



**ANALISIS VARIASI DIAMETER PIPA KAPILER *DOUBLE HELICAL*  
TERHADAP PRESTASI KERJA MESIN PENDINGIN  
MENGUNAKAN REFRIGERAN LPG**

**SKRIPSI**

**Oleh**

**Nanda Choirul Amshori  
NIM 121910101008**

**PROGRAM STUDI STRATA 1 TEKNIK  
JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS JEMBER  
2016**



**ANALISIS VARIASI DIAMETER PIPA KAPILER *DOUBLE HELICAL*  
TERHADAP PRESTASI KERJA MESIN PENDINGIN  
MENGUNAKAN REFRIGERAN LPG**

**SKRIPSI**

Diajukan guna melengkapi tugas akhir dan memenuhi salah satu syarat  
untuk menyelesaikan Program Studi Teknik Mesin (S1)  
dan mencapai gelar Sarjana Teknik

**Oleh**

**Nanda Choirul Amshori  
NIM 121910101008**

**PROGRAM STUDI STRATA 1 TEKNIK  
JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS JEMBER  
2016**

## PERSEMBAHAN

Dengan mengucapkan puji syukur kepada Allah SWT serta dengan tulus ikhlas dengan segala kerendahan hati skripsi ini saya persembahkan kepada:

1. Allas SWT atas segala rizki dan karuniaNya yang telah dilimpahkan, serta kepada junjungan Nabi Muhammad SAW;
2. Keluargaku, Ibunda Harmini, Ayahanda Sarmunanto, dan adik Irfan Faturrahman atas semua cinta, kasih sayang, perhatian, do'a, pengorbanan, serta motivasi untuk terus melangkah kedepan;
3. Semua keluarga dari ibu, dan keluarga dari Ayah;
4. Staf pengajar semua dosen Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember yang telah memberikan ilmu dan bimbingan kepada saya terutama Bapak Dr. Gaguk Jatisukanto, S.T, M.T., selaku dosen pembimbing utama, Bapak Ir. Digdo Listyadi S., M.Sc., selaku dosen pembimbing anggota, Bapak Dedi Dwilaksana, S.T., M.T., selaku dosen penguji I, Bapak Boy Arief Fachri S.T., M.T., Ph.D., selaku dosen penguji II, dan Bapak Hari Arbiantara Basuki S.T., M.T., selaku dosen pembimbing akademik;
5. Teman-teman seperjuangan Teknik Mesin 2012 yang mengajarkan tentang solidaritas dan saling menjaga satu sama lain;
6. Teman-teman kontrakan (Agus, Pras, Yahya, Nando, Anwar, Danar, Deni, Abdi) yang telah menjadi saudara selama proses perkuliahan dari awal hingga terselesaikannya skripsi ini;
7. Keluarga besar IKAPEMMA (Ikatan Keluarga Pelajar dan Mahasiswa Madiun) yang telah mengajarkan tentang arti sebuah keluarga selama diperantauan;

8. Almamater tercinta Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember;
9. Teman–teman *Refrigeration Team* (Yongki, Yorda, Alif) dan semua saudara Fakultas Teknik yang tidak bisa disebutkan satu persatu.



**MOTO**

“Barang siapa yang keluar dalam menuntut ilmu maka ia adalah seperti berperang di jalan Allah hingga pulang”.  
(H.R.Tirmidzi)

“Semakin tinggi ilmu seseorang maka semakin besar rasa toleransinya”  
(Gus Dur)

“Tuhan tidak pernah meminta kita untuk sukses, tapi meminta kita untuk tidak menyerah dalam sebuah perjuangan”  
(Emha Ainun Najib)

“Yakinlah ada sesuatu yang menantimu selepas banyak kesabaran yang akan membuatmu terpana hingga kau lupa pedihnya rasa sakit”  
(Imam Ali bin Abi Thalib)

“Jangan kerdilkan dirimu dengan takabur, jangan sempitkan dadamu dengan dengki dan jangan keruhkan pikiranmu dengan amarah”  
(Gus Mus)

**PERNYATAAN**

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Nanda Choirul Amshori

NIM : 121910101008

Menyatakan dengan sesungguhnya bahwa laporan skripsi yang berjudul "*Analisis Variasi Diameter Pipa Kapiler Double Helical Terhadap Prestasi Kerja Mesin Pendingin Menggunakan Refrigeran LPG*" adalah benar-benar hasil karya sendiri, kecuali jika disebutkan sumbernya dan belum pernah diajukan pada instansi manapun, serta bukan karya jiplakan. Saya bertanggung jawab atas keabsahan dan kebenaran isinya sesuai dengan sikap ilmiah yang harus dijunjung tinggi.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya, tanpa adanya tekanan dan paksaan dari pihak manapun serta bersedia mendapat sanksi akademik jika ternyata kemudian hari pernyataan ini tidak benar.

Jember, 20 Oktober 2016

Yang menyatakan,

Nanda Choirul Amshori

NIM 121910101008

**SKRIPSI**

**ANALISIS VARIASI DIAMETER PIPA KAPILER *DOUBLE HELICAL*  
TERHADAP PRESTASI KERJA MESIN PENDINGIN  
MENGUNAKAN REFRIGERAN LPG**

Oleh:

**Nanda Choirul Amshori  
NIM 121910101008**

Pembimbing

Dosen Pembimbing Utama : Dr. Gaguk Jatisukanto, S.T., M.T.

Dosen Pembimbing Anggota : Ir. Digdo Listyadi S., M.Sc.

**PENGESAHAN**

Skripsi berjudul “*Analisis Variasi Diameter Pipa Kapiler Double Helical Terhadap Prestasi Kerja Mesin Pendingin Menggunakan Refrigeran LPG*” telah diuji dan disahkan oleh Fakultas Teknik Universitas Jember pada:

hari, tanggal : Senin, 20 Oktoberr 2016

tempat : Fakultas Teknik Universitas Jember

Tim Penguji

Dosen Pembimbing Utama,

Dr. Gaguk Jatisukamto, S.T, M.T.  
NIP 19690209 199802 1 001

Anggota I,

Dedi Dwilaksana, S.T., M.T.  
NIP 19691201 199602 1 001

Dosen Pembimbing Anggota,

Ir. Digdo listyadi S., M.Sc.  
NIP 19680617 199501 1 001

Anggota II,

Boy Arief Fachri S.T., M.T., Ph.D.  
NIP 19740901 199903 1 002

Mengesahkan  
Dekan Fakultas Teknik Universitas Jember,

Dr. Ir. Entin Hidayah, M. UM.  
NIP 19661215199503 2 001

## RINGKASAN

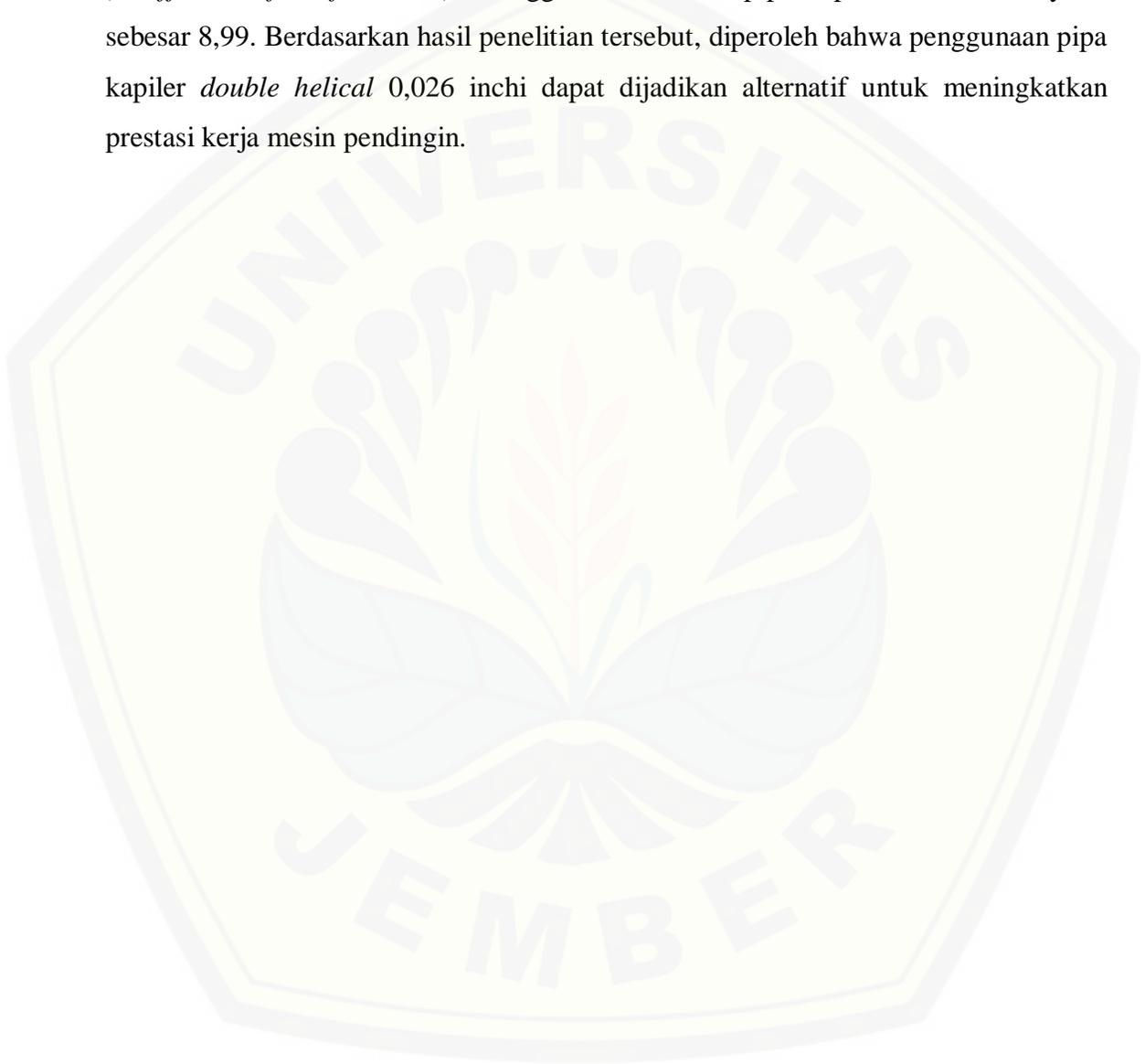
**Analisis Variasi Diameter Pipa Kapiler *Double Helical* Terhadap Prestasi Kerja Mesin Pendingin Menggunakan Refrigeran LPG;** Nanda Choirul Amshori, 121910101008; 2016; 52 halaman; Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember.

Seiring dengan bertambahnya kebutuhan, mesin pendingin telah banyak digunakan diberbagai aspek kehidupan manusia. Penggunaan mesin pendingin telah digunakan untuk mengawetkan bahan-bahan makanan di rumah tangga sampai proses penyimpanan dan pengawetan pada industri. Mesin pendingin juga digunakan dalam rangka untuk proses pengkondisian udara baik di perumahan maupun perkantoran.

Penggunaan mesin pendingin ternyata berdampak buruk terhadap lingkungan. Dampak negatif tersebut disebabkan oleh penggunaan refrigeran yang memiliki nilai ODP dan nilai GWP tinggi. Refrigeran yang memiliki nilai ODP yang tinggi menyebabkan kerusakan ozon sedangkan refrigeran yang mempunyai nilai GWP tinggi dapat menyebabkan pemanasan global. Penelitian ini menggunakan LPG (*Liquified Petroleum Gas*) sebagai senyawa hidokarbon sebagai refrigeran.

Perubahan pada panjang, diameter, maupun lekukan pipa kapiler dapat menyebabkan terjadinya perubahan pada prestasi kerja mesin pendingin. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh variasi diameter pipa kapiler *double helical* terhadap prestasi kerja mesin pendingin.yang menggunakan LPG sebagai refrigeran. Pengujian dilakukan pada mesin pendingin satu pintu dengan memasukkan LPG sebagai refrigeran dan melakukan variasi terhadap diameter pipa kapiler *duoble helical* pada mesin pendingin. Variasi diameter pipa kapiler yang digunakan adalah 0,026 inchi, 0,028 inchi, 0,031 inchi, dan 0,055 inchi.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa dampak refrigerasi tertinggi diperoleh pipa kapiler dengan diameter 0,026 inci yaitu sebesar 454,30 kJ/kg. Kapasitas refrigerasi tertinggi didapat pada pipa kapiler 0,026 inci sebesar 1,82 kW. COP (*Coefficient of Performance*) tertinggi dimiliki oleh pipa kapiler 0,026 inci yaitu sebesar 8,99. Berdasarkan hasil penelitian tersebut, diperoleh bahwa penggunaan pipa kapiler *double helical* 0,026 inci dapat dijadikan alternatif untuk meningkatkan prestasi kerja mesin pendingin.



## SUMMARY

**Variation Analysis of Double Helical Capillary Tube Diameter Against Performance of Refrigerator Using LPG Refrigerant;** Nanda Choirul Amshori, 121910101008; 2016; 51 pages|| Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Jember.

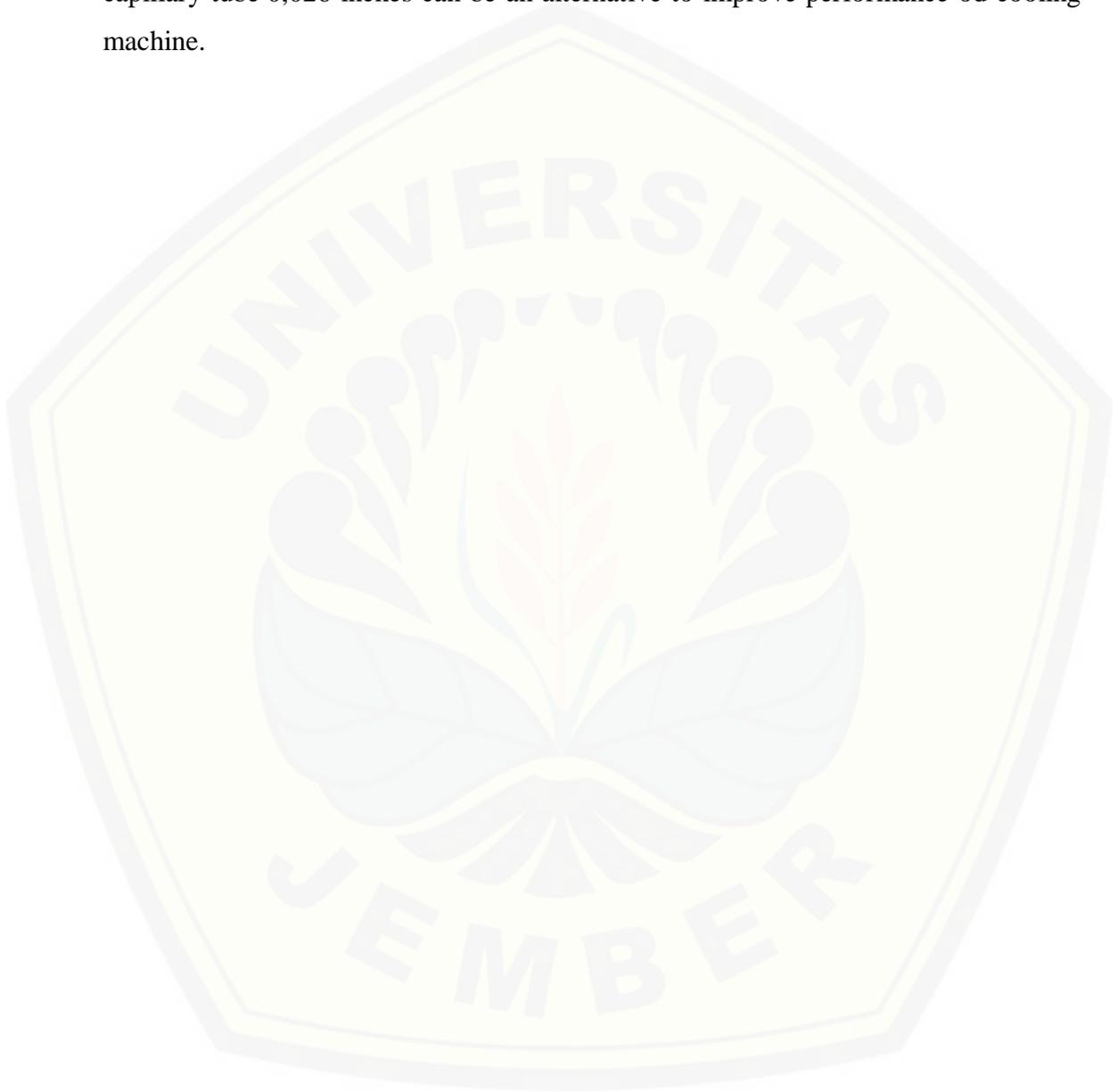
Along with the increased demand, cooling machine has been widely used in many aspects of human life. Cooling machine has been used to preserve - foodstuffs in household until the storage and preservation in the industry. Cooling machine is also used in order to process the air conditioning in a home or office building.

The use of cooling machine turned out to have a negative impact on the environment. The negative impact caused by the use of refrigerants that have a higher ODP and GWP values. Refrigerant with an high ODP values can cause a ozone destruction while refrigerants that have a high GWP values can lead to global warming. This study uses LPG (*Liquefied Petroleum Gas*) as a refrigerant.

Changes in the length, diameter, and curvature of the capillary tube can cause changes in the performance of refrigeration. The purpose of this study was to determine the effect of variation diameter *double helical* capillary tube on the performance of engines using LPG as a refrigerant. Testing process is conducted on one door cooling machine with LPG as a refrigerant and perform a variation of the diameter of the *double helical* capillary tube on the cooling machine. Variation in the diameter of the capillary tube used was 0.026 inches, 0.028 inches, 0.031 inches and 0.055 inches.

The results showed that the highest refrigeration effect is obtained of the capillary tube with a diameter of 0.026 inches is equal to 454.30 kJ / kg. The highest refrigeration capacity obtained at the capillary tube 0.026 inches by 1.82 kW.

The highest *COP* (*Coefficient of Performance*) held by a capillary tube 0.026 inches is equal to 8.99. Based on these results, found that the use of a *double helical* capillary tube 0,026 inches can be an alternative to improve performance of cooling machine.



## PRAKATA

Alhamdulillah puji syukur kehadirat Allah SWT, karena dengan limpahan rahmat serta karunia-Nya penulis dapat menyelesaikan skripsi berjudul “*Analisis Variasi Diameter Pipa Kapiler Double Helical Terhadap Prestasi Kerja Mesin Pendingin Menggunakan Refrigeran LPG*”. Skripsi ini disusun untuk memenuhi salah satu syarat menyelesaikan pendidikan strata satu (S1) pada fakultas Teknik Jurusan Teknik Mesin Universitas Jember.

Selama Penelitian dan penulisan skripsi ini, penulis telah banyak mendapatkan bantuan, bimbingan dan pengarahan dari berbagai pihak. Dalam kesempatan ini tak lupa penulis mengucapkan terimakasih kepada:

1. Dr. Ir. Entin Hidayah, M. UM., selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Jember;
2. Bapak Hari Arbiantara, S.T., M.T., selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember;
3. Bapak Hary Sutjahjono, S.T., selaku Ketua Program Studi S1 jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember sekaligus Dosen Pembimbing Akademik;
4. Bapak Dr. Gaguk Jatisukanto S.T, M.T., selaku Dosen Pembimbing Utama, yang telah banyak membantu proses terselesaikannya penulisan skripsi;
5. Bapak Ir. Digdo Listyadi S M.Sc., selaku Dosen Pembimbing Anggota, yang telah banyak membantu proses terselesaikannya penulisan skripsi;
6. Bapak Dedi Dwilaksana S.T., M.T., selaku Dosen Penguji I, yang telah banyak membantu proses terselesaikannya penulisan skripsi;
7. Bapak Boy Arief F., S.T., M.T.PhD., selaku Dosen Penguji II, yang telah banyak membantu proses terselesaikannya penulisan skripsi;
8. Dosen, staf, dan teknisi jurusan Teknik Mesin Universitas Jember;

9. Teman-teman Teknik Mesin angkatan 2012 khususnya dan semua teman-teman Fakultas Teknik Universitas Jember;
10. Teman – teman beserta seluruh pihak yang tidak dapat penyusun sebutkan satu persatu yang telah membantu dalam pelaksanaan skripsi ini.

Penulis juga menerima segala kritik dan saran dari semua pihak demi kesempurnaan skripsi ini. Akhir kata penulis berharap, semoga skripsi ini dapat bermanfaat.

Jember, 20 Oktober 2016

Penulis

Nanda Choirul Amshori

121910101008

**DAFTAR ISI**

<b>HALAMAN SAMPUL</b> .....	i
<b>HALAMAN JUDUL</b> .....	ii
<b>PERSEMBAHAN</b> .....	iii
<b>MOTTO</b> .....	v
<b>PERNYATAAN</b> .....	vi
<b>PEMBIMBINGAN</b> .....	vii
<b>PENGESAHAN</b> .....	viii
<b>RINGKASAN</b> .....	ix
<b>PRAKATA</b> .....	xiii
<b>DAFTAR ISI</b> .....	xv
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	xviii
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	xix
<b>BAB 1. PENDAHULUAN</b>	
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	3
1.3 Tujuan dan Manfaat Penelitian .....	3
1.4 Batasan Masalah .....	4
1.5 Hipotesis .....	4
<b>BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA</b>	
2.1 Refreigerator .....	5
2.1.1 Kompresor .....	6
2.1.2 Kondensor .....	8
2.1.3 Pipa Kapiler.....	10
2.1.4 Evaporator .....	15
2.2 Siklus Refrigerasi .....	17
2.2.1 Siklus Refrigerasi Kompresi Uap Aktual .....	20

2.2.2 Dampak Refrigerasi, Kerja Kompresi .....	21
2.2.3 Kapasitas Refrigerasi .....	22
2.3 Bahan Pendingin (refrigeran).....	22
2.3.1 Persyaratan Refrigeran.....	22
2.3.2 Jenis – Jenis Refrigeran .....	24
2.3.3 Dampak Penggunaan Refigeran .....	25
2.3.4 LPG ( <i>Liquified Petroleum Gas</i> ) .....	26
2.4 Penelitian Terdahulu .....	30
<b>BAB 3. METODE PENELITIAN</b>	
3.1 Metode Penelitian .....	32
3.2 Waktu dan Tempat Penelitian .....	32
3.3 Alat dan Bahan Penelitian .....	32
3.3.1 Alat .....	32
3.3.2 Bahan .....	33
3.4 Variabel Penelitian .....	33
3.4.1 Variabel Bebas .....	33
3.4.2 Variabel Terikat .....	33
3.5 Prosedur Penelitian .....	34
3.5.1 Persiapan Alat Pengujian .....	34
3.5.2 Pemeriksaan alat pengujian.....	34
3.5.3 Tahap Pengambilan Data .....	34
3.5.4 Penolahan Data.....	35
3.6 Diagram Alir Penenitian .....	35
<b>BAB 4. HASIL DAN PEMBAHASAN</b>	
4.1 Pembahasan .....	38
4.1.1 Nilai Entalpi .....	38
4.1.2 Kerja Kompresi .....	38
4.1.3 Dampak Refrigerasi.....	40
4.1.4 Daya Kompresor.....	42

4.1.5 Kapasitas Refrigerasi ..... 45

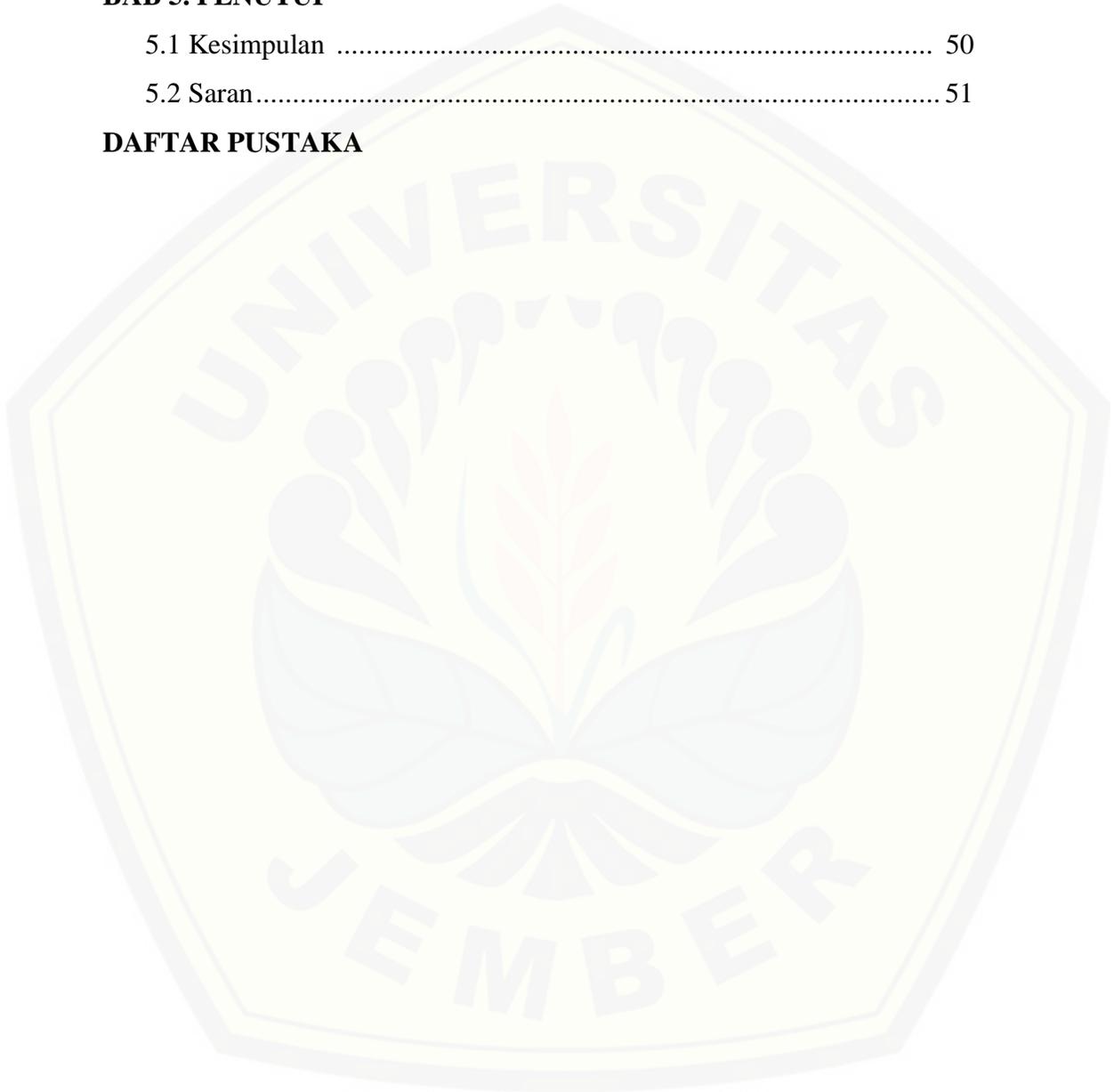
4.1.6 *COP (Coefficient of Performance)*..... 46

## **BAB 5. PENUTUP**

5.1 Kesimpulan ..... 50

5.2 Saran..... 51

## **DAFTAR PUSTAKA**



DAFTAR GAMBAR

2.1 Komponen Lemari Pendingin .....	6
2.2 Kompresor .....	7
2.3 Kondensor.....	10
2.4 Pipa Kapiler .....	11
2.5 Titik Keseimbangan Kompresor – Pipa Kapiler .....	14
2.6 Grafik Kondisi Keseimbangan .....	15
2.7 Evaporator .....	17
2.8 Diagram Siklus Kompresi Uap Standart .....	18
2.9 Skematik Sistem Pendingin Siklus Kompresi Uap Standart .....	19
2.10 Siklus kompresi Uap Standar dan Aktual.....	20
3.1 Profil <i>double helical</i> pipa kapiler.....	33
3.2 Skema Penelitian.....	36
4.1 Kerja Kompresi.....	39
4.2 Grafik Perubahan Kerja Kompresi Terhadap Waktu.....	40
4.3 Dampak Refrigerasi .....	41
4.4 Grafik Perubahan Dampak Refrigeasi Terhadap Waktu.....	42
4.5 Daya Kompresor .....	43
4.6 Grafik Perubahan Daya Kompresi Terhadap Waktu .....	44
4.7 Kapasitas Refrigerasi .....	45
4.8 Grafik Perubahan Kapasitas Refrigerasi Terhadap Waktu.....	46
4.9 <i>COP (Coefficient of Performance)</i> .....	47
4.10 Grafik Perubahan COP Terhadap Waktu.....	48

**DAFTAR TABEL**

2.1 ODP dan GWP beberapa refrigeran.....	26
2.2 Karakteristik Propana dan Butana .....	27
3.1 Pengambilan Data .....	35
4.1 Kerja Kompresi.....	39
4.2 Dampak Refrigerasi .....	41
4.3 Daya Kompresor .....	43
4.4 Kapasitas Refrigerasi .....	44
4.9 <i>COP (Coefficient of Performance)</i> .....	47

## BAB 1 PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Mesin pendingin merupakan peralatan yang dapat dijumpai di hampir setiap perkantoran, gedung-gedung dan rumah tangga. Mesin pendingin dapat berfungsi sebagai pengawet makanan, *freezer*, maupun *chiller*. Mesin pendingin juga berfungsi untuk kebutuhan pengkondisian udara maupun untuk penunjang proses produksi.

Mesin pendingin merupakan mesin konversi energi yang digunakan untuk memindahkan panas dengan cara menambahkan kerja dari luar. Mesin pendingin merupakan peralatan yang digunakan dalam proses pendinginan sehingga mencapai temperatur dan kelembaban yang diinginkan, dengan jalan menyerap panas dari suatu reservoir dingin dan diberikan ke suatu reservoir panas. Komponen utama dari sistem refrigerasi adalah kompresor, kondensor, alat ekspansi, dan evaporator (Pramana, 2014).

Refrigeran yang banyak digunakan pada mesin pendingin adalah CFC (*Chloro Fluoro Carbon*) dan HFC (*Hydro Fluoro Carbon*). Namun, penggunaan CFC dan HFC sebagai refrigeran memiliki dampak negatif terhadap lingkungan. Penggunaan refrigeran tersebut dapat mengakibatkan penipisan lapisan ozon dan pemanasan global akibat efek rumah kaca. Kerusakan lingkungan tersebut disebabkan karena nilai ODP dan GWP pada refrigeran CFC tinggi. Sedangkan pada refrigeran HFC meskipun memiliki nilai ODP rendah, namun memiliki nilai GWP yang tinggi.

Teknologi mesin pendingin memiliki kontribusi langsung pada kerusakan lingkungan diantaranya penipisan lapisan ozon dan pemanasan global melalui kebocoran dan buangan refrigeran sintetis (CFC dan HFC) ke lingkungan (McMullan, 2002). Pasek (dalam Aziz, 2008) mengatakan bahwa salah satu refrigeran alternatif pengganti refrigeran halokarbon (CFC) adalah refrigeran hidrokarbon. Beberapa kelebihan yang dimiliki refrigeran hidrokarbon yaitu dapat digunakan sebagai pengganti langsung (*drop in substitute*) tanpa penggantian

komponen, ramah lingkungan, pemakaian refrigeran lebih sedikit, hemat energi 5 – 25 %, dan memenuhi standart internasional.

Berdasarkan kondisi diatas, penelitian ini akan menggunakan LPG (*Liquified Petroleum Gas*) sebagai refrigeran. Penggunaan LPG sebagai refrigeran dikarenakan memiliki nilai GWP (*Global Warning Potential*) yang rendah. LPG merupakan salah satu jenis gas yang dapat digunakan sebagai refrigeran. Gas ini banyak digunakan oleh masyarakat dan mempunyai harga yang relatif murah.

Komponen utama dari mesin pendingin yaitu kompresor, kondensor, alat ekspansi, evaporator serta refrigeran sebagai fluida kerja yang bersirkulasi pada bagian – bagian tersebut. Alat ekspansi yang digunakan pada sistem pendingin skala kecil adalah pipa kapiler yang merupakan pipa berbentuk koil yang berdiameter sangat kecil dan memiliki panjang antara 1 sampai 6 meter. Adanya perlakuan pipa kapiler baik itu bentuk geometri, dimensi, maupun penempatannya memiliki pengaruh terhadap sistem (Anwar, 2010).

Mesin pendingin yang dilakukan pergantian dari refrigeran satu ke refrigeran lain tentu akan dapat mempengaruhi performa dari mesin pendingin tersebut. Hal ini disebabkan oleh perbedaan massa jenis refrigeran sehingga laju aliran massa refrigeran juga berbeda. Laksono (2014) meneliti pengaruh diameter pipa kapiler terhadap prestasi mesin refrigerator berbasis LPG sebagai refrigeran. Pada penelitian tersebut didapatkan bahwa dampak refrigerasi tertinggi dicapai oleh mesin pendingin dengan diameter pipa kapiler 0,028 inchi. COP (*Coefficient of Performance*) terbesar yang dihasilkan dari penelitian tersebut adalah mesin pendingin dengan diameter pipa kapiler 0,026 inchi.

Berdasarkan kondisi diatas, perlu dilakukan penelitian lebih lanjut guna memaksimalkan performa mesin pendingin yang menggunakan LPG sebagai refrigeran. Adapun perlakuan pipa kapiler yang dilakukan dalam penelitian ini adalah dengan mengubah bentuk geometri pipa kapiler sehingga mempunyai lekukan *double helical*. Penelitian ini juga akan memvariasikan diameter pipa kapiler. Perlakuan pada pipa kapiler tersebut akan mengubah laju aliran massa refrigeran pada

mesin pendingin. Sehingga kemudian diharapkan akan didapatkannya kondisi optimal pada mesin pendingin.

## 1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah dalam penelitian ini adalah bagaimana pengaruh variasi diameter pipa kapiler *double helical* terhadap dampak refrigerasi, kerja kompresi, daya kompresor, kapasitas refrigerasi, serta prestasi kerja mesin pendingin dengan LPG sebagai refrigeran.

## 1.3 Tujuan dan Manfaat Penelitian

### 1.3.1 Tujuan

1. Mengetahui pengaruh variasi diameter pada pipa kapiler *double helical* terhadap kerja kompresi mesin pendingin dengan LPG sebagai refrigeran.
2. Mengetahui pengaruh variasi diameter pada pipa kapiler *double helical* terhadap dampak refrigerasi mesin pendingin dengan LPG sebagai refrigeran.
3. Mengetahui pengaruh variasi diameter pada pipa kapiler *double helical* terhadap daya kompresor mesin pendingin dengan LPG sebagai refrigeran.
4. Mengetahui pengaruh variasi diameter pada pipa kapiler *double helical* terhadap kapasitas refrigerasi mesin pendingin dengan LPG sebagai refrigeran.
5. Mengetahui COP (*Coefficient of Performance*) terbesar dari masing – masing variasi diameter pipa kapiler *double helical* terhadap mesin pendingin dengan LPG sebagai refrigeran.

### 1.3.2 Manfaat

1. Memperoleh informasi mengenai pengaruh variasi diameter pada pipa kapiler lekukan *double helical* terhadap dampak refrigerasi, kerja kompresi, daya kompresor, kapasitas refrigerasi, serta prestasi kerja mesin pendingin dengan LPG sebagai refrigeran.

2. Sebagai bahan pertimbangan dan masukan bagi peningkatan prestasi kerja mesin pendingin.
3. Sebagai bahan acuan / bahan informasi untuk penelitian lain dalam mengembangkan teknologi mesin pendingin.

#### **1.4 Batasan Masalah**

Ada beberapa faktor yang sulit dikendalikan dalam penelitian ini sehingga mempengaruhi pengambilan data dan analisa. Untuk itu perlu diberikan batasan dan asumsi agar mudah menganalisa permasalahan. Diantaranya sebagai berikut:

1. Sistem diasumsikan terisolasi sempurna.
2. Tidak menghitung perpindahan panas konduksi, konveksi, dan radiasi pada sistem.
3. Suhu pipa bagian luar pada titik yang diamati diasumsikan sama dengan suhu refrigeran di titik tersebut.
4. Massa refrigeran dianggap konstan.
5. Kondisi *steady state* diasumsikan tiga jam setelah penyalaan.
6. Perubahan energi kinetik dan potensial didalam sistem tidak dihitung.

#### **1.6 Hipotesis**

Pipa kapiler yang kecil menyebabkan penurunan tekanan pada pipa kapiler menjadi besar, sehingga beda temperatur refrigerant yang memasuki evaporator dengan lingkungan menjadi lebih besar dan meningkatkan dampak, kapasitas serta prestasi kerja mesin pendingin.

## BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Refrigerator

Refrigerator atau mesin pendingin merupakan salah satu mesin yang mempunyai fungsi utama untuk mendinginkan zat sehingga temperaturnya lebih rendah daripada temperatur lingkungan. Komponen utama dari mesin pendingin yaitu kompresor, kondensor, alat ekspansi, dan evaporator, serta refrigeran sebagai fluida kerja yang bersirkulasi pada bagian-bagian tersebut. (Anwar, 2010).

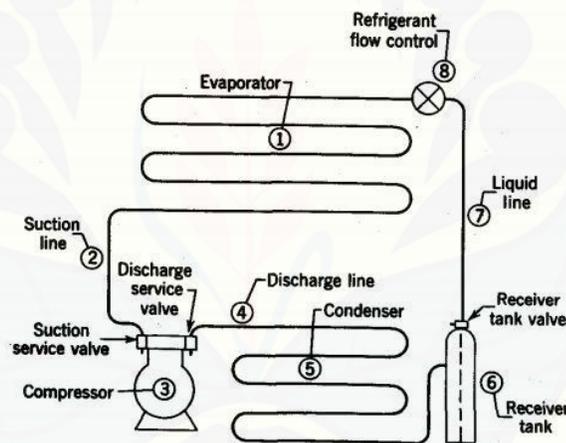
Proses yang terjadi pada mesin pendingin adalah penyerapan kalor dari ruangan bertemperatur tinggi dan memindahkan kalor tersebut ke ruangan yang memiliki temperatur lebih rendah. Refrigerasi dicapai dengan melakukan penyerapan pada suhu rendah secara terus menerus yang biasanya dicapai dengan menguapkan suatu cairan secara kontinyu. Refrigeran adalah salah satu komponen yang terdapat dalam mesin pendingin yang berfungsi sebagai media yang melakukan proses perpindahan kalor tersebut. Karena proses tersebut terjadi secara terus menerus maka, temperatur ruangan akan semakin berkurang. Kemudian, temperatur ruangan akan dijaga sesuai dengan kebutuhan.

Refrigeran dipompa oleh kompresor sehingga memiliki tekanan yang tinggi. Peningkatan tekanan tersebut diiringi dengan peningkatan temperatur refrigeran sehingga refrigeran berubah menjadi fase uap. Refrigeran akan menuju kondensor setelah memalui kompresor. Didalam kondensor akan terjadi proses pengkondensasian sehingga kalor pada refrigeran akan dibuang ke lingkungan. Refrigeran akan berubah menjadi fase cair sedangkan tekanannya masih tinggi. Refrigeran cair tersebut sebelum menuju pipa kapiler akan melewati filter yang berfungsi untuk menyaring refrigeran dari kotoran-kotoran yang kemungkinan ikut terbawa oleh aliran refrigeran. Kemudian refrigeran akan menuju pipa kapiler. Dalam pipa kapiler, tekanan refrigeran cair akan diturunkan. Setelah itu, di dalam evaporator terjadi perpindahan kalor antara ruangan yang didinginkan dengan refrigeran yang ada didalam evaporator. Perpindahan panas tersebut akan menyebabkan temperatur

refrigeran meningkat sehingga akan berubah fasa menjadi uap. Refrigeran akan mengambil kalor dari lingkungan pada saat terjadi perubahan fase dari cair ke uap. Sebaliknya, saat berubah fase dari uap ke cair, refrigeran akan membuang kalor ke lingkungan sekelilingnya. (Stoecker and Jones, 1996).

Komponen utama dari sistem pendingin kompresi uap adalah:

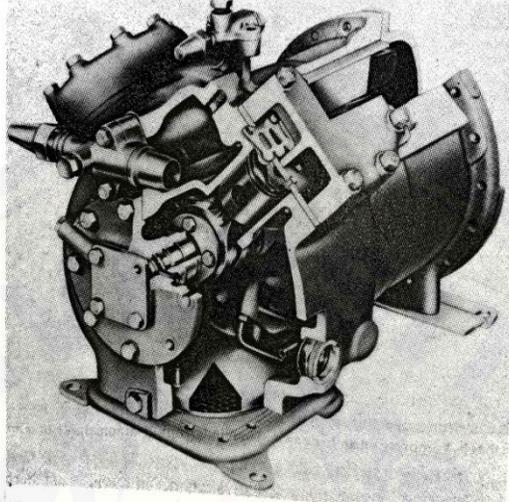
- a. Kompresor
- b. Kondensor
- c. Filter
- d. Pipa kapiler
- e. Evaporator



Gambar 2.1 Komponen Lemari Pendingin  
(Dossat & Roy, 1996).

### 2.1.1 Kompresor

Kompresor adalah jantung dari sistem kompresi uap. Empat jenis kompresor refrigerasi yang paling umum adalah kompresor torak (*reciprocating compressor*), sekrup (*screw*), sentrifugal, dan sudu (*vane*). Bagian pemipaan yang menghubungkan antara evaporator dengan kompresor dikenal dengan saluran hisap (*suction line*). Bagian pemipaan yang menghubungkan kompresor dengan kondensor disebut saluran buang (*discharge line*).



Gambar 2.2 Kompresor  
(Sumber: Stoecker and Jones, 1996).

Kompresor pada sistem refrigerasi yang paling sering digunakan adalah kompresor torak. Kompresor torak terdiri atas sebuah piston yang bergerak kedepan dan kebelakang didalam suatu silinder yang mempunyai katup hisap dan katup buang sehingga berlangsung proses pemompaan. Kompresor yang mempunyai jumlah silinder lebih dari satu disebut kompresor multi silinder. Kompresor multisiilinder, silinder-silindernya dapat disusun V, W, radial, atau lurus. (Stoecker and Jones, 1996).

Ditinjau dari penggeraknya, kompresor dibagi atas:

1. Kompresor Open Unit (*Open Type Unit*)

Kompresor jenis ini juga disebut sebagai *Belt-driven*. Kompresor terpisah dari tenaga penggeraknya, masing-masing berdiri sendiri dalam keadaan terpisah. Tenaga penggerak pada kompresor jenis ini umumnya adalah motor listrik. Putaran kompresor open unit adalah sebesar 500- 1500

rpm. Putaran putaran kompresor tersebut mudah diatur untuk dipercepat atau diperlambat dengan mengubah diameter pulley saja.

Keuntungan kompresor open unit antara lain adalah mudahnya pergantian motor pada saat terjadi kerusakan pada motor penggerak dan putaran yang dapat diatur dengan mengubah diameter pulley. Minyak pelumas pada kompresor jenis ini dapat dengan mudah dilakukan pemeriksaan. Kelemahan dari kompresor jenis ini adalah bentuknya yang menyita ruang yang besar serta resiko kebocoran pada seal poros engkol yang sering rusak.

## 2. Kompresor Semi Hermetik (*Semi Hermetic Unit*)

Kompresor dan motor penggerak pada jenis ini masing-masing dalam keadaan terpisah. Namun dihubungkan sehingga seolah-olah menjadi satu buah. Untuk memutar / menggerakkan kompresor, poros motor listrik dihubungkan dengan poros kompresornya langsung dengan cara menggunakan *crankshaft* yang menyambung dengan poros dari motor listrik

## 3. Kompresor Hermetik

Jenis kompresor ini adalah yang paling banyak dipakai sekarang. Kompresor dan elektro motor berada dalam satu unit yang tertutup rapat. Konstruksi kompresor dan elektro motor merupakan satu kesatuan dan kompresor digerakkan langsung oleh motor dengan poros engkol yang menjadi satu dengan motor. Kelemahan dari kompresor hermetik adalah jika terjadi kerusakan sedikit pada kompresor misalnya maka seluruh unit harus dibongkar. Keuntungan dari kompresor hermetik ialah bentuknya dapat menjadi lebih kecil dan tidak banyak memakan tempat. (Karyanto, 2003)

### 2.1.2 Kondensor

Uap bertekanan dan bertemperatur tinggi pada akhir kompresi dapat dengan mudah dicairkan dengan cara mendinginkannya dengan media pendingin (Basri, 2009). Kondensor merupakan komponen mesin pendingin yang berfungsi sebagai alat penukar panas sehingga terjadi proses kondensasi. Kondensor mempunyai tugas

untuk melepaskan panas refrigeran yang diserap pada saat proses kompresi. Pembuangan kalor pada kondensor berpendingin udara diteruskan ke udara sekitar, sedangkan untuk kondensor berpendingin air pelepasan kalor dibuang ke air sebagai media pendingin (Dossat & Roy, 1961).

Dilihat dari media yang digunakan, kondensor dapat dibedakan menjadi 2 macam:

1. Kondensor Berpendingin Udara (*Air Cooled Condenser*)

Yaitu kondensor yang menggunakan udara sebagai media pendinginnya. Adapun kondensor ini memiliki dua tipe antara lain:

- *Natural Draught Condenser*

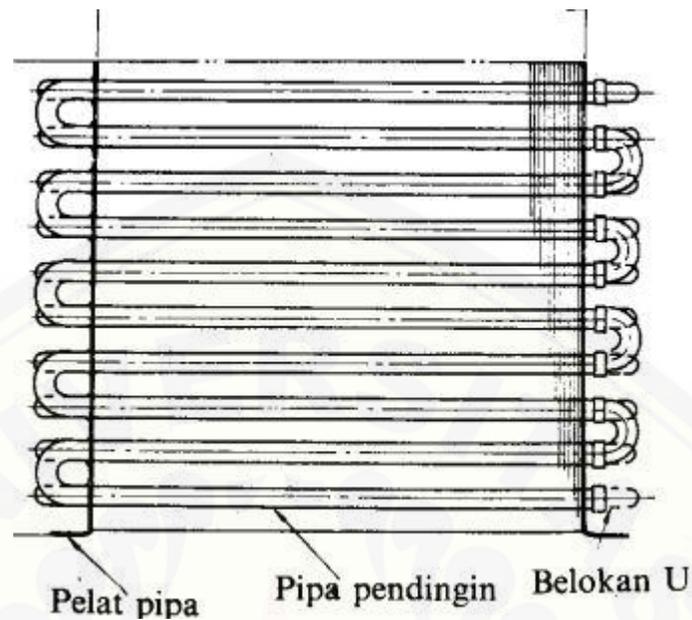
Dimana pelaksanaan perpindahan panasnya dilakukan dengan aliran udara secara alami.

- *Force Draught Condenser*

Dimana pelaksanaan perpindahan panasnya dilakukan dengan udara yang dipaksakan dengan kipas.

2. Kondensor Berpendingin Air (*Water Cooled Condenser*)

Kondensor jenis ini adalah kondensor yang menggunakan media air untuk proses kondensasinya. Kondensor jenis ini dapat dibagi menjadi dua menurut aliran airnya yaitu *ware water system* dan *recirculating water system*. Aliran air pada *ware water system* diambil dari sumber kemudian dialirkan melewati kondensor secara terus menerus kemudian dibuang. Tidak ada proses sirkulasi air didalamnya. Aliran pendingin pada *recirculating water system* disirkulasikan pada kondensor untuk menurunkan temperaturnya atau menjaga temperatur kondensor sesuai dengan kebutuhan.



Gambar 2.3 Kondensor  
(Sumber: Arismunandar, 1991)

### 2.1.3 Pipa Kapiler

Komponen penting lain yang dimiliki mesin pendingin adalah alat ekspansi. Alat ekspansi berfungsi untuk menurunkan tekanan refrigeran cair dan mengatur aliran refrigeran ke evaporator. Terdapat beberapa jenis alat ekspansi diantaranya adalah pipa kapiler, *superheat-controlled expansion valve*, katup apung (*floating valve*), dan katup ekspansi tekanan konstan (*constant-pressure expansion valve*).

Pipa kapiler adalah salah satu alat ekspansi yang sering digunakan pada mesin refrigerasi berukuran kecil. Pipa kapiler hampir digunakan pada seluruh mesin pendingin yang memiliki kapasitas refrigerasi hingga 10 KW. Pipa kapiler umumnya memiliki ukuran panjang 1 meter sampai 6 meter dengan diameter 0,5 hingga 2 mm. Cairan refrigeran yang memasuki pipa kapiler tersebut akan mengalami tekanan yang berkurang disebabkan oleh adanya gesekan dan percepatan refrigeran. Sejumlah cairan berubah menjadi uap ketika refrigeran mengalir melalui pipa kapiler. (Stoecker and Jones, 1996)

Fungsi pipa kapiler juga untuk membuat cairan freon dingin yang berasal dari kondensor terpancar dalam bentuk kabut sehingga suhu penguapan dari evaporator menjadi sangat rendah. Marwan (dalam Laksono, 2014) mengatakan bahwa semakin besar pipa kapilernya, semakin kecil tingkat pengkabutannya dan semakin jauh daya pancar cairan pendinginnya yang bisa berakibat bahan pendingin kembali ke kompresor masih dalam bentuk cair yang seharusnya sudah dalam bentuk gas. Hal ini membahayakan kompresor.



Gambar 2.4 Pipa Kapiler

#### A. Geometri Pipa Kapiler

Untuk memenuhi batasan-batasan yang diperlukan, banyak kombinasi antara lubang dan panjang pipa yang dapat dipakai. Sekali pipa kapiler dipasang maka pipa tersebut tidak dapat disetel lagi untuk mengatasi perubahan-perubahan pada tekanan buang, tekanan hisap, atau beban. Kompresor dan alat ekspansi harus mampu mencapai kondisi-kondisi hisap dan buang yang memungkinkan kompresor memompa refrigeran dari evaporator yang sama besarnya dengan yang dilewatkan oleh alat ekspansi (Stoecker and Jones, 1996).

Berbagai cara telah diteliti untuk meningkatkan prestasi kerja mesin pendingin melalui variasi geometri pipa kapiler. Penelitian tersebut kebanyakan didasarkan pada panjang, diameter kumparan, dan diameter lubang pipa kapiler. Adapun penelitian lain yang bertujuan untuk mengetahui prestasi kerja mesin pendingin adalah dengan mevariasikan jarak *pitch* pada pipa kapiler profil *helical* dan profil bergelombang. Akintude (2008) meneliti tentang jarak *pitch* pada pipa kapiler profil *helical* dan profil bergelombang. Hasil dari penelitian tersebut adalah bahwa jarak *pitch* pada pipa kapiler profil *helical* tidak berpengaruh secara signifikan terhadap kinerja mesin pendingin. Namun pada pipa kapiler profil bergelombang, *pitch* dan tinggi mempengaruhi kinerja sistem. Prestasi kerja mesin pendingin meningkat seiring dengan peningkatan *pitch* dan ketinggian.

Dalam mekanika fluida, bentuk dan perubahan geometri sistem perpipaan dapat berpengaruh terhadap aliran fluida yang mengalir didalamnya. Geometri tersebut dapat meliputi lubang masuk atau lubang keluar pipa, pemuaian atau penyusutan pipa, kelokan serta katup pada sistem perpipaan (White, 1986). Dengan demikian, bentuk lekukan pipa kapiler juga berpengaruh terhadap prestasi kerja mesin pendingin.

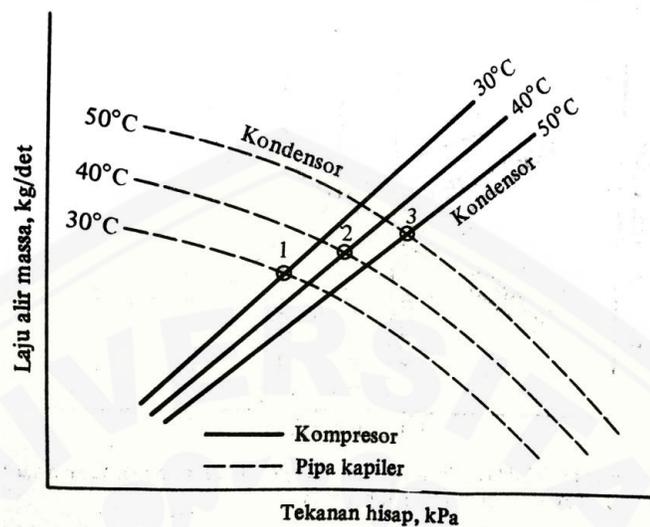
Belokan pipa menyebabkan hilangnya energi pada aliran yang cukup besar, hal ini dikarenakan pada belokan terjadi pemisahan aliran dan turbulensi. Semakin bertambahnya *reynold number* maka kerugian tekanan akan semakin meningkat, ini disebabkan pengaruh debit fluida yang mempengaruhi kecepatan rata-rata aliran fluida sehingga meningkatkan gesekan yang terjadi antara fluida dengan dinding pipa atau perubahan kecepatan yang dialami oleh pipa (Mustakim, 2015). Dalam aliran laminar kerugian tekanan pada aliran sebanding dengan kecepatan fluida, tetapi untuk aliran turbulen kerugian tekanan sebanding dengan kecepatan fluida pangkat 1,7-2 (White, 1986).

Lekukan pada pipa kapiler menyebabkan penurunan tekanan pada fluida kerja atau refrigeran yang mengalir didalamnya. Penurunan tekanan akan diiringi dengan penurunan temperatur refrigeran sehingga refrigeran yang akan memasuki evaporator memiliki beda temperatur lebih besar. Hal tersebut menyebabkan evaporator dapat menyerap kalor dari lingkungan yang lebih besar pula.

Dwinanda (2003) melakukan penelitian mengenai pengaruh lekukan pipa kapiler terhadap prestasi kerja mesin pendingin. Penelitian tersebut meliputi pipa kapiler lekukan spiral, bergelombang, maupun tanpa lekukan. Dari penelitian tersebut, lekukan spiral menghasilkan COP yang paling besar. Mittal (2010) meneliti mengenai pengaruh pipa kapiler *helical* adiabatik terhadap laju aliran massa refrigeran R-407C. Hasil dari penelitian tersebut didapatkan bahwa laju aliran massa refrigeran R-407C dibandingkan laju aliran massa pada pipa kapiler lurus, pipa kapiler *helical* dengan diameter kumparan 60 mm, 100 mm, dan 140 mm berkurang dengan rata-rata 10 persen, 7 persen, dan 5 persen.

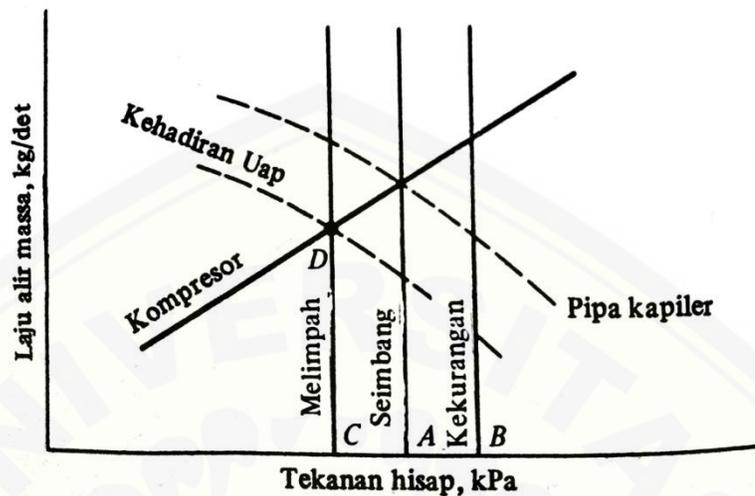
#### B. Beban Pendinginan

Kompresor dan alat ekspansi harus dalam kondisi seimbang yang memungkinkan kompresor untuk memompa refrigeran dari evaporator yang sama besarnya dengan yang dilewatkan oleh alat ekspansi. Titik keseimbangan antara pipa kapiler dan kompresor dapat ditinjau dari grafik laju aliran massa pipa kapiler dengan laju aliran massa kompresor.



Gambar 2.5 Titik Keseimbangan Kompresor – Pipa Kapiler  
(Sumber: Stoecker and Jones, 1996).

Pipa kapiler akan melewatkan refrigeran lebih banyak ke evaporator pada saat tekanan kondensor tinggi. Hal ini terjadi karena kenaikan beda tekanan dari kedua ujung pipa tersebut. Pada suhu 30°C misalnya, kompresor dan pipa kapiler harus dicari suatu tekanan hisap yang memungkinkan keduanya melewatkan aliran massa yang sama. Tekanan hisap tersebut ditemukan pada titik 1 yang merupakan titik kesetimbangan untuk suhu kondensor 30°C. Bila perpindahan kalor pada evaporator tidak dipenuhi pada titik keseimbangan kompresor – pipa kapiler, akan dihasilkan keadaan yang tidak seimbang yang dapat mengosongkan atau pengumpanan berlebih (*overfeed*) evaporator. Kekosongan pada evaporator terjadi bila tekanan hisap naik dan pipa kapiler tidak dapat mensuplai refrigeran yang cukup untuk mendinginkan permukaan-permukaan evaporator (Stoecker and Jones, 1996)..



Gambar 2.6 Grafik Kondisi Keseimbangan  
(Sumber: Stoecker and Jones, 1996).

Bila evaporator mengalami beban kalor yang berat, tekanan hisap akan naik ke titik B. Kompresor akan menarik refrigeran lebih banyak dari evaporator lebih banyak dari yang disuplai oleh pipa kapiler sehingga akan terjadi kekosongan pada evaporator. Untuk mengembalikan ke titik keseimbangan maka refrigeran harus dikembalikan ke kondensor sehingga daerah pengembunan berkurang dan tekanan kondensor naik. Dengan demikian, kapasitas kompresor menurun dan laju pengumpanan oleh pipa kapiler naik hingga keseimbangan dikembalikan. Kemungkinan lain untuk mengembalikan laju aliran seimbang adalah turunnya koefisien perpindahan kalor pada evaporator yang kekurangan refrigeran tersebut.

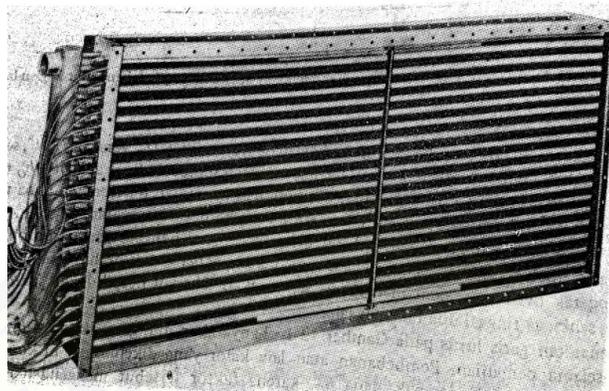
Bila beban pendinginan menurun hingga hingga lebih kecil dari kapasitas refrigerasi, akan dihasilkan suatu kondisi tak seimbang yang berlawanan. Tekanan dari suhu hisap akan turun hingga titik C. Pipa kapiler akan mensuplai refrigeran ke evaporator lebih banyak daripada yang dapat diserap oleh kompresor. Kemudian, refrigeran akan melimpah ke kompresor.

Kondisi ini dapat menyebabkan kerusakan pada kompresor apabila tidak dicegah. Kerusakan ini dapat dicegah dengan membatasi pengisian refrigeran ke dalam mesin pendingin. Titik D merupakan aliran yang seimbang. Namun, keadaan refrigeran saat memasuki pipa kapiler berada dalam daerah campuran sehingga menurunkan dampak refrigerasi (Stoecker and Jones, 1996)..

### 2.1.3 Evaporator

Evaporator adalah salah satu komponen utama mesin pendingin yang berfungsi untuk menyerap panas dari udara atau benda yang ada di ruangan yang akan didinginkan. Evaporator mempunyai fungsi yang berkebalikan dengan kondensor. Panas yang berada pada refrigeran didalam kondensor dibuang ke lingkungan. Refrigeran yang ada didalam evaporator menyerap panas lingkungan sehingga refrigeran tersebut akan menguap.

Evaporator dapat berupa koil telanjang tanpa sirip (*bare pipe coil*), koil bersirip (*finned coil*), pelat (*plate evaporator*), *shell and coil*, atau *shell and tube evaporator*. Jenis evaporator yang digunakan pada suatu sistem refrigerasi tergantung pada jenis aplikasinya (Stoecker and Jones, 1996). Bahan pendingin uap atau gas membawa kalor ke kompresor dan membuangnya keluar melalui kondensor. Evaporator yang digunakan untuk lemari es adalah jenis truksi evaporator kering yang terbuat dari bahan aluminium, tembaga, baja tahan karat dan lain lain (Karyanto, 2003)



Gambar 2.7 Evaporator  
(Sumber: Stoecker and Jones, 1996).

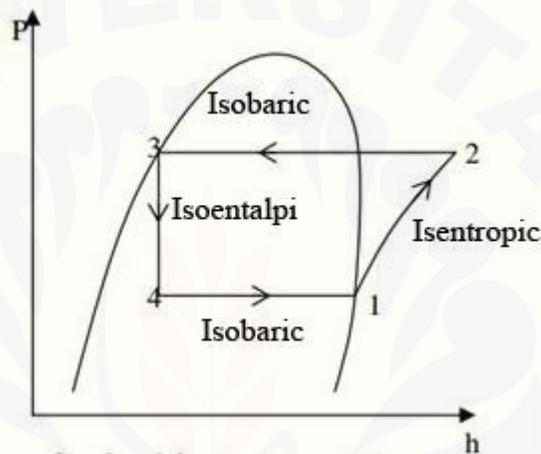
## 2.2 Siklus Refrigerasi

Siklus refrigerasi adalah siklus yang bekerja dengan mentransfer kalor dari media bertemperatur rendah ke media bertemperatur tinggi. Dalam siklus refrigerasi perpindahan kalor dilakukan dengan menggunakan kerja dari luar sistem. Siklus refrigerasi diklasifikasikan menjadi empat macam yaitu siklus kompresi uap (*vapor compression refrigeration cycle*), siklus gas (*gas refrigeration cycle*), siklus bertingkat (*cascade refrigeration cycle*), siklus absorpsi (*absorption refrigeration cycle*), dan siklus termoelektrik (*thermoelectric refrigeration cycle*). Namun yang akan kita bahas kali ini adalah siklus refrigerasi kompresi uap.

Siklus refrigerasi kompresi uap merupakan siklus refrigerasi yang paling sering digunakan pada mesin pendingin. Fluida kerja atau refrigeran pada siklus refrigerasi kompresi uap diberikan tekanan. Kemudian tekanan fluida diturunkan agar fluida tersebut dapat menguap kembali. Perubahan energi kinetik dan potensial pada saat menganalisa tiap komponen diabaikan, karena besar perubahan entalpi saat melalui komponen tersebut jauh lebih besar dibanding perubahan energi kinetik dan potensial (Handoyo, 2002).

Menurut Pramana (2014), mesin pendingin dengan siklus kompresi uap yaitu mesin pendingin yang kerjanya berasal dari kompresor. Penyerapan kalor dilakukan

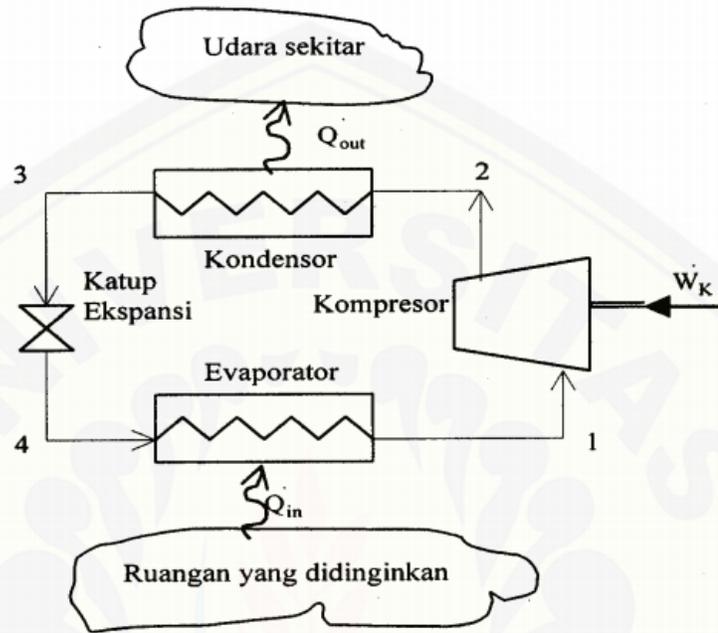
dalam evaporator yang memiliki temperatur dan tekanan yang rendah. Didalam evaporator, refrigeran menyerap kalor dari fasa uap jenuh lalu masuk ke kompresor. Karena kerja kompresor, refrigeran menjadi gas yang bertemperatur dan bertekanan tinggi. Untuk melepaskan kalor yang diserap oleh evaporator, refrigeran diembunkan dalam kondensor sehingga refrigeran menjadi cair. Sebelum memasuki evaporator, refrigeran diekspansikan melalui alat ekspansi dengan cara dikabutkan guna menurunkan temperatur dan tekanan.



Gambar 2.8 Diagram Siklus Kompresi Uap Standart  
(Sumber: Pramacakrayuda, 2010)

Proses 1-2 merupakan proses kompresi isentropik yang terjadi pada kompresor. Tekanan, temperatur, dan entalpi refrigeran naik pada proses tersebut. Refrigeran mengalami perubahan fase dari uap kering menjadi uap lanjut. Proses 2-3 menunjukkan pelepasan kalor secara isobarik. Menyebabkan penurunan panas lanjut dan penguapan refrigeran. Temperatur dan entalpi refrigeran turun dan mengalami perubahan fase dari uap panas lanjut menjadi cair. Proses 3-4 merupakan proses ekspansi secara isoentalpi, dari fasa cair menuju tekanan evaporator. Tekanan dan temperatur refrigeran turun, mengalami perubahan fase dari cair menjadi uap jenuh. Proses ini pada mesin pendingin terjadi di dalam pipa kapiler atau alat ekspansi. Dan pada proses 4-1 merupakan proses penyerapan kalor dan penguapan pada tekanan

konstan (isobarik). Temperatur dan entalpi refrigeran naik dan refrigeran mengalami perubahan fase dari uap campuran menjadi uap jenuh (Pramana, 2014).



Gambar 2.9 Skematik Sistem Pendingin Siklus Kompresi Uap Standart  
(Sumber: Handoyo, 2002)

Dengan bantuan diagram entalpi tekanan, besaran yang penting dalam sistem refrigerasi kompresi uap dapat diketahui. Besaran-besaran ini antara lain kerja kompresi, laju pengeluaran kalor, dampak refrigerasi, koefisien prestasi (COP), laju aliran massa, dan daya refrigerasi. Koefisien prestasi dari sistem kompresi uap adalah dampak refrigerasi dibagi dengan kerja kompresi.

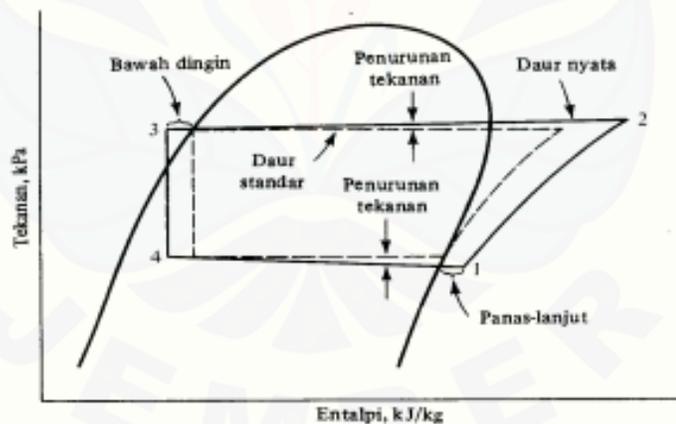
$$COP = \frac{q}{w} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \dots \dots \dots (2.1)$$

### 2.2.1 Siklus Kompresi Uap Aktual

Menurut Pramacakrayuda (2010), siklus kompresi uap kenyataannya mengalami penyimpangan dari kompresi uap standart. Perbedaan penting siklus kompresi uap aktual dari siklus kompresi uap standart adalah:

1. Terjadinya penurunan tekanan disepanjang pipa kondensor dan evaporator.
2. Adanya proses dibawah dingin (*subcooling*) cairan yang meninggalkan kondensor sebelum memasuki katup ekspansi.
3. Pendinginan lanjut uap yang meninggalkan evaporator sebelum memasuki kompresor.
4. Terjadi kenaikan entropi pada saat proses kompresi (kompresi tak isentropik)
5. Proses kompresi berlangsung non-adiabatik

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



Gambar 2.10 Siklus kompresi Uap Standar dan Aktual (Pramacakrayuda, 2010)

2.2.2 Dampak Refrigerasi, Kerja Kompresi

Besarnya kalor yang diambil oleh refrigeran pada evaporator dari lingkungannya akan sebanding dengan selisih entalpi antara keluaran dan masukan evaporator. Fenomena ini dikenal sebagai efek refrigerasi.

$$q_e = h_1 - h_4 \dots\dots\dots (2.2)$$

Keterangan:

$q_e$  = Efek refrigerasi (kJ/kg) atau (Btu/lb)

$h_1$  = Entalpi refrigeran keluaran evaporator (kJ/kg) atau (Btu/lb)

$h_4$  = Entalpi refrigeran masuk evaporator (kJ/kg) atau (Btu/lb)

Kerja kompresi adalah perubahan entalpi pada proses 1 - 2 pada gambar 2.6 atau  $h_1 - h_2$ . Hubungan ini diturunkan dengan persamaan:

$$h_1 + q = h_2 + w \dots\dots\dots (2.3)$$

Dengan perubahan energi kinetik dan energi potesial yang diabaikan karena pada kompresi adiabatik perpindahan kalor  $q$  nilainya nol, maka kerja  $w$  sama dengan  $h_1 - h_2$ . Perbedaan entalpi merupakan besaran yang negatif yang menunjukkan bahwa kerja diberikan kepada sistem.

Entalpi refrigeran akan mengalami kenaikan akibat energi yang ditambahkan oleh kompresor kepada refrigeran pada proses kompresi. Besarnya kenaikan energi refrigeran akan sebanding dengan kerja kompresor (Stoecker and Jones, 1996) yang dinyatakan dengan:

$$w = h_1 - h_2 \dots\dots\dots (2.4)$$

Keterangan:

$w$  = Kerja kompresor (kJ/kg) atau (Btu/lb)

$h_1$  = Entalpi refrigeran keluaran kompresor (kJ/kg) atau (Btu/lb)

$h_2$  = Entalpi refrigeran masuk kompresor (kJ/kg) atau (Btu/lb)

### 2.2.3 Kapasitas Refrigerasi

Kapasitas refrigerasi  $q$  adalah laju aliran massa  $\dot{m}$  dikalikan pengurangan refrigeran yang meninggalkan dan memasuki evaporator. Besarnya kapasitas refrigerasi dinyatakan dengan:

$$Q = \dot{m} (h_1 - h_4) \dots\dots\dots (2.5)$$

Keterangan:

$q$  = Kapasitas refrigerasi (kW)

$\dot{m}$  = Laju aliran massa (kg/det) atau (gr/det)

$h_1$  = Entalpi refrigeran keluaran evaporator (kJ/kg) atau (Btu/lb)

$h_4$  = Entalpi refrigeran masuk evaporator (kJ/kg) atau (Btu/lb)

## 2.3 Bahan Pendingin (refrigeran)

Refrigeran adalah media pembawa kalor yang bersirkulasi didalam mesin pendingin yang fasenya bisa diubah dari uap menjadi cair atau sebaliknya. Untuk sistem refrigerasi kompresi uap, refrigeran menyerap panas didalam evaporator pada temperatur dan tekanan rendah serta melepaskan panas pada kondensor pada tekanan serta temperatur tinggi (Pramana, 2014).

### 2.3.1 Persyaratan Refrigeran

Unit-unit refrigerasi digunakan untuk daerah temperatur yang luas, dari unit untuk keperluan pendinginan udara sampai refrigerasi. Refrigeran yang dipilih hendaknya sesuai dengan jenis kompresor yang dipakai serta karakteristik

termodinamika yang antara lain meliputi temperatur penguapan dan tekanan penguapan serta temperatur pengembunan dan tekanan pengembunan.

Persyaratan refrigeran untuk unit refrigerasi menurut Arismunandar (1991) adalah sebagai berikut:

1. Tekanan penguapan harus cukup tinggi

Refrigeran hendaknya memiliki temperatur penguapan pada tekanan yang lebih tinggi, sehingga dapat dihindari kemungkinan terjadinya vakum pada evaporator serta turunnya efisiensi volumetrik karena naiknya perbandingan kompresi.

2. Tekanan pengembunan yang tidak terlalu tinggi

Apabila tekanan pengembunannya rendah, maka perbandingan kompresinya menjadi lebih rendah sehingga penurunan prestasi kompresor dapat dihindarkan. Dengan tekanan pengembunan yang lebih rendah pada refrigeran menyebabkan mesin dapat berkerja lebih aman karena kemungkinan terjadinya kebocoran, kerusakan, ledakan 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 lebih kecil.

4. Volume spesifik (terutama dalam fase gas) yang cukup kecil

Refrigeran dengan kalor laten penguapan yang besar dan volume spesifik gas yang kecil (berat jenis yang besar) akan memungkinkan penggunaan kompresor dengan volume langkah torak yang lebih kecil. Dengan demikian, untuk kapasitas refrigerasi yang sama, ukuran unit refrigerasi yang bersangkutan menjadi lebih kecil.

5. Koefisien prestasi harus tinggi

Dari segi karakteristik termodinamika dari refrigeran, koefisien prestasi merupakan parameter yang terpenting untuk menekan biaya operasi.

6. Konduktifitas termal yang tinggi .

Konduktivitas termal sangat penting untuk menentukan karakteristik perpindahan kalor.

7. Viskositas yang rendah dalam fasa cair maupun fasa gas.

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

8. Konstanta dielektrika dari refrigeran yang kecil

Tahanan listrik yang besar, serta tidak menyebabkan korosi pada material isolator listrik (utamanya untuk kompresor hermatik)

9. Refrigeran hendaknya stabil dan tidak bereaksi dengan material yang dipakai, sehingga tidak menyebabkan korosi.

10. Refrigeran tidak boleh beracun dan berbau merangsang

11. Refrigeran tidak boleh mudah terbakar dan meledak

12. Refrigeran harus mudah dideteksi, jika terjadi kebocoran

13. Harganya tidak mahal dan mudah diperoleh

14. Ramah lingkungan

### 2.3.2 Jenis-Jenis Refrigeran

Proses pendinginan memerlukan suatu bahan yang mudah berubah fasa dari cair menjadi gas maupun sebaliknya. Proses perubahan fasa tersebut berfungsi untuk mengambil jalur melalui evaporator dan membuangnya melalui kondensor. Bahan pendingin tersebut disebut refrigeran. Refrigeran memiliki beberapa karekteristik termodinamika antara lain temperatur penguapan, temperatur pengembunan, dan tekanan pengembunan.

Adapun macam –macam refrigeran yaitu:

- a. Refrigeran fluorocarbon terhidrogenasi (HFC), yang terdiri dari hidrogen, fluorin, dan karbon. Karena mereka tidak menggunakan atom klor (yang digunakan dalam sebagian besar refrigeran) mereka dikenal sebagai salah satu yang paling merusak lapisan ozon kita.

- b. Refrigeran klorofluorokarbon terhidrogenasi (HCFC), yang terdiri dari hidrogen, klorin, fluorin, dan karbon. Refrigeran ini mengandung jumlah minimal klorin, yg tidak merusak lingkungan karena berbeda dari refrigeran lain.
- c. Refrigeran klorofluorokarbon (CFC), yang mengandung klorin, fluorin dan karbon. Refrigeran ini membawa jumlah kaporit yang tinggi sehingga dikenal sebagai refrigeran yang paling berbahaya untuk merusak lapisan ozon.

### 2.3.3 Dampak Penggunaan Refigeran

Refrigeran atau freon adalah fluida yang memiliki peran penting dalam kinerja mesin pendingin. Banyak mesin pendingin yang masih menggunakan *chlorofluorocarbon* atau CFC sebagai refrigeran. CFC memiliki sifat yang stabil, tidak mudah terbakar, tidak beracun dan cocok untuk komponen-komponen mesin pendingin. Namun, pada akhir tahun 1970-an ditemukan bahwa CFC dapat merusak lapisan ozon.

Lapisan ozon adalah lapisan yang melindungi bumi dari radiasi yang berbahaya. CFC juga menjadi salah satu penyebab dari efek rumah kaca. Gas rumah kaca disebabkan karena meningkatnya konsentrasi gas karbondioksida dan gas berbahaya lainnya di atmosfer. Gas-gas ini banyak disebabkan oleh pembakaran bahan bakar minyak dan bahan bakar organik lainnya yang melampaui kemampuan tumbuhan dan laut untuk mengabsorbsinya.

Mesin pendingin komersial pada umumnya menggunakan R12 atau R134a sebagai refrigeran karena memiliki karakteristik yang sangat baik. Namun menurut protokol Monreal dan Kyoto, R12 dilarang penggunaannya. Penggunaan R134a sebagai refrigeran juga dikurangi. Alasan dilarangnya penggunaan R12 adalah karena memiliki ODP. Adapun pengurangan penggunaan R134a disebabkan oleh tingginya GWP (El-Morsi, 2015).

Tabel 2.1 ODP dan GWP beberapa refrigeran

Refrigeran	Chemical Formula	Liquid density (kg/m <sup>3</sup> ) at 20 °C	ODP	GWP
R12	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	1328.9	1	10.900
R134a	CH <sub>2</sub> FCF <sub>2</sub>	1225.3	0	1430
R290	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	500.1	0	<20
R600a	iC <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	556.9	0	<20
R436a	CH <sub>3</sub> H <sub>8</sub> + C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	525	0	<20

(Sumber: Rasti, 2012)

Telah banyak diciptakan refrigeran yang tidak merusak lingkungan sebagai pengganti CFC. Refrigeran tersebut adalah HC (*Hydrocarbon*). Hidrokarbon memiliki beberapa kelebihan antara lain ramah lingkungan yang ditunjukkan dengan nilai ODP (*Ozon Depleting Potential*) nol, dan nilai GWP (*Global Warming Potential*) yang dapat diabaikan. Hidrokarbon juga memiliki karakteristik perpindahan kalor yang baik, kerapatan fasa uap yang rendah, dan kelarutan yang baik dengan pelumas mineral.

#### 2.4.4 LPG (*Liquified Petroleum Gas*)

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

Komponen LPG didominasi propana (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>) dan butana (C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>). LPG juga mengandung hidrokarbon ringan lain dalam jumlah kecil, misalnya etana (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>) dan pentana (C<sub>5</sub>H<sub>12</sub>). Dalam kondisi atmosfer, LPG akan berbentuk gas. Volume LPG dalam bentuk cair lebih kecil dibandingkan dalam bentuk gas untuk berat

yang sama. Karena itu LPG dipasarkan dalam bentuk cair dalam tabung-tabung logam bertekanan. Untuk memungkinkan terjadinya ekspansi panas (*thermal expansion*) dari cairan yang dikandungnya, tabung LPG tidak diisi secara penuh, hanya sekitar 80-85% dari kapasitasnya. Rasio antara volume gas bila menguap dengan gas dalam keadaan cair bervariasi tergantung komposisi, tekanan, dan suhu, tetapi biasanya sekitar 250 : 1 (Yudisworo, 2014).

Tabel 2.2 Karakteristik Propana dan Butana

Sifat-sifat	Propana	Butana
Rumus kimia	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>
Temperatur pijar (°C)	470 -510	490
Temperatur bakar – udara (°C)	1025	1900
Temperatur bakar - O <sub>2</sub> (°C)	2500	2925
Temperatur didih (°C)	-42	-0.5
Berat Jenis terhadap udara	1.55	2.09
Massa molekul	44.10	58.13
Temperatur kritis (°C)	96.8	152
Tekanan kritis	4254	3794
Titik beku (°C)	-187.7	-138.5

(Sumber: Syahri 2006 dalam Kusuma, 2015)

Berdasarkan spesifikasi LPG yang dikeluarkan Direktorat Jenderal Minyak dan Gas Bumi No. 26525.K/10/DJM.T/2009, komposisi produk LPG minimal mengandung campuran propana dan butana sebesar 97% dan maksimum 2% merupakan campuran pentana dan hidrokarbon yang lebih berat. Batasan komposisi propana dan butana dalam spesifikasi tersebut dibatasi dengan parameter maksimum tekanan uap yang ditentukan (145 psi). Komposisi campuran tersebut dijaga pada level tekanan 120 psi atau 8 bar atau 8 kali tekanan udara luar. Komposisi tersebut juga telah mempertimbangkan keamanan dan kemampuan aksesoris sesuai standar SNI.

Beberapa sifat yang dimiliki oleh gas LPG antara lain:

a. Wujud

Gas LPG yang ada di dalam tabung berwujud cair dan sebagian berwujud uap. Namun apabila gas tersebut dikeluarkan dari tabung, wujudnya berubah menjadi gas. Wujud awal dari LPG adalah gas, dan di pasaran dijual dalam bentuk cair. Dengan adanya perubahan wujud akibat temperatur dan tekanan, maka volume gas juga berubah.

b. Massa Jenis (*Density*)

Massa jenis gas yaitu banyaknya massa (kg) dari gas yang mempunyai volume sebesar  $1,0 \text{ m}^3$  pada kondisi tertentu (diukur pada temperatur  $0^\circ\text{C}$ , dan tekanan 1013 mbar /  $1,013 \text{ kg/cm}^2$ ). Massa jenis gas propana adalah  $2,004 \text{ kg/m}^3$ , gas butana adalah  $2,703 \text{ kg/m}^3$ , dan udara sebesar  $1,293 \text{ kg/m}^3$ . Dari sini kita bisa diketahui bahwa dengan volume yang sama yaitu  $1,0 \text{ m}^3$ , massa propana, butana dan udara berbeda-beda.

c. *Specific Gravity*

*Specific gravity* adalah perbandingan antara massa jenis fluida (*fluid density*) dengan massa jenis fluida tertentu (*specified reference density*). Massa jenis relatif gas adalah perbandingan antara massa jenis gas dengan massa jenis udara (udara luar atau udara bebas). Massa jenis relatif udara adalah 1. Massa jenis relatif dari propana yaitu  $2,004 \text{ kg/m}^3 : 1,293 \text{ kg/m}^3$  sama dengan 1,55 dan massa jenis relatif dari butana adalah sebesar 2,09. Apabila massa jenis relatif dari suatu gas lebih kecil daripada 1, maka gas tersebut akan naik ke udara. Namun apabila massa jenis relatifnya lebih kecil dari 1, maka gas tersebut akan turun ke tanah (mencari/mengalir ke tempat yang lebih rendah).

d. Temperatur Nyala (*Ignition Temperature*)

Temperatur nyala untuk propana adalah  $5100^\circ\text{C}$ , sedangkan butana adalah  $4600^\circ\text{C}$ . Dari data ini kita bisa tahu bahwa apabila ada LPG yang terlepas atau bocor dari tabung gas ke udara bebas, gas tersebut tidak akan

terbakar dengan sendirinya. Karena temperatur udara bebas biasanya sekitar 270°C. Untuk menimbulkan nyala pada peralatan yang menggunakan bahan bakar gas, misalnya kompor gas, kita menggunakan alat penyalu atau api penyalu. Apabila temperatur udara bebas ini minimal sama dengan temperatur nyala, maka gas tersebut berada dalam kondisi *autoignition temperature* yaitu temperatur terendah dimana bahan akan terbakar dengan sendirinya tanpa diberi sumber nyala.

e. Batas Nyala (*Flammable Range*)

Batas nyala (*Flammable Range*) atau disebut juga batas meledak (*Explosive Range*) adalah perbandingan campuran (dalam bentuk prosentase) antara gas dengan udara, dimana pada batas tersebut dapat terjadi nyala api atau ledakan. Nilai batas nyala bawah disebut juga *Lower Explosive Limit* (LEL) yaitu batas minimal konsentrasi uap bahan bakar di udara dimana bila ada sumber api, gas tersebut akan terbakar. Nilai batas atas atau *Upper Explosive Limit* (UEL) yaitu batas konsentrasi maksimal uap bahan bakar di udara dimana bila ada sumber api, gas tersebut akan terbakar. Batas nyala (*Flammable Range*) untuk propana adalah antara 2,4% sampai dengan 9,6% dan butana antara 1,9% sampai dengan 8,6%. Ini artinya bahwa misalnya terjadi campuran 2,4% propana dengan 97,6% udara, maka campuran tersebut akan dapat menyala, tetapi jumlah gas propana ini merupakan jumlah yang minimal. Apabila jumlah propana kurang dari 2,4%, maka tidak akan terjadi nyala. Demikian sebaliknya, apabila jumlah propana lebih dari 9,6% juga tidak akan terjadi nyala. Sebagai contoh terjadi campuran 15% propana dan 85% udara, maka tidak akan terjadi nyala. Jadi kesimpulannya bahwa meskipun ada sumber api tetapi karena perbandingan campuran antara propana dengan udara di bawah atau di atas batas nyala (*Flammable Range*), maka tidak akan terjadi pembakaran. Dengan mengetahui batas nyala (*flammable range*) dari gas, kita bisa mencegah dan mengantisipasi bahaya dari LPG (elpiji) tersebut. Dengan mengetahui bahwa gas akan terbakar

apabila mempunyai campuran dengan udara dengan perbandingan tertentu, maka apabila ada gas yang bocor, salah satu tindakan sederhana yang bisa dilakukan adalah dengan membuka pintu atau jendela atau berusaha mengipas-ngipas gas tersebut agar keluar ruangan. Hal ini dimaksudkan gas tersebut komposisi campurannya kurang dari 1,9% (untuk gas propana). Dengan demikian gas tersebut tidak bisa terbakar, meskipun ada sumber api.

#### 2.4 Penelitian Terdahulu

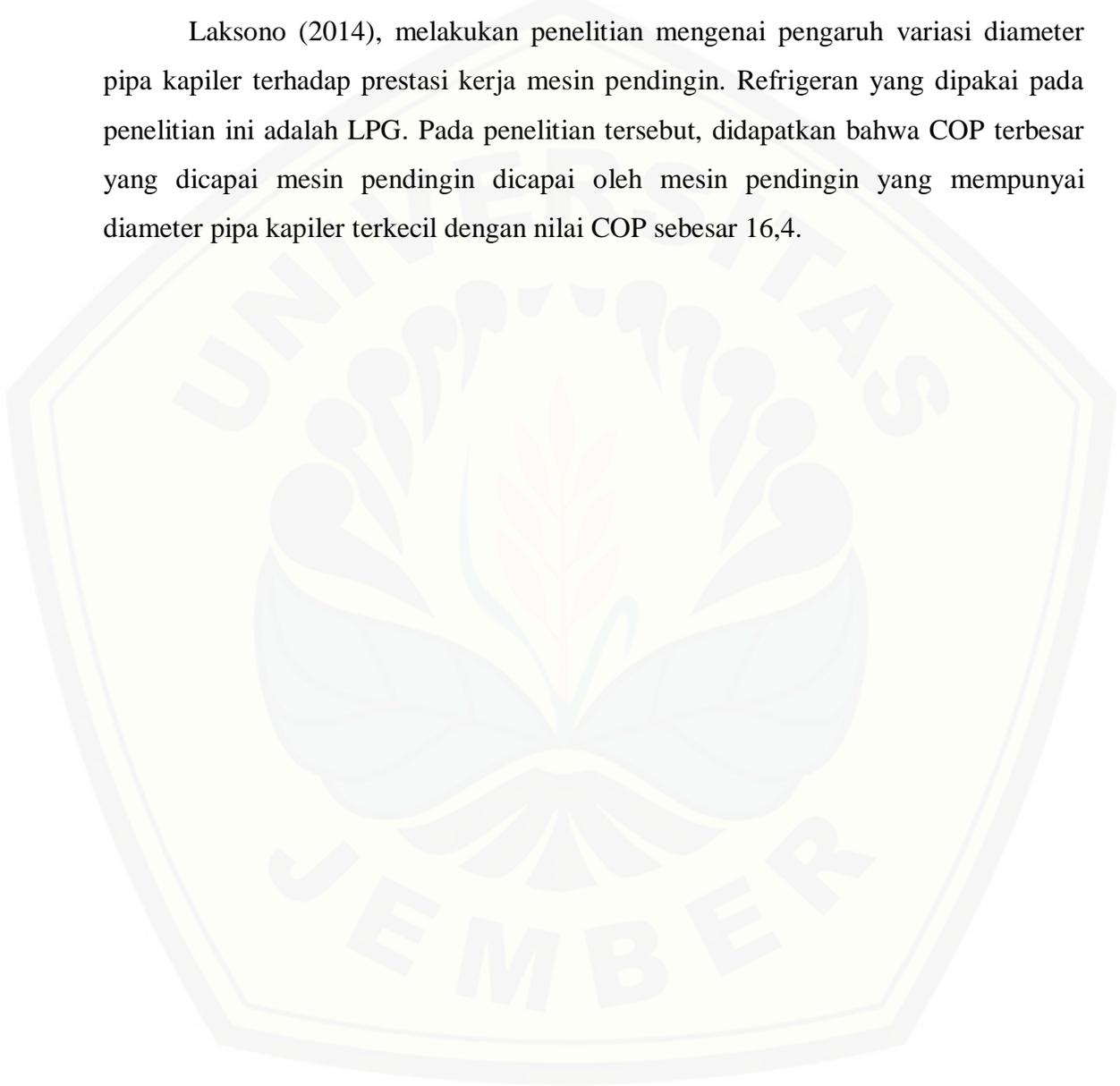
Fatouh dan Kafafi (2006) meneliti tentang evaluasi kinerja mesin pendingin yang berkerja menggunakan refrigeran LPG. Komposisi LPG yang digunakan adalah 60% propana dan 40% butana diuji pada mesin pendingin menggantikan R134A dengan menggunakan variasi panjang pipa kapiler dan massa refrigeran. Penelitian tersebut menunjukkan Konsumsi energi terkecil didapat pada mesin pendingin menggunakan LPG dengan kombinasi panjang pipa kapiler 5 meter dan massa 60 g LPG. COP yang dihasilkan pada refrigeran LPG lebih tinggi sekitar 7.6 % dari refrigeran R134a.

Akash dan Said (2003) telah meneliti tentang kinerja LPG sebagai kemungkinan pengganti refrigeran R-12 pada mesin pendingin domestik. Penelitian ini menggunakan variasi massa refrigeran yaitu dengan menggunakan massa refrigeran sebanyak 50, 80, dan 100 gram. Hasil yang didapat adalah LPG memiliki perbandingan yang baik dengan R-12. Secara keseluruhan, COP terbaik didapatkan pada massa refrigeran LPG 80 gram. Kapasitas pendinginan LPG lebih besar 3 – 4 kali daripada menggunakan R-12..

Widodo (2014) meneliti mengenai pengaruh penambahan *fan* pembuang udara pada kondensor terhadap prestasi kerja mesin pendingin menggunakan refrigeran LPG. Hasil dari penelitian tersebut didapatkan bahwa refrigeran LPG meningkatkan prestasi kerja 36.2% lebih tinggi dibanding refrigeran R22. Penambahan *fan* pembuang udara dapat memperbesar prestasi kerja mesin pendingin dengan meningkatkan dampak refrigerasi dan menurunkan kerja kompresi.

Penambahan *fan* 14.4 Watt memiliki prestasi kerja terbaik dengan dengan peningkatan COP sebesar 24.5% dan dapat menghasilkan keuntungan daya sebesar 183.509 Watt dibandingkan dengan tanpa penambahan *fan*.

Laksono (2014), melakukan penelitian mengenai pengaruh variasi diameter pipa kapiler terhadap prestasi kerja mesin pendingin. Refrigeran yang dipakai pada penelitian ini adalah LPG. Pada penelitian tersebut, didapatkan bahwa COP terbesar yang dicapai mesin pendingin dicapai oleh mesin pendingin yang mempunyai diameter pipa kapiler terkecil dengan nilai COP sebesar 16,4.



## BAB 3. METODE PENELITIAN

### 3.1 Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan adalah metode eksperimental dengan variasi diameter pipa kapiler *double helical* dengan LPG sebagai refrigeran mesin pendingin. Variasi diameter dilakukan dengan mengganti pipa kapiler dengan diameter yang berbeda namun dengan panjang yang sama. Pergantian diameter pipa kapiler dilakukan dalam keadaan sistem yang sama. Berdasarkan data tersebut dapat ditentukan kondisi refrigeran pada setiap titik didalam siklus. Selanjutnya dapat dihitung kerja kompresi, daya kompresi, dampak refrigerasi, kapasitas refrigerasi, dan koefisien prestasi mesin pendingin pada setiap variasi diameter pipa kapiler yang digunakan.

### 3.2 Waktu dan Tempat Penelitian

Penelitian ini dilakukan pada bulan Mei 2016 – Juni 2016. Proses penelitian mesin pendingin ini dilakukan diantaranya dengan melakukan persiapan alat pengujian dan pengambilan data yang dilaksanakan di Bengkel Pak Hariyanto Jl. Kaliurang RT 03 RW 02 Jember.

### 3.3 Alat dan Bahan Penelitian

#### 3.3.1 Alat

- a. Lemari pendingin satu pintu
- b. Termokopel
- c. *Thermoreader*
- d. Pressure gauge
- e. Las
- f. Manifold sebagai alat pengisian refrigeran LPG

### 3.3.2 Bahan

Fluida kerja atau refrigeran yang digunakan dalam penelitian ini adalah LPG 100 gram dan pipa kapiler dengan lekukan *double helical* yang mempunyai variasi diameter antara lain sebesar 0,026 inchi, 0,028 inchi, 0,031 inchi, dan 0,055 inchi dengan panjang masing - masing 2 meter.



Gambar 3.1 Profil *double helical* pipa kapiler

## 3.4 Variabel Penelitian

### 3.4.1 Variabel Bebas

Variabel bebas pada penelitian ini adalah variasi diameter pipa kapiler dengan lekukan *double helical* pada diameter 0,026 inchi, 0,028 inchi, 0,031 inchi, dan 0.055 inchi dengan panjang masing – masing 2 meter.

### 3.4.2 Variabel Terikat

Variabel terikat adalah faktor-faktor yang diobservasi dan diukur untuk menentukan adanya pengaruh variabel bebas, yaitu faktor yang muncul, atau tidak muncul, atau berubah sesuai dengan yang diperkenalkan oleh peneliti. Variabel terikat pada penelitian ini adalah tekanan dan temperatur pada titik yang telah ditentukan saat penelitian.

### 3.5 Prosedur Penelitian

#### 3.5.1 Persiapan dan Pengujian

Sebelum penelitian dilakukan, terlebih dahulu dilakukan persiapan penelitian.

Persiapan tersebut diantaranya adalah :

- a. Kondisi pipa kapiler terhadap sumbatan.
- b. Pemasangan pipa kapiler dengan profil lekukan *double helical* dengan diameter yang telah ditentukan.
- c. Kondisi *pressure gauge* untuk pengukuran tekanan aliran yang terjadi pada titik yang diamati.

#### 3.5.2 Pemeriksaan alat pengujian

Memeriksa semua kelengkapan alat uji dan komponen mesin pendingin kemudian melakukan penyetelan. Selanjutnya melakukan pemvakuman untuk memastikan tidak ada sisa udara dalam sistem. Kemudian melakukan pengisian refrigeran LPG kedalam sistem. Setelah itu, dilakukan pengecekan kondisi lemari pendingin untuk mengantisipasi terjadinya kebocoran.

#### 3.5.3 Tahap Pengambilan Data

1. Pemasangan alat ukur tekanan (*pressure gauge*) pada titik –titik yang telah ditentukan menggunakan terminal port.
2. Pengisian refrigeran mesin pendingin menggunakan LPG.
3. Pemasangan alat ukur temperatur (*termokopel*)
4. Mengoperasikan mesin pendingin sampai keadaan stabil (dengan asumsi mesin beroperasi setelah 3 jam dari waktu penyalaan).
5. Mencatat tekanan dan temperatur yang ditunjukkan pada masing – masing titik dengan interval waktu 15 menit.
6. Pengumpulan data.
7. Perhitungan data entalpi menggunakan *software coolpack*.

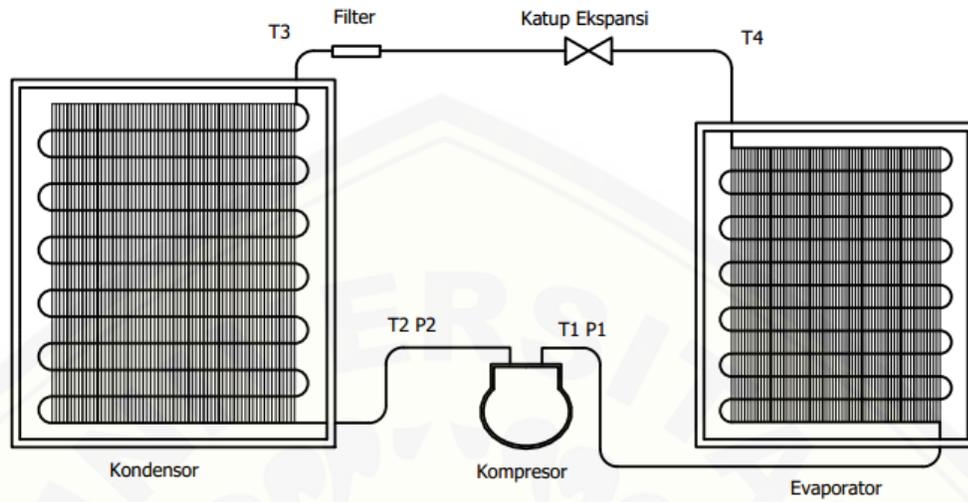
Tabel 3.1 Pengambilan Data

Waktu (menit)	Temperatur (°C)				Tekanan (bar)	
	T1	T2	T3	T4	P1	P2
15						
30						
45						
60						
75						
90						
105						
120						
135						
150						
165						
180						

#### 3.5.4 Pengolahan Data

Dari penelitian yang dilakukan, akan diperoleh data nilai temperatur dan tekanan pada masing - masing titik. Selanjutnya dari data tersebut akan diketahui :

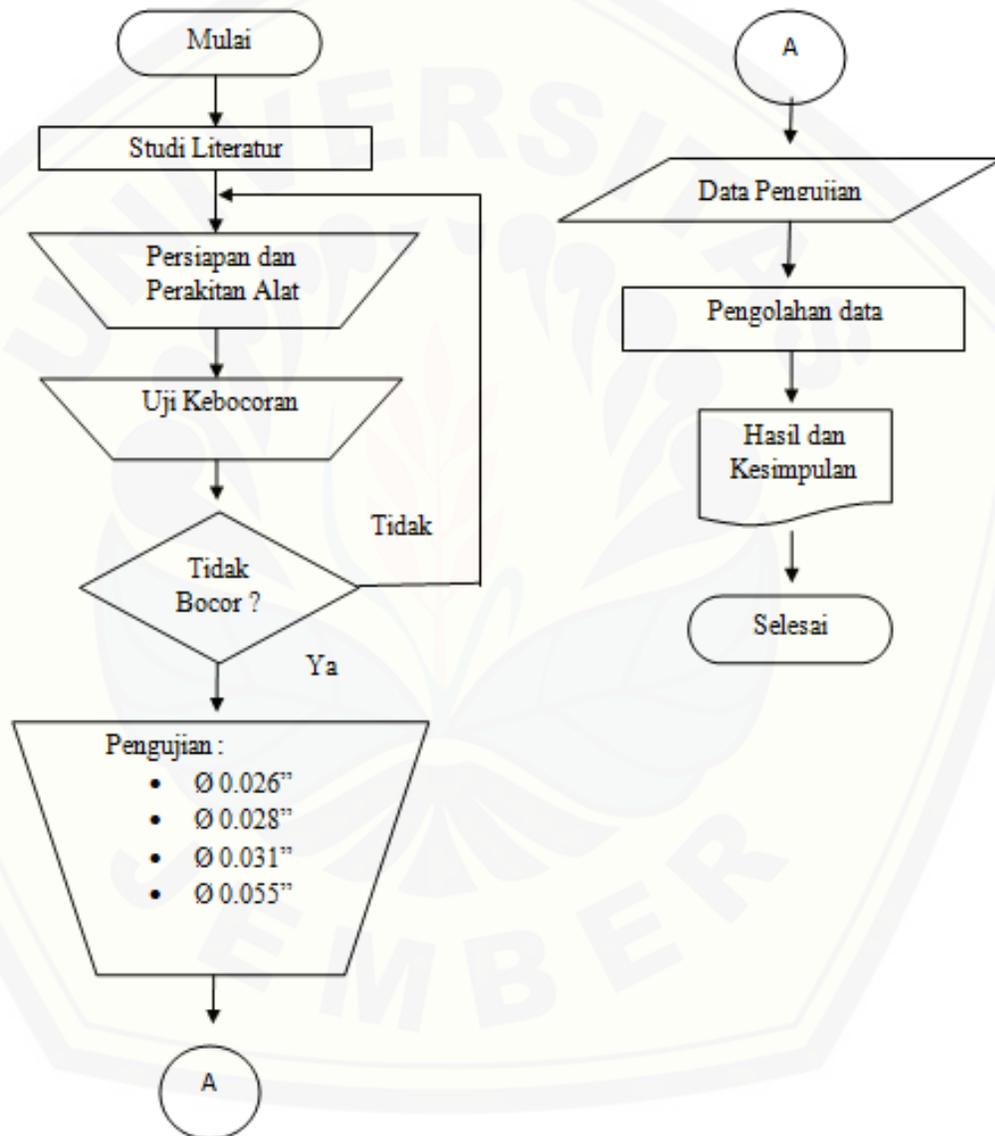
1. Nilai entalpi (h) dari tabel *thermodynamics properties (gasco refrigerant)* dan *software coolpack*.
2. Dari nilai entalpi dapat diperoleh:
  - a. Dampak refrigerasi  $q_e = h_1 - h_4$
  - b. Kerja Kompresi  $w = h_2 - h_1$
  - c. Kapasitas refrigerasi  $Q = \dot{m} (h_1 - h_4)$
  - d. Koefisien Prestasi  $COP = \frac{q_L}{w_{net.in}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$
  - e. Daya Kompresor  $W = \dot{m} \cdot w$



Gambar 3.2 Skema Penelitian

### 3.6 Diagram Alir Penelitian

Secara ringkas, penelitian ini dapat digambarkan menggunakan diagram sebagai berikut\



## BAB 5. PENUTUP

### 5.1 Kesimpulan

Dari hasil pengujian yang telah dilakukan, didapat beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Kerja kompresi terbesar terjadi pada variasi diameter pipa kapiler 0,028 inchi yaitu sebesar 74,91 kJ/kg. Kerja kompresor terkecil yaitu sebesar 50,64 kJ/kg yang dimiliki oleh pipa kapiler dengan diameter 0,026 inchi. Dari data tersebut, variasi diameter pipa kapiler *double helical* 0,026 inchi menaikkan kerja kompresor sebesar 1,1%.
2. Dampak refrigerasi terbesar dimiliki oleh pipa kapiler dengan diameter 0,026 inchi yaitu sebesar 454,30 kJ/kg. Dampak refrigerasi terkecil yaitu sebesar 401,48 kJ/kg didapatkan dengan variasi diameter 0,055 inchi. Variasi diameter pipa kapiler *double helical* 0,026 inchi menaikkan dampak refrigerasi sebesar 2,3% sedangkan pada pipa kapiler 0,028 inchi menaikkan dampak refrigerasi sebesar 1,3%.
3. Perbandingan daya kompresor pada masing-masing variasi menunjukkan bahwa daya kompresor pada diameter 0,026 inchi sama dengan daya kompresor pada mesin pendingin standar yaitu sebesar 0,2 kW. Daya kompresor pada diameter 0,028 menunjukkan peningkatan daya kompresor sebesar 50% dengan nilai sebesar 0,3 kW.
4. Kapasitas refrigerasi terbesar berturut-turut pada penelitian ini didapatkan pada diameter pipa kapiler *double helical* 0,026 inchi sebesar 1,82 kW, 0,028 inchi sebesar 1,79 kW, 0,031 inchi sebesar 1,71 kW, dan 0,055 inchi sebesar 1,20 kW. Dibandingkan dengan kapasitas refrigerasi standart, pipa kapiler *double helical* 0,026 inchi dan 0,028 inchi menaikkan kapasitas refrigerasi sebesar 2,8% dan 1,1%.
5. COP (*Coefficient of Performance*) yang dimiliki oleh pipa kapiler *double helical* berdiameter 0,026 inchi merupakan COP terbesar yaitu sebesar 8,99.

COP terkecil didapat pada diameter 0,028 yaitu sebesar 5,98. Penggunaan pipa kapiler *double helical* berdiameter 0,026 inchi dapat meningkatkan *COP* mesin pendingin sebesar 2,2 % dari mesin pendingin standar.

## 5.2 Saran

Dari penelitian yang telah dilakukan, maka saran yang diajukan antara lain adalah:

1. Penelitian selanjutnya diharapkan dilakukan pada kondisi ruangan yang konstan sehingga tidak mempengaruhi alat ukur yang digunakan.
2. Penelitian selanjutnya lebih memperhatikan celah – celah pada mesin pendingin sehingga tidak terjadi pertukaran panas antara ruangan yang didinginkan dengan lingkungan.
3. Lebih memperhatikan kebocoran utamanya pada sambungan komponen – komponen mesin pendingin sehingga dapat diantisipasi.

**DAFTAR PUSTAKA**

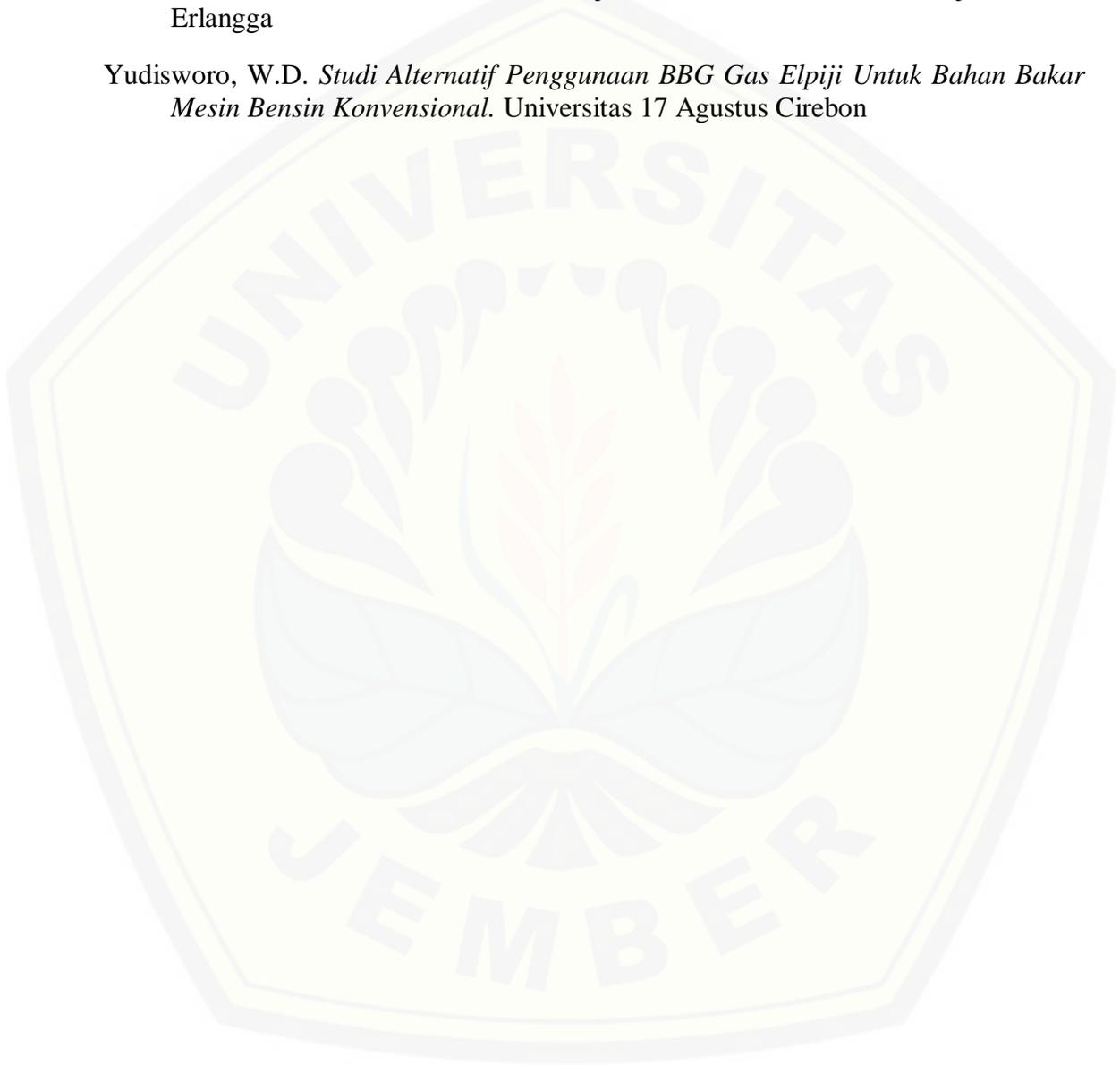
- Akash, B.A., Said, S.A. 2003. Energi Conversion and Management: *Assessment of LPG as a Possible Alternative to R-12 in Domestic Refrigerator*. Vol. 44: 381-388
- Akintude, M. A., 2008. The Pasific Journal of Science and Technology: *Effect of Coiled Tube Pitch on Vapour Compression Refrigeration System Performance*. Vol. 9 (2): 284 – 293
- Anwar, K., Arif, A., Piarah, W.H., 2010. Jurnal Mekanikal: *Efek Temperatur Pipa Kapiler Terhadap Kinerja Mesin Pendingin*. Jurnal Mekanikal. Vol. 1 (1): 30-39
- Arismunandar, W., Saito, H. 1991. *Penyegaran Udara*. Jakarta. PT Pradya Paramita
- Aziz, A., Hanif. 2008. Jurnal Teknik Mesin: *Penggunaan Hidrokarbon Sebagai Refrigeran Pada Mesin Refrigerasi Siklus Kompresi Uap Hibrida Dengan Memanfaatkan Panas Buang Perangkat Pengkondisi Udara*. Vol. 5 (1)
- Basri, M.H. 2009. Jurnal SMARTek : *Efek Perubahan Laju Aliran Massa Air Pendingin Pada Kondensor Terhadap Kinerja Mesin Refrigerasi Fokus 808*. Vol. 7 (3): 197 -203
- Departemen Energi dan Sumber Daya Mineral Republik Indonesia. 2009. *Standar Mutu (Spesifikasi) Bahan Bakar Jenis Liquefied Petroleum Gas (LPG) Yang Dipasarkan Di Dalam Negeri*. Jakarta: Direktorat Jenderal Minyak dan Gas Bumi
- Dossat, Roy J. 1961. *Principle of Refrigeration*. John Willey & Sons. Jepang
- Dwinanda, D. 2003. *Analisis Pengaruh Bentuk Lekukan Pipa Kapiler Pada Refrigerator*. Universitas Gunadarma
- El-Morsi, M. 2015. Energy: *Energy and Exergy Analysis of LPG (Liquefied Petroleum Gas) as a Drop in Replacement for R134a in Domestic Refrigerator*. Vol. 86: 344-353.
- Fatouh, M., Kafafy, M.E. 2006. Applied Thermal Engineering: *Experimental Evaluation of a Domestic Refrigerator Working With LPG*. Vol. 26: 1593-1603
- Handoyo, E.A., Lukito, A. 2002. Jurnal Teknik Mesin : *Analisis Pengaruh Pipa Kapiler yang Dililitkan pada Line Suction Terhadap Performansi Mesin Pendingin*. Vol. 4 (2): 94 – 98

- Helmi, R. *Perbandingan COP Pada Refrigerator Dengan Refrigeran CFC R12 HC R134a Untuk Panjang Pipa Kapiler yang berbeda*. Universitas Brawijaya
- Karyanto, E. 2003. *Teknik Mesin Pendingin*, Vol. 1. Jakarta : CV Restu Agung
- Kusuma, D. D. H. 2015. *Pengaruh Variasi Panjang Pipa Kapiler Yang Dililitkan Pada Line Suction Terhadap Prestasi Mesin Pendingin Dengan LPG Sebagai Refrigeran*. Universitas Jember. Jember.
- Laksono, A.F. 2014. *Analisis Pengaruh Diameter Pipa Kapiler Terhadap Prestasi Kerja Pada Mesin Refrigerator Berbasis LPG Sebagai Refrigeran*. Skripsi Sarjana Teknik pada FT Universitas Jember
- McMullan, J.T. 2002. *Refrigeration and The Environment-Issues and Strategies for the Future*. *International Journal of Refrigeration* Vol.25: 89-99.
- Mittal, M. K., Kumar, R., dan Gupta, A. 2010. *International Journal of Refrigeration: An Experimental Study of The Flow of R-407C in An Adiabatic Helical Capillary Tube*. Vol 33: 840 – 847
- Mustakim., Syakura, A. 2015. *TURBO (Jurnal Teknik Mesin): Pengaruh Reynold Number (Re) Terhadap Head Losses Pada Variasi Jenis Belokan Pipa (Berjari-jari dan Patah)*. Vol. 3(2): 19-24
- Pisano, Martinez-Ballester, Corberan, dan Mauro. 2015. *International Journal of Refrigeration: Optimal Design of a Light Commercial Freezer Through the Analysis of Combined Effect of Capillary Tube Diameter and Refrigerant Charger on the Performance*. Vol 52: 1 – 10
- Pramacakrayuda, Nugraha, Wijaksana, dan Suarnadwipa. 2010. *Jurnal Ilmiah Teknik Mesin CakraM: Analisis Performasi Sistem Pendingin Ruangan Dikombinasikan dengan Water Heater*. Vol. 4. (1): 57 – 61
- Pramana, A. 2014. *Unjuk Kerja AC Mobil Dengan Refrigeran LPG-CO<sub>2</sub> Pada Berbagai Mesin Pendingin*. Skripsi Sarjana Teknik pada FT Universitas Brawijaya
- Rasti. 2012. *Measurement: Enhance of Domestic Refrigerator's Energy Efficiency Index Using a Hidrocarbon Mixture Refrigerant*. Vol. 45: 1807-1813
- Stoecker, W.F., & Jones, J.W. 1996. *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara* Terjemahan oleh Supratman Hara. Jakarta: Erlangga
- Supono. 2014. *Mengenal Lebih Dekat LPG (Liquified Petroleum Gas) Sebagai Bahan Bakar Untuk Kopor Gas*. Program Studi Plambing dan Sanitasi Departemen Bangunan PPPPTK BOE.

Widodo, E. 2014. *Pengaruh Penambahan Fan Pembuang Udara pada Kondensor terhadap Prestasi Kerja Mesin Pendingin Menggunakan Refrigeran LPG*. Skripsi Sarjana Teknik pada Fakultas Teknik Universitas Jember.

White, M.F. 1986. *Mekanika Fluida* Terjemahan oleh Mahana Hariandja. Jakarta: Erlangga

Yudisworo, W.D. *Studi Alternatif Penggunaan BBG Gas Elpiji Untuk Bahan Bakar Mesin Bensin Konvensional*. Universitas 17 Agustus Cirebon



**LAMPIRAN 1. DATA PENELITIAN**

1. Hasil Penelitian Pada Pipa Kapiler 0.026"

Diameter 0.026"						
Waktu (menit)	Temperatur (°C)				Tekanan (bar)	
	T1	T2	T3	T4	P1	P2
15	33.7	77.7	33.4	17.6	0.2	8.7
150	31.4	76.8	37.9	-5.0	0.2	8.0
165	31.4	76.7	37.8	-5.3	0.2	8.0
180	29.9	73.0	36.5	-6.2	0.2	8.0

2. Hasil Penelitian Pada Pipa Kapiler 0.028"

Diameter 0.028"						
Waktu (menit)	Temperatur (°C)				Tekanan (bar)	
	T1	T2	T3	T4	P1	P2
15	31.9	62.6	38.4	14.0	0.5	9.3
150	30.5	83.0	35.5	-2.8	0.1	7.7
165	30.5	82.9	35.2	-2.9	0.1	7.7
180	30.0	81.8	35.1	-3.3	0.1	7.7

3. Hasil Penelitian Pada Pipa Kapiler 0.031"

Diameter 0.031"						
Waktu (menit)	Temperatur (°C)				Tekanan (bar)	
	T1	T2	T3	T4	P1	P2
15	30.7	62.3	40.7	19.9	0.4	9.3
150	32.0	81.4	34.1	7.6	0.1	7.7
165	32.5	82.9	34.1	6.6	0.1	7.7
180	32.3	82.2	34.0	6.1	0.1	7.7

4. Hasil Penelitian Pada Pipa Kapiler 0.055"

Waktu (menit)	Diameter 0.055"				Tekanan (bar)	
	Temperatur (°C)				P1	P2
	T1	T2	T3	T4		
15	35.0	71.0	37.8	25.2	0.9	10.3
150	39.0	81.7	38.4	20.7	0.7	9.3
165	37.7	79.0	38.0	20.6	0.7	9.3
180	38.0	79.7	37.8	20.8	0.7	9.3

**LAMPIRAN 2. NILAI ENTALPI**

1. Nilai Entalpi pada Diameter 0.026''

Waktu	Diameter 0.026									
	Temperatur (°C)				Tekanan (bar)		h			
	T1	T2	T3	T4	P1	P2	h1	h2	h3	h4
15	33.7	77.7	33.4	17.6	0.2	8.7	645.98	701.94	283.17	242.99
30	33.3	76.6	35.7	13.7	0.2	8.7	645.30	699.59	289.16	233.32
45	32.9	75.8	36.7	6.3	0.2	8.7	644.60	697.88	291.78	215.22
60	33.6	75.0	37.4	2.5	0.3	8.7	645.45	702.79	293.62	206.02
75	33.9	75.7	38.3	0.2	0.3	8.7	645.98	701.29	295.99	200.48
90	34.2	78.8	39.5	-0.4	0.2	8.7	646.85	708.94	299.16	199.04
105	34.4	79.2	39.8	-2.7	0.2	8.7	647.20	706.44	299.96	193.53
120	33.5	77.2	39.9	-3.3	0.2	8.7	645.64	702.37	300.22	192.10
135	32.5	76.9	39.5	-4.0	0.2	8.3	643.91	698.81	299.16	190.42
150	31.4	76.8	37.9	-5.0	0.2	8.0	642.01	694.31	294.94	188.04
165	31.4	76.7	37.8	-5.3	0.2	8.0	642.01	694.31	294.68	187.32
180	29.9	73.0	36.5	-6.2	0.2	8.0	639.43	686.76	291.26	185.18

2. Nilai Entalpi pada diameter 0.028''

Waktu	Diameter 0.028"									
	Temperatur (°C)				Tekanan (bar)		h			
	T1	T2	T3	T4	P1	P2	h1	h2	h3	h4
15	31.9	62.6	38.4	14.0	0.5	9.3	641.78	667.29	296.26	234.06
30	32.6	69.1	38.5	8.1	0.3	8.7	643.72	683.60	296.52	219.60
45	32.8	70.7	37.2	5.0	0.3	8.3	644.07	688.44	293.10	212.07
60	31.7	71.6	36.3	2.8	0.2	8.0	642.53	691.38	290.73	206.74
75	30.3	70.3	37.4	1.0	0.2	7.7	640.12	689.70	293.62	202.41
90	30.3	77.2	35.5	-0.7	0.1	7.7	640.48	696.74	288.64	198.32
105	33.5	85.3	35.9	-1.5	0.1	7.7	646.00	721.23	289.33	196.41
120	30.2	76.8	36.4	-2.3	0.1	7.7	640.31	703.31	290.99	194.49
135	29.3	79.6	35.7	-2.4	0.1	7.7	638.95	709.20	288.30	194.25
150	30.5	83.0	35.5	-2.8	0.1	7.7	640.83	716.37	288.64	193.29
165	30.5	82.9	35.2	-2.9	0.1	7.7	640.83	716.15	287.85	193.05
180	30.0	81.8	35.1	-3.3	0.1	7.7	639.97	713.83	287.60	192.10

3. Nilai Entalpi pada Diameter 0.031''

Diameter 0.031''										
Waktu	Temperatur (°C)				Tekanan (bar)		h			
	T1	T2	T3	T4	P1	P2	h1	h2	h3	h4
15	30.7	62.3	40.7	19.9	0.4	9.3	640.07	666.66	302.35	248.74
30	33.1	71.9	38.2	15.7	0.3	8.7	644.59	689.57	295.73	238.27
45	32.4	74.0	37.9	14.4	0.2	8.3	643.74	695.42	294.94	235.05
60	33.5	79.2	36.5	13.6	0.2	8.3	645.64	706.44	291.26	233.07
75	33.7	79.6	35.6	11.1	0.2	8.3	645.98	707.29	288.90	227.12
90	31.8	81.7	35.2	11.0	0.1	8.0	643.06	712.70	287.85	226.68
105	31.8	81.7	35.3	10.1	0.1	8.0	643.06	712.70	288.12	224.47
120	32.3	83.2	34.9	9.9	0.1	8.0	643.92	715.88	287.07	223.98
135	32.5	83.7	34.7	8.0	0.1	8.0	644.27	716.93	286.55	219.36
150	32.0	81.4	34.1	7.6	0.1	7.7	643.41	712.99	284.99	218.39
165	32.5	82.9	34.1	6.6	0.1	7.7	644.27	716.15	284.99	215.95
180	32.3	82.2	34.0	6.1	0.1	7.7	643.92	714.68	284.72	214.73

4. Nilai Entalpi pada Diameter 0.055''

Diameter 0.055''										
Waktu	Temperatur (°C)				Tekanan (bar)		h			
	T1	T2	T3	T4	P1	P2	h1	h2	h3	h4
15	35.0	71.0	37.8	25.2	0.9	10.3	645.74	681.62	294.68	262.10
30	36.3	73.0	37.5	23.3	0.9	10.0	648.45	687.18	293.89	257.55
45	36.5	76.1	38.1	22.5	0.8	10.0	648.96	693.97	295.47	255.27
60	37.3	79.7	37.3	22.8	0.7	10.0	650.51	701.84	293.36	256.03
75	39.0	82.6	37.6	22.1	0.7	9.7	653.51	709.19	294.15	254.26
90	38.5	81.6	37.3	21.5	0.7	9.7	652.63	707.06	293.36	252.75
105	38.9	82.3	37.3	21.2	0.7	9.7	653.34	708.53	293.36	252.00
120	39.0	82.5	37.3	22.5	0.7	9.7	653.51	708.97	293.36	255.27
135	39.1	81.9	37.5	21.0	0.7	9.3	653.69	708.98	293.89	251.48
150	39.0	81.7	38.4	20.7	0.7	9.3	653.51	708.55	296.26	250.74
165	37.7	79.0	38.0	20.6	0.7	9.3	651.22	702.72	295.20	250.49
180	38.0	79.7	37.8	20.8	0.7	9.3	651.95	704.23	294.68	251.00

**LAMPIRAN 3. CONTOH PERHITUNGAN**

Menentukan laju aliran massa

$$\begin{aligned} W &= P_1 \times V_1 \times \left\{ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right\} \\ &= 0,2 \times 2.53 \times \left\{ \left( \frac{8,2}{0,2} \right)^{\frac{1,1-1}{1,1}} - 1 \right\} \\ &= 0,2 \times 2.53 \times 0.45 \\ &= 0,22 \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{0,22}{55,09} \\ &= 0,004 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

**1. KERJA KOMPRESI**

$$\begin{aligned} w &= h_2 - h_1 \\ &= 701.94 - 645.98 \\ &= 55.95 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

**2. DAMPAK REFRIGERASI**

$$\begin{aligned} q_e &= h_1 - h_4 \\ &= 645.98 - 242.99 \\ &= 402.9 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

**3. KAPASITAS REFRIGERASI**

$$\begin{aligned} Q &= q_e \cdot \dot{m} \\ &= 402.9 \cdot 0,004 \\ &= 1,61 \text{ kW} \end{aligned}$$

**4. DAYA KOMPRESI**

$$\begin{aligned} W &= w \cdot \dot{m} \\ &= 55.95 \cdot 0,004 \\ &= 0,22 \text{ kW} \end{aligned}$$

**5. KOEFESIAN PRESTASI**

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{q_e}{w_k} \\ &= \frac{402.9}{55.95} \\ &= 7,2 \end{aligned}$$

Untuk perhitungan data yang lain cara dan proses sama seperti contoh

**LAMPIRAN 4. TABEL HASIL PERHITUNGAN**

Kerja kompresi				
Waktu	0.026"	0.028"	0.031"	0.055"
15	55.95	25.51	26.59	35.16
30	54.29	39.88	44.98	38.43
45	53.28	44.37	51.69	44.86
60	57.34	48.86	60.81	51.33
75	55.31	49.58	61.31	55.68
90	62.08	56.26	69.64	54.08
105	59.24	75.23	69.64	54.85
120	56.73	63.00	71.95	55.10
135	54.91	70.24	72.67	54.95
150	52.30	75.54	69.58	54.69
165	52.30	75.32	71.88	51.50
180	47.33	73.86	70.75	52.28

Dampak Refrigerasi				
Waktu	0.026"	0.028"	0.031"	0.055"
15	402.99	422.18	391.34	383.64
30	411.98	435.05	406.32	390.90
45	429.38	440.41	408.69	393.69
60	439.44	442.77	412.57	394.49
75	445.50	442.28	418.86	399.25
90	447.81	442.88	416.39	399.88
105	453.67	450.54	418.59	401.34
120	453.54	446.54	419.94	398.24
135	453.49	445.42	424.91	402.21
150	453.97	447.54	425.02	402.77
165	454.69	447.78	428.32	400.73
180	454.25	447.88	429.19	400.95

Daya Kompresor				
Waktu	0.026"	0.028"	0.031"	0.055"
15	0.22	0.10	0.11	0.11
30	0.22	0.16	0.18	0.12
45	0.21	0.18	0.21	0.13
60	0.23	0.20	0.24	0.15
75	0.22	0.20	0.25	0.17
90	0.25	0.23	0.28	0.16
105	0.24	0.30	0.28	0.16
120	0.23	0.25	0.29	0.17
135	0.22	0.28	0.29	0.16
150	0.21	0.30	0.28	0.16
165	0.21	0.30	0.29	0.15
180	0.19	0.30	0.28	0.16

Kapasitas Refrigerasi				
Waktu	0.026"	0.028"	0.031"	0.055"
15	1.61	1.69	1.57	1.15
30	1.65	1.74	1.63	1.17
45	1.72	1.76	1.63	1.18
60	1.76	1.77	1.65	1.18
75	1.78	1.77	1.68	1.20
90	1.79	1.77	1.67	1.20
105	1.81	1.80	1.67	1.20
120	1.81	1.79	1.68	1.19
135	1.81	1.78	1.70	1.21
150	1.82	1.79	1.70	1.21
165	1.82	1.79	1.71	1.20
180	1.82	1.79	1.72	1.20

Waktu	COP			
	0.026"	0.028"	0.031"	0.055"
15	7.20	16.55	14.72	10.69
30	7.59	10.91	9.03	10.10
45	8.06	9.93	7.91	8.75
60	7.66	9.06	6.79	7.69
75	8.05	8.92	6.83	7.17
90	7.21	7.87	5.98	7.35
105	7.66	5.99	6.01	7.28
120	7.99	7.09	5.84	7.19
135	8.26	6.34	5.85	7.28
150	8.68	5.92	6.11	7.32
165	8.69	5.94	5.96	7.78
180	9.60	6.06	6.07	7.67

LAMPIRAN 5. FOTO



Data Logger



Tipe Mesin Pendingin



Pressure Gauge



Pipa Kapiler



Pressure Gauge P2



Metil Pembersih



Manifold

## LAMPIRAN 6. KOMPOSISI PROPANA DAN BUTANA



PT.Pertamina (Persero) , Indonesia - Corporate Website  
www.pertamina.com

### Liquified Petroleum Gas

#### Description

LPG is the light gaseous product which is yielded from the petroleum distillation or also yielded from the natural gas condensation in Processing Unit Plant. LPG used as fuel for the household and the industry. LPG is especially used by middle level society which its requirement progressively mount from year to year because it's environment friendly.

#### Application

In the industrial area, the LPG product used as substitution of Freon, Aerosol, Refrigerant/ Cooling Agent, cosmetic and also used as special product raw material.

#### Specification

According to its use, LPG is differentiated to :

1. LPG Mix
2. LPG Propane
3. LPG Butane

LPG Mix is the mixture of Propane and Butane with composition among 50 % and 50 % of volume and added by odorant (Mercaptant) and generally used for the fuel in household.

LPG Propane and LPG Butane are LPG which is containing Propane 95 % and Butane 97,5 % of volume each and added by odorant (Mercaptant), generally used for industry.