0.6413	2.4393
-13.00	1.199	1.7676	0.35266	110.75	530.62	419.88	0.6510	2.4366
-12.00	1.251	1.7709	0.33903	113.03	531.78	418.76	0.6606	2.4339
-11.00	1.305	1.7743	0.32604	115.31	532.95	417.64	0.6702	2.4313
-10.00	1.360	1.7776	0.31366	117.59	534.10	416.51	0.6798	2.4288
-9.00	1.417	1.7810	0.30185	119.88	535.26	415.38	0.6894	2.4263
-8.00	1.475	1.7844	0.29058	122.17	536.42	414.25	0.6989	2.4238
-7.00	1.536	1.7878	0.27983	124.47	537.58	413.11	0.7084	2.4214
-6.00	1.599	1.7913	0.26956	126.77	538.73	411.96	0.7178	2.4191
-5.00	1.663	1.7948	0.25975	129.07	539.88	410.81	0.7273	2.4168
-4.00	1.730	1.7982	0.25037	131.37	541.03	409.66	0.7367	2.4146
-3.00	1.798	1.8018	0.24141	133.68	542.18	408.50	0.7461	2.4124
-2.00	1.869	1.8053	0.23284	135.99	543.33	407.33	0.7554	2.4102
-1.00	1.942	1.8088	0.22464	138.30	544.47	406.17	0.7647	2.4081
0.00	2.016	1.8124	0.21679	140.62	545.61	404.99	0.7740	2.4061
1.00	2.093	1.8160	0.20928	142.94	546.75	403.81	0.7833	2.4041
2.00	2.173	1.8196	0.20208	145.27	547.89	402.63	0.7926	2.4021
3.00	2.254	1.8233	0.19518	147.59	549.03	401.43	0.8018	2.4002
	2.338	1.8270	0.18858	149.93	550.16	400.24	0.8110	2.3983
	2.424	1.8307	0.18224	152.26	551.30	399.03	0.8202	2.3965
	2.513	1.8344	0.17616	154.60	552.43	397.83	0.8293	2.3947
	2.604	1.8381	0.17033	156.94	553.55	396.61	0.8385	2.3929
	2.697	1.8419	0.16474	159.29	554.68	395.39	0.8476	2.3912
	2.793	1.8457	0.15936	161.64	555.80	394.16	0.8567	2.3895
	2.892	1.8495	0.15420	164.00	556.92	392.92	0.8658	2.3878
	2.993	1.8534	0.14925	166.36	558.04	391.68	0.8748	2.3862
	3.097	1.8573	0.14448	168.73	559.15	390.43	0.8839	2.3846
	3.204	1.8612	0.13991	171.10	560.27	389.17	0.8929	2.3831
	3.313	1.8651	0.13550	173.47	561.38	387.90	0.9019	2.3816
	3.425	1.8691	0.13127	175.85	562.48	386.63	0.9109	2.3801
	3.540	1.8731	0.12719	178.24	563.59	385.35	0.9198	2.3787
	3.658	1.8771	0.12327	180.63	564.69	384.05	0.9288	2.3772
	3.779	1.8812	0.11950	183.03	565.79	382.75	0.9377	2.3758
	3.902	1.8853	0.11586	185.44	566.88	381.44	0.9467	2.3745
	4.029	1.8894	0.11236	187.85	567.97	380.13	0.9556	2.3732
	4.159	1.8935	0.10899	190.26	569.06	378.80	0.9645	2.3719
	4.292	1.8977	0.10573	192.69	570.15	377.46	0.9734	2.3706
	4.428	1.9020	0.10260	195.12	571.23	376.11	0.9823	2.3694
	4.568	1.9062	0.09957	197.56	572.31	374.75	0.9911	2.3681
	4.710	1.9106	0.09666	200.00	573.38	373.38	1.0000	2.3669
	4.856	1.9149	0.09385	202.45	574.45	372.00	1.0089	2.3658
	5.005	1.9193	0.09113	204.91	575.52	370.61	1.0177	2.3646
	5.158	1.9237	0.08851	207.38	576.58	369.21	1.0265	2.3635





Table of saturated values for: R290, CH<sub>3</sub>CH<sub>2</sub>CH<sub>3</sub>, Propane

T °C	p Bar	v <sub>l</sub> dm <sup>3</sup> /kg	v <sub>g</sub> m <sup>3</sup> /kg	h <sub>l</sub> kJ/kg	h <sub>g</sub> kJ/kg	R kJ/kg	s <sub>l</sub> kJ/(kg K)	s <sub>g</sub> kJ/(kg K)
4.00	5.314	1.9282	0.08598	209.85	577.64	367.79	1.0354	2.3624
5.00	5.474	1.9327	0.08353	212.33	578.70	366.37	1.0442	2.3614
6.00	5.637	1.9372	0.08117	214.82	579.75	364.93	1.0530	2.3603
7.00	5.804	1.9418	0.07889	217.32	580.80	363.48	1.0618	2.3593
8.00	5.974	1.9465	0.07669	219.83	581.84	362.01	1.0707	2.3583
9.00	6.148	1.9511	0.07456	222.30	582.88	360.58	1.0793	2.3573
10.00	6.326	1.9559	0.07250	224.83	583.92	359.09	1.0881	2.3564
11.00	6.508	1.9607	0.07051	227.36	584.95	357.59	1.0969	2.3554
12.00	6.694	1.9655	0.06858	229.90	585.97	356.08	1.1057	2.3545
13.00	6.883	1.9704	0.06671	232.45	586.99	354.55	1.1145	2.3536
14.00	7.076	1.9753	0.06490	235.00	588.01	353.01	1.1233	2.3527
15.00	7.274	1.9803	0.06316	237.57	589.02	351.45	1.1321	2.3518
16.00	7.475	1.9854	0.06146	240.15	590.03	349.88	1.1409	2.3509
17.00	7.681	1.9905	0.05982	242.73	591.03	348.29	1.1497	2.3501
18.00	7.890	1.9956	0.05823	245.33	592.02	346.69	1.1585	2.3492
19.00	8.104	2.0009	0.05669	247.93	593.01	345.08	1.1673	2.3484
20.00	8.322	2.0062	0.05520	250.55	593.99	343.44	1.1760	2.3476
21.00	8.545	2.0115	0.05375	253.17	594.97	341.80	1.1848	2.3468
22.00	8.771	2.0170	0.05235	255.81	595.94	340.14	1.1936	2.3460
23.00	9.003	2.0225	0.05099	258.45	596.91	338.46	1.2024	2.3452
24.00	9.238	2.0280	0.04967	261.10	597.87	336.76	1.2112	2.3445
25.00	9.478	2.0337	0.04839	263.77	598.82	335.05	1.2200	2.3437
26.00	9.723	2.0394	0.04715	266.44	599.76	333.32	1.2287	2.3430
27.00	9.972	2.0452	0.04594	269.12	600.70	331.58	1.2375	2.3422
28.00	10.226	2.0511	0.04477	271.82	601.63	329.82	1.2463	2.3415
29.00	10.485	2.0571	0.04364	274.52	602.56	328.04	1.2551	2.3408
30.00	10.749	2.0631	0.04253	277.23	603.47	326.24	1.2639	2.3401
31.00	11.017	2.0693	0.04146	279.96	604.38	324.43	1.2727	2.3393
32.00	11.290	2.0755	0.04042	282.69	605.28	322.59	1.2815	2.3386
33.00	11.568	2.0819	0.03940	285.44	606.18	320.74	1.2903	2.3379
34.00	11.852	2.0883	0.03842	288.19	607.06	318.87	1.2990	2.3372
35.00	12.140	2.0949	0.03746	290.96	607.94	316.98	1.3078	2.3365
36.00	12.433	2.1016	0.03653	293.74	608.80	315.07	1.3166	2.3358
37.00	12.732	2.1084	0.03563	296.53	609.66	313.13	1.3255	2.3351
38.00	13.036	2.1153	0.03475	299.33	610.51	311.18	1.3343	2.3344
39.00	13.345	2.1223	0.03389	302.14	611.35	309.21	1.3431	2.3336
40.00	13.659	2.1295	0.03305	304.96	612.17	307.21	1.3519	2.3329
41.00	13.979	2.1368	0.03224	307.80	612.99	305.19	1.3607	2.3322
42.00	14.305	2.1442	0.03145	310.65	613.80	303.15	1.3695	2.3315
43.00	14.636	2.1518	0.03068	313.51	614.59	301.08	1.3784	2.3307
44.00	14.973	2.1596	0.02993	316.38	615.37	298.99	1.3872	2.3300
45.00	15.315	2.1675	0.02920	319.27	616.15	296.87	1.3961	2.3292
46.00	15.663	2.1756	0.02849	322.18	616.90	294.73	1.4050	2.3284
47.00	16.017	2.1838	0.02779	325.09	617.65	292.56	1.4139	2.3277
48.00	16.377	2.1923	0.02712	328.02	618.38	290.36	1.4228	2.3269
49.00	16.742	2.2009	0.02646	330.97	619.10	288.13	1.4317	2.3260
50.00	17.114	2.2097	0.02581	333.94	619.80	285.86	1.4406	2.3252
51.00	17.492	2.2188	0.02518	336.92	620.49	283.57	1.4496	2.3244
52.00	17.876	2.2281	0.02457	339.92	621.16	281.24	1.4585	2.3235
53.00	18.266	2.2376	0.02397	342.94	621.81	278.88	1.4675	2.3226
54.00	18.663	2.2474	0.02339	345.97	622.45	276.48	1.4766	2.3217
55.00	19.066	2.2574	0.02282	349.03	623.07	274.04	1.4856	2.3207
56.00	19.475	2.2678	0.02226	352.11	623.67	271.56	1.4947	2.3197
57.00	19.891	2.2784	0.02172	355.22	624.25	269.03	1.5038	2.3187
58.00	20.313	2.2893	0.02118	358.35	624.81	266.47	1.5130	2.3177
59.00	20.743	2.3006	0.02066	361.50	625.35	263.85	1.5222	2.3166
60.00	21.179	2.3122	0.02016	364.68	625.87	261.18	1.5315	2.3155
61.00	21.621	2.3242	0.01966	367.90	626.36	258.47	1.5408	2.3143
62.00	22.071	2.3367	0.01917	371.14	626.83	255.69	1.5502	2.3131
63.00	22.528	2.3495	0.01869	374.41	627.27	252.86	1.5596	2.3118

Table of saturated values for: R290, CH<sub>3</sub>CH<sub>2</sub>CH<sub>3</sub>, Propane

T °C	p Bar	v <sub>l</sub> dm <sup>3</sup> /kg	v <sub>g</sub> m <sup>3</sup> /kg	h <sub>l</sub> kJ/kg	h <sub>g</sub> kJ/kg	R kJ/kg	s <sub>l</sub> kJ/(kg K)	s <sub>g</sub> kJ/(kg K)
64.00	22.992	2.3628	0.01823	377.72	627.68	249.96	1.5691	2.3105
65.00	23.463	2.3766	0.01777	381.07	628.07	247.00	1.5787	2.3092
66.00	23.941	2.3909	0.01732	384.46	628.43	243.97	1.5884	2.3077
67.00	24.426	2.4058	0.01688	387.88	628.75	240.86	1.5981	2.3062
68.00	24.919	2.4212	0.01645	391.36	629.04	237.68	1.6080	2.3047
69.00	25.419	2.4374	0.01603	394.88	629.29	234.41	1.6179	2.3030
70.00	25.927	2.4542	0.01562	398.45	629.50	231.05	1.6280	2.3013
71.00	26.442	2.4719	0.01521	402.08	629.68	227.60	1.6382	2.2995
72.00	26.965	2.4903	0.01481	405.76	629.81	224.05	1.6485	2.2976
73.00	27.496	2.5097	0.01442	409.51	629.90	220.39	1.6589	2.2956
74.00	28.034	2.5301	0.01403	413.34	629.92	216.58	1.6696	2.2935
75.00	28.580	2.5516	0.01366	417.22	629.91	212.69	1.6803	2.2913
76.00	29.134	2.5742	0.01329	421.16	629.85	208.68	1.6913	2.2890
77.00	29.696	2.5983	0.01292	425.19	629.72	204.53	1.7024	2.2865
78.00	30.266	2.6238	0.01256	429.34	629.51	200.17	1.7138	2.2838
79.00	30.844	2.6509	0.01220	433.57	629.24	195.67	1.7254	2.2810
80.00	31.430	2.6800	0.01185	437.90	628.89	190.99	1.7372	2.2780
81.00	32.024	2.7111	0.01150	442.35	628.46	186.11	1.7493	2.2748
82.00	32.626	2.7447	0.01115	446.91	627.93	181.02	1.7617	2.2714
83.00	33.236	2.7810	0.01081	451.62	627.30	175.68	1.7745	2.2678
84.00	33.854	2.8204	0.01047	456.47	626.56	170.09	1.7876	2.2638
85.00	34.481	2.8636	0.01014	461.49	625.68	164.19	1.8012	2.2596
86.00	35.115	2.9111	0.00980	466.70	624.66	157.96	1.8152	2.2550
87.00	35.757	2.9638	0.00947	472.12	623.47	151.35	1.8297	2.2500
88.00	36.407	3.0229	0.00913	477.79	622.09	144.30	1.8449	2.2445
89.00	37.065	3.0898	0.00879	483.75	620.48	136.73	1.8608	2.2384
90.00	37.731	3.1667	0.00845	490.06	618.60	128.54	1.8776	2.2316
91.00	38.404	3.2565	0.00810	496.83	616.35	119.52	1.8957	2.2239
92.00	39.085	3.3638	0.00775	504.15	613.67	109.52	1.9151	2.2151
93.00	39.773	3.4963	0.00737	512.26	610.40	98.15	1.9366	2.2047
94.00	40.469	3.6675	0.00697	521.52	606.27	84.75	1.9612	2.1921
95.00	41.171	3.9070	0.00652	532.78	600.70	67.92	1.9911	2.1756
96.00	41.881	4.3059	0.00596	548.51	592.03	43.52	2.0330	2.1509
96.67	42.359	5.0660	0.00507	572.70	572.70	0.00	2.0979	2.0979

Copyright © 1999 Dep. of Energy Engineering, DTU  
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen

PT. TEACH INTEGRATION  
Komp. Pertokoan Ciptapuri Blok GG/9 Sekupang Batam

Phone: +62 778 323 768  
Fax: +62 778 323 768  
E-mail: [teach.integration@gmail.com](mailto:teach.integration@gmail.com)

<http://teachintegration.wordpress.com>



**R290** Ref: W.C. Reynolds: Thermodynamic Properties in SI  
DTU, Department of Energy Engineering  
s in [kJ/(kg K)], v in [m<sup>3</sup>/kg], T in [°C]  
M.J. Skovrup & H.J.H. Knudsen, 10-08-08  
PT. TEACH INTEGRATION  
Komp. Perumahan Ciptapuri Blok GG/9 Sekeloa Indah  
Phone: +62 778 323 768  
Fax: +62 778 323 768  
E-mail: teach.integration@gmail.com  
http://teachintegration.wordpress.com

