

TUGAS AKHIR

PENGARUH JUMLAHLILITAN PIPA KAPILER TERHADAP COEFICIENT OF PERFORMANCE (COP) SISTEM PENDINGIN AC MOBIL

*Diajukan Untuk Memenuhi Syarat Memperoleh
Gelar Sarjana Teknik Mesin Pada Fakultas Teknik
Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara*

Disusun Oleh:

**AJI MAULANA
1507230176**



UMSU

Unggul | Cerdas | Terpercaya

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA
MEDAN
2019**

HALAMAN PENGESAHAN

Tugas Akhir ini diajukan oleh:

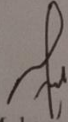
Nama : Aji Maulana
NPM : 1507230176
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Skripsi : Pengaruh Jumlah Lilitan Pipa Kapiler Terhadap *Coefficient Of Performance (COP)* Sistem Pendingin AC Mobil
Bidang ilmu : Konversi Energi

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Tim Penguji dan diterima sebagai salah satu syarat yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

Medan, 8 Oktober 2019

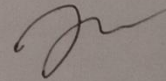
Mengetahui dan menyetujui:

Dosen Penguji I



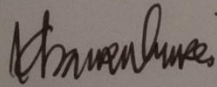
H. Muharnif, S.T., M.Sc

Dosen Penguji II



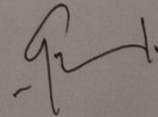
Beki Suroso, S.T., M.Eng

Dosen Penguji III



Khairul Umurani, S.T., M.T

Dosen Penguji IV



Chandra A Siregar, S.T., M.T

Program Studi Teknik Mesin
Ketua,



Ariandi, S.T., M.T

LEMBAR PERNYATAAN KEASLIAN TUGAS AKHIR

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama Lengkap : Aji Maulana
Tempat /Tanggal Lahir : Sidorejo/10 Agustus 1996
NPM : 1507230176
Fakultas : Teknik
Program Studi : Teknik Mesin

Menyatakan dengan sesungguhnya dan sejujurnya, bahwa laporan Tugas Akhir saya yang berjudul:

“Pengaruh Jumlah Lilitan Pipa Kapiler Terhadap *Coefficient Of Performance* (COP) Sistem Pendingin Ac Mobil”.

Bukan merupakan plagiarisme, pencurian hasil karya milik orang lain, hasil kerja orang lain untuk kepentingan saya karena hubungan material dan non-material, ataupun segala kemungkinan lain, yang pada hakekatnya bukan merupakan karya tulis Tugas Akhir saya secara orisinal dan otentik.

Bila kemudian hari diduga kuat ada ketidaksesuaian antara fakta dengan kenyataan ini, saya bersedia diproses oleh Tim Fakultas yang dibentuk untuk melakukan verifikasi, dengan sanksi terberat berupa pembatalan kelulusan/kesarjanaan saya.

Demikian Surat Pernyataan ini saya buat dengan kesadaran sendiri dan tidak atas tekanan ataupun paksaan dari pihak manapun demi menegakkan integritas akademik di Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

Medan, 08 Oktober 2019

Saya yang menyatakan,

METERAI
TEMPEL

WA18EAHF009576156

6000
ENAM RIBU RUPIAH

Aji Maulana

ABSTRAK

Alat pengkondisi udara (*air conditioner*) sudah bukan merupakan sesuatu hal yang asing pada masa sekarang ini. Fungsi AC mobil adalah untuk mengkondisikan udara didalam ruangan agar mencapai kondisi udara yang seperti yang diinginkan, jika udara di dalam kabin terasa sejuk maka di saat berkendara akan terasa nyaman. Sistem pendingin kompresi uap adalah sistem refrigerasi yang paling umum di gunakan saat ini, variasi beberapa komponen dapat di lakukan untuk memperbaiki koefisien dari prestasi kerja AC mobil. Dalam hal ini memvariasikan jumlah lilitan pipa kapiler dengan menggunakan refrigerant R134a. Untuk menurunkan tekanan refrigeran cair pada mesin pendingin dari kondensor adalah dengan cara mengatur aliran refrigeran masuk ke dalam evaporator dibutuhkan katup ekspansi sebagai alat untuk menurunkan tekanan aliran refrigeran, pada umumnya katup ekspansi terdapat pipa kapiler sebagai bahan lilitannya. Atas dasar tersebut, maka penelitian ini bertujuan untuk melihat jumlah lilitan pipa kapiler terhadap *Coefisien Of Performance* (COP) dari AC mobil. Pada penelitian ini menggunakan variasi jumlah lilitan dari pipa kapiler, adapun jumlah lilitan dari pipa kapiler sebanyak 8 buah lilitan, 10 buah lilitan dan 13 buah lilitan. Hasil dari pengujian yang di peroleh adalah semakin sedikit jumlah lilitan pada pipa kapiler maka semakin tinggi nilai COP yang di dapat pada AC mobil.

Kata kunci: Pipa Kapiler, Katup Ekspansi, Refrigeran, COP.

ABSTRACT

Air conditioner is not an unfamiliar thing in the present time.... The AC function of the car is to condition the air indoors in order to achieve the desired air conditions, if the air inside the cabin is cool then when driving will feel comfortable. Steam compression Cooling system is the most common refrigeration system in use today, a variation of several components can be done to improve the coefficient of work performance AC car. In this case varying the number of capillary pipes using R134a refrigerant. To reduce the liquid refrigerant pressure in the coolant of the condenser is by regulating the flow of refrigerant into the evaporator needed an ECG valve as a tool to lower the flow pressure Refrigerant, in general the extruder valve There is a capillary pipe as its material. On that basis, this research aims to see the number of capillary pipe coil against the coefficient Of Performance (COP) of AC car. In this study used variations in the number of coil of capillary pipes, the number of coil from the capillary pipe as many as 8 coil, 10 coil and 13 coil. The result of the test is the fewer number of coil in the capillary pipe then the higher the value of the COP can be on the car AC.

Keywords: capillary pipe, extruder valve, refrigerant, COP.

KATA PENGANTAR

Dengan nama Allah Yang Maha Pengasih lagi Maha Penyayang. Segala puji dan syukur penulis ucapkan kehadiran Allah SWT yang telah memberikan karunia dan nikmat yang tiada terkira. Salah satu dari nikmat tersebut adalah keberhasilan penulis dalam menyelesaikan laporan Tugas Akhir ini yang berjudul “Pengaruh Jumlah Lilitan Pipa Kapiler Terhadap *Coeficient Of Performance*(COP) Sistem Pendingin Ac Mobil” sebagai syarat untuk meraih gelar akademik Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara (UMSU), Medan.

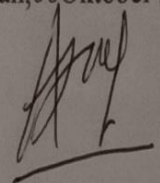
Banyak pihak telah membantu dalam menyelesaikan laporan Tugas Akhir ini, untuk itu penulis menghaturkan rasa terimakasih yang tulus dan dalam kepada:

1. Khairul Umurani, S.T., M.T Selaku Dosen Pembimbing I dan Penguji yang telah banyak membimbing dan mengarahkan penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
2. Bapak Chandra A Siregar, S.T., M.T Selaku Dosen Pimbimbing II dan Penguji yang telah banyak membimbing dan mengarahkan penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini, sekaligus sebagai Sekretaris Program Studi Teknik Mesin, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
3. Bapak H. Muharnif, S.T., M.Sc Selaku Dosen Pembanding I dan Penguji yang telah banyak memberikan koreksi dan masukan kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
4. Bapak Bakti Suroso, S.T., M.Eng Selaku Dosen Pembanding II dan Penguji yang telah banyak memberikan koreksi dan masukan kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
5. Bapak Munawar Alfansury Siregar, S.T., M.T Selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
6. Bapak Affandi, S.T., M.T Selaku Ketua Program Studi Teknik Mesin, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.

7. Seluruh Bapak/Ibu Dosen di Program Studi Teknik Mesin, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara yang telah banyak memberikan ilmu keteknik Mesinan kepada penulis.
8. Orang tua penulis: Alm. Wakidi dan Samiati, yang telah bersusah payah membesarkan dan membiayai studi penulis.
9. Bapak/Ibu Staf Administrasi di Biro Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara.
10. Sahabat-sahabat penulis: Bayu Anggara, Rendy Kuswary, Rizki Fadillah, Yoga Pradona, M.Hadi Alfasha, Ozzi Pranico, HMM FT UMSU dan lainnya yang tidak mungkin namanya disebut satu per satu.

Laporan Tugas Akhir ini tentunya masih jauh dari kesempurnaan, untuk itu penulis berharap kritik dan masukan yang konstruktif untuk menjadi bahan pembelajaran berkesinambungan penulis di masa depan. Semoga laporan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi dunia industri Teknik Mesin.

Medan, 08 Oktober 2019



Aji Maulana

DAFTAR ISI

HALAMAN PENGESAHAN	ii
LEMBAR PERNYATAN KEASLIAN SKRIPSI	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR TABEL	x
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR NOTASI	xii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	2
1.3. Ruang Lingkup	2
1.4. Tujuan	2
1.5. Manfaat	2
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	3
2.1. <i>Air conditioning</i> (AC) Mobil	3
2.1.1. Sejarah Ac Mobil	3
2.2. Defenisi Ac Mobil	4
2.3. Komponen Ac Mobil	5
2.3.1 KOMPRESOR Ac Mobil	5
2.3.2 Kondensor	5
2.3.3 Evaporator	6
2.3.4 Receiver Drier	6
2.3.5 Katup Ekpansi	6
2.3.6 Blower	6
2.4 Prinsip Kerja Ac Mobil	7
2.5 Sistem Refrigerasi	8
2.5.1 Siklus Refrigerasi Kompresi Uap	8
2.5.2 Proses Kompresi	8
2.5.3 Proses kondensasi	9
2.5.4 Proses Ekpansi	10
2.5.5 Proses Evaporasi	10
2.5.6 Koefisien Unjuk Kerja (<i>COP</i>) <i>ThermaL</i>	10
2.6 Pipa Kapiler	11
2.7 Cara Kerja Pipa Kapiler	12
2.8 Fungsi Pipa Kapiler	12
2.9 Katup Ekspansi Termostatik (<i>Thermostatic Expansion Valve</i>)	12
2.10 <i>Microcontroller</i>	13
2.11 Sensor Suhu Ds18b20	14

BAB 3 METODOLOGI	16
3.1 Tempat dan Waktu	16
3.1.1 Tempat	16
3.1.2 Waktu	16
3.2 Bahan dan Alat	16
3.2.1 Bahan	16
3.2.2 Alat	21
3.3 Bagan Alir Penelitian	24
3.4 Prosedur Penelitian	25
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN	28
4.1 Hasil Penelitian	28
4.2 Analisa Data	31
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN	39
5.1. Kesimpulan	39
5.2. Saran	39
DAFTAR PUSTAKA	40
LAMPIRAN	
LEMBAR ASISTENSI	
DAFTAR RIWAYAT HIDUP	

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1	Jadwal Kegiatan Penelitian	16
Tabel 4.1	Hasil Pengukuran Tekanan (P_1 & P_2) suhu (T_1, T_2, T_3, T_4) Arus Dan Tegangan (V)	28
Tabel 4.2	Hasil Perhitungan Untuk Mendapatkan Nilai Kerja Kompresor (W_k) Kapasitas Pendingin (Q_{in}), Kalor yang dilepas Kondensor (Q_{out})	28
Tabel 4.3	Hasil Perhitungan Untuk Mendapatkan Nilai Laju Aliran Massa (\dot{m}) dan COP	28

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Bentuk air conditioning AC mobil	3
Gambar 2.2	Diagram T-s dan P-h siklus kompresi	8
Gambar 2.3	Pipa kapiler	11
Gambar 2.4	Katup ekspansi termostatik	13
Gambar 2.5	Arduino uno	14
Gambar 2.6	Sensor suhu Ds 18 B20	15
Gambar 3.1	Kompresor AC mobil	17
Gambar 3.2	Kondensor	17
Gambar 3.3	Ekstra fan	18
Gambar 3.4	Motor listrik	18
Gambar 3.5	Evaporator	19
Gambar 3.6	Receiver dryer	19
Gambar 3.7	Batrain 12 volt	20
Gambar 3.8	Gambar katup ekspansi	20
Gambar 3.9	Refrigerant R134a	20
Gambar 3.10	Pressure gauge	21
Gambar 3.11	Wadah air sabun	21
Gambar 3.12	Selip	22
Gambar 3.13	Kunci inggris	22
Gambar 3.14	Kunci 14 ring pas	26
Gambar 3.15	Digital thermometer	22
Gambar 3.16	Bagan alir penelitian	24
Gambar 3.17	Pipa Kapiler Dengan Jumlah 8,10,13 Lilitan	25
Gambar 3.18	Proses Pemvakuman	25
Gambar 3.19	Pemasangan Sensor Dallas	26
Gambar 3.20	Pengoprasian AC Mobil	26
Gambar 3.21	Menimbang Refrigerant	26
Gambar 3.22	Pengisian Refrigerant	27
Gambar 3.23	Pengukuran Temperatur	27
Gambar 4.1	Tabel 4.1 Hasil Pengukuran Tekanan (P_1 & P_2) suhu (T_1 , T_2 , T_3 , T_4) Arus Dan Tegangan (V)	28
Gambar 4.2		29
Gambar 4.3	Pengaruh jumlah lilitan pipa kapiler terhadap COP	30

DAFAR NOTASI

Simbol	Keterangan	Satuan
W_{In}	Kerja kompresor persatuan massa refrigerant	(Kj/kg)
Q_{in}	Kerja kompresor persatuan massa refrigerant yang serap kondensor	(Kj/kg)
Q_{out}	Besar kalor yang persatuan massa refrigerant yang di lepas kondensor	(Kj/kg)
COP_{aktual}	Unjuk kerja dari mesin siklus kompresi uap ac mobil actual	
COP_{ideal}	Unjuk kerja maksimum dari mesin siklus kompresi uap ac mobil	
T_e	Suhu mutlak evaporator	(K)
T_c	Suhu mutlak kondensor	(K)
V	Voltase pada kondensor	(volt)
I	Arus listrik yang di pakai kompresor	(A)
P	Daya kompresor	(Watt)
h_1	Enthapi refrigerant saat masuk ke kompresor	(Kj/kg)
h_2	Enthapi refrigerant saat keluar kompresor	(Kj/kg)
h_3	Enthapi refrigerant saat masuk kompresor	(Kj/kg)
h_4	Enthapi refrigerant saat masuk ke kompresor	(Kj/kg)
m	Laju aliran massa	

BAB 1 PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dalam kehidupan manusia sekarang ini, tidak lepas dari suatu peran perangkat pendingin atau pengawet makanan yang merupakan alat pengkondisian udara (*air conditioning*), baik itu dalam bidang industri, rumah tangga, pertambangan, komersial, ada nya peningkatan temperatur di bumi (Global warming) membuat kenyamanan yang diinginkan manusia tidak terpenuhi, terutama pada daerah tropis. dari berbagai macam jenis penggunaan di atas maka sistem pendingin sangat bermanfaat bagi kehidupan manusia. Semakin berkembangnya teknologi seharusnya faktor keamanan, kenyamanan, dan keselamatan manusia menjadi suatu prioritas, serta tidak melupakan aspek dari lingkungan yang menjadi sasaran utamanya. (Dossat, R.J. 1981)

Variasi beberapa komponen dapat dilakukan untuk memperbaiki koefisien dari prestasi kerja mesin pendingin. Dalam hal ini dengan memvariasikan jumlah lilitan pipa kapiler dengan menggunakan refrigerant R134A di harapkan dapat memberikan rekomendasi pengguna lilitan pipa kapiler yang lebih efisien pada sistem pendingin. Pipa kapiler memiliki fungsi untuk menurunkan tekanan dan mengatur jumlah refrigerant cair yang mengalir didalamnya. Pipa kapiler terdiri dari beberapa macam jumlah lilitan tersebut. Performa kerja mesin pendingin yang maksimal, di pengaruhi oleh banyak hal. Pemilihan jumlah lilitan pipa kapiler yang digunakan adalah salah satunya, karena pipa kapiler berdasarkan fungsinya merupakan komponen yang memiliki peranan penting pada mesin pendingin.

Agar efisiensi dapat mencapai maksimum, jumlah lilitan pipa kapiler harus tertentu, kompresor dan alat ekspansi harus mencapai kondisi hisap dan buang, yang memungkinkan kompresor memompa refrigeran dari evaporator yang sama besarnya dengan yang dilewatkan oleh alat ekspansi. Berkaitan dengan hal tersebut maka dilakukan serangkaian uji eksperimen pada *air conditioner* yang menggunakan refrigeran R134A dengan menggunakan beberapa jumlah lilitan pipakapiler yang berbeda, yang hasilnya akan dianalisa pada eksperimen ini.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan permasalahan di atas maka yang akan dibahas berkaitan dengan hal tersebut antara lain :

1. Bagaimanakerja lilitan pipa kapiler terhadap C.O.P pendingin ruangan AC mobil.
2. Bagaimana pengaruh lilitan pipa kapiler terhadap C.O.P pendingin ruangan AC mobil.

1.3 Ruang Lingkup

Agar penelitian menjadi lebih terarah dan fokus pada ruang lingkup maka, dalam penelitian ini diberikan :

1. Katup ekspansidirencanakan memiliki minimal 8 lilitan dan paling banyak adalah 13 lilitan dari pipa kapiler
2. *Coeficient of performance (COP)* ditentukan oleh jumlah lilitan dari pipa kapiler

1.4 Tujuan

Tujuan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Untuk mengetahui kinerja lilitan pipa kapiler terhadap C.O.P pendingin ruangan AC mobil yang efisien.
2. Untuk mengetahui pengaruh lilitan pipa kapiler terhadap C.O.P pendingin ruangan AC mobil.

1.5 Manfaat

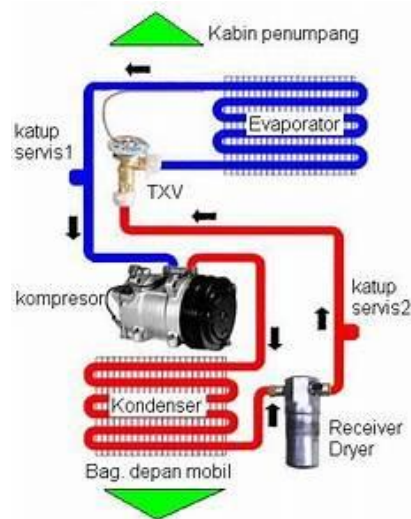
Manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagi penulis, dapat menambah wawasan dan ilmu pengetahuan terhadap lilitan pipa kapiler.
2. Hasil penelitian dapat di pergunakan sebagai refrensi bagi para peneliti yang tertarik pada perancangan ataupun penelitian tentang kompresi AC mobil.
3. Untuk memberikan informasi kepada pembaca tentang variasi jumlah lilitan pipa kapiler terhadap COP yang dihasilkan.

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

2.1 AC (*Air conditioning*)

Air Conditioner atau yang biasa juga disebut dengan AC merupakan salah satu sistem di dalam kendaraan yang berfungsi untuk membuat temperatur di dalam ruangan menjadi nyaman. Apabila suhu di dalam ruangan terasa panas, kemudian AC diaktifkan maka udara panas ini akan diserap sehingga temperatur udara di ruangan tersebut menurun. Dan jika di dalam ruangan udaranya lembab, kelembaban akan dikurangi oleh sistem AC sehingga udara dipertahankan pada tingkat yang menyenangkan. Udara lembab dapat terjadi ketika hujan, dimana kelembaban ini dapat menyebabkan kondensasi atau timbulnya embun-embun pada kaca mobil sehingga dapat menghalangi pandangan ketika mengemudi. Dengan mengaktifkan air conditioner ini kondensasi dapat dikurangi bahkan dihilangkan. Udara yang keluar dari sistem ac merupakan udara yang kering dan telah melalu filter (saringan) sehingga udara tersebut bersih dan terhindar dari kotoran atau debu.



Gambar 2.1 Bentuk dari *Air Conditioning* (Ac) Mobil

2.1.1 Sejarah AC (*Air conditioning*) Mobil

Pada tahun 1884, William Whiteley mencoba menaruh balok-balok es (es batu) pada bagian bawah gerobak penumpang yang masih ditarik oleh kuda untuk mendinginkan penumpang yang ada. Sebuah kipas/fan dengan tenaga angin ditaruh didepannya yang akan berputar jika gerobak tersebut berjalan. Dengan

adanya angin tersebut melewati balok-balok es / evaporator menuju ruang penumpang sehingga ruangan gerobak menjadi dingin. Karena udara yang dimasukkan kedalam ruangan adalah udara dari luar, sehingga udara yang dihirup juga tidak bersih karena bercampur dengan debu (ini merupakan suatu masalah tersendiri yang juga harus dipecahkan). Pada tahun 1930, C&C Kelvinator, membuat sistem pendingin Kelvinator dengan mesin penggerak tersendiri yang berbahan bakar gasolin.

Pada waktu yang hampir bersamaan, 1930, Laboratorium Penelitian General Motors menyampaikan konsep sistem pendingin dengan memakai refrigerant R12. Proposal tersebut disetujui untuk diaplikasikan pada mobil Cadillac pada tanggal 23 september 1932. Pekerjaan ini dimulai pada tahun 1933 dan dapat diaplikasikan pada tahun 1939 pada sebuah trunk. Compressor digerakkan oleh v-belt, tetapi belum memakai magnetic clutch, sehingga jika ingin memmatikannya harus melepas v-beltnya terlebih dahulu.

Pada tahun 1940, Packard Motor Car merilis sistem dual pendingin dan pemanas. Sampai tahun 1942 telah terjual 1.500 buah. Pada tahun 1953, General Motors membuat sistem A/C mobil yang berbeda dengan sebelumnya, seperti sistem yang sekarang ini, yaitu compressor dan condensor pada bagian engine compartement. Dan diaplikasikan untuk yang pertama kali pada mobil Pontiac pada tahun 1954 oleh Harrison Radiator.

Pada tahun 1954, Manufaktur mobil berlomba-lomba melengkapi mobil buatannya dengan A/C. Chevrolet dibuatkan General Motors, Chrysler oleh De Soto, Dodge dan Plymouth dan sebagainya. Sampai tahun 1955 telah terjual 118.000 unit A/C mobil atau 1,5% dari jumlah mobil yang diproduksi. Perkembangan di negara selain Amerika juga begitu pesat. Sampai akhirnya bisa kita lihat, kita sebagai generasi tahun 2000-an, telah menikmati hasil dari jerih payah pendahulu-pendahulu kita tersebut.

2.2 Defenisi AC Mobil

Air conditioner atau yang biasa juga disebut dengan AC merupakan salah satu sistem di dalam kendaraan yang berfungsi untuk membuat temperatur di dalam ruangan menjadi nyaman. Apabila suhu di dalam ruangan terasa panas, kemudian AC diaktifkan maka udara panas ini akan diserap sehingga temperatur

udara di ruangan tersebut menurun. Dan jika di dalam ruangan udaranya lembab, kelembaban akan dikurangi oleh sistem AC sehingga udara dipertahankan pada tingkat yang menyenangkan. AC mobil. Air Conditioner atau yang biasa juga disebut dengan AC merupakan salah satu sistem di dalam kendaraan yang berfungsi untuk membuat temperatur di dalam ruangan menjadi nyaman. Apabila suhu di dalam ruangan terasa panas, kemudian AC diaktifkan maka udara panas ini akan diserap sehingga temperatur udara di ruangan tersebut menurun. Dan jika di dalam ruangan udaranya lembab, kelembaban akan dikurangi oleh sistem AC sehingga udara dipertahankan pada tingkat yang menyenangkan.

2.3 Komponen AC Mobil

Komponen utama AC mobil dapat digolongkan menjadi komponen utama dan tambahan. Komponen utama AC mobil meliputi antara lain kompresor, kondensor, evaporator, receiverdryer dan katub ekspansi.

2.3.1 Kompresor AC Mobil

Kompresor berfungsi mengalirkan serta menaikkan tekanan refrigeran dari tekanan evaporasi ketekanan kondensasi. Meningkatkan tekanan berarti menaikkan temperatur. Uap refrigeran bertekanan tinggi didalam kondensor akan cepat mengembun dengan cara melepaskan panas kesekelilingnya. Kompresor mesin refrigerasi dapat dikelompokkan berdasarkan gerakan rotor dan berdasarkan letak motor dan kompresor.

2.3.2 Kondensor

Kondensor biasanya dipasang di depan radiator mobil. Saluran pipa panas dari kompresor (discharge) hingga ke kondensor biasanya mengalami vibrasi atau getaran tinggi, oleh karena itu biasanya dilengkapi dengan peredam khusus yang disebut vibration absorber. Ada pula yang menggunakan pipa fleksibel atau lazim disebut hose. Pipa ini dapat menahan getaran dengan baik. Sistem penyambungan pemipanya menggunakan sistem flaring, yaitu dengan menggunakan flare fitting, O-ring fitting, dan hose clamp fitting. Kondensor AC mobil dapat terdiri dari satu, dua atau tiga lapis pipa yang dilengkapi dengan sirip-sirip fin, terbuat dari tembaga atau aluminium.

2.3.3 Evaporator

Evaporator biasanya diletakkan didalam suatu kontainer yang disebut plenum chamber. Plenum chamber disebut di dalam kompartemen atau di dashboard. Evaporator AC mobil merupakan finned evaporator, dengan tipe forced convection, ditempatkan pada suatu container dari metal atau plastik, dilengkapi dengan saluran pembuangan air kondensat.

2.3.4 Receiver Dryer

Pada umumnya, AC mobil menggunakan receiver-dryer yang dipasang antara kompresor dan evaporator. Fungsi receiver dryer adalah untuk menampung refrigeran sama dilakukan pekerjaan pemeliharaan atau service. Pada umumnya, Receiver dilengkapi bahan pengering kimia. Bahan kimia ini (desiccant) akan menyerap uap air dan penyimpanan, sehingga refrigeran yang masuk ke katup ekspansi sudah terbebas dari uap air. Receiver dilengkapi juga dengan kasa baja untuk penyaring debu dan kotoran masuk ke katup ekspansi. Biasanya, untuk alasan keamanan liquid receiver dilengkapi dengan safety fusible plug, yang akan terbuka pada saat suhunya mencapai 177°C.

2.3.5 Katub Ekspansi

Seperti halnya pada sistem refrigerasi kompresi uap pada umumnya. AC mobil juga dilengkapi dengan katub ekspansi thermostatic, untuk menurunkan secara gradual liquid refrigerant tekanan tinggi dari kondensor menjadi liquid tekanan menjadi rendah yang akan dimasukkan ke evaporator. Beberapa katub ekspansi yang di gunakan AC mobil dapat di atur setting superheatnya, beberapa lagi tidak dapat di atur. pada umumnya setting superheat katub ekspansi thermostatic ini adalah 8°.

2.3.6 Blower

Blower digunakan untuk menghisap udara segar atau udara yang telah disirkulasikan kedalam ruangan kendaraan. *Blower* terdiri dari motor dan kipas (*fan*). *fan* dapat dibagi menjadi tipe *axial flow* dan *centrifugal flow*, tergantung dari arah aliran udaranya. Pada umumnya yang digunakan untuk unit pendingin AC mobil adalah tipe *centrifugal flow* dengan motor tipe *ferrite* dan kipas tipe *sirocco*, seperti yang digunakan pada pengujian ini.

2.4 Prinsip Kerja AC Mobil

Sedikitbanyak haruslah diketahui konsumen agar bila sewaktu-waktu terjadi masalah misalnya AC tidak dingin dan sebagainya, maka Anda sudah mengetahui seperti apa sistem kerja AC mobil yang dimiliki. Walaupun bukan berarti Anda langsung yang mengerjakannya bila bagian tersebut mengalami kerusakan. Namun setidaknya bila terjadi masalah Anda dapat mengerti di bagian mana masalah tersebut terjadi dan bagaimana penanganannya. Kalau pun harus ke bengkel, maka tidak akan datang ke sembarang bengkel, namun akan datang ke bengkel khusus AC mobil yang sudah berpengalaman dan mempunyai jam terbang tinggi. Dikarenakan sistem AC mobil yang bekerja bergantung dari fungsi kerja beberapa komponen di dalamnya, maka secara umum pun Anda harus memahami bagaimana proses kerjanya. Berawal dari bagian kompresor yang bertugas mengompresikan gas dari refrigerant yang biasa disebut Freon dengan suhu dan tekanan yang tinggi mengalir ke dalam kondensor. Kemudian gas tersebut di kondensasikan menjadi berbentuk cair dengan adanya pengembunan di bagian refrigerant dan mengalir kembali ke receiver agar dapat di saring dengan oli sehingga dapat diupayakan dengan bantuan evaporator. Selanjutnya refrigerant akan menyerap panas dari angin yang ada di luar mobil dan menguap sehingga suhu di dalam mobil pun akan lebih dingin.

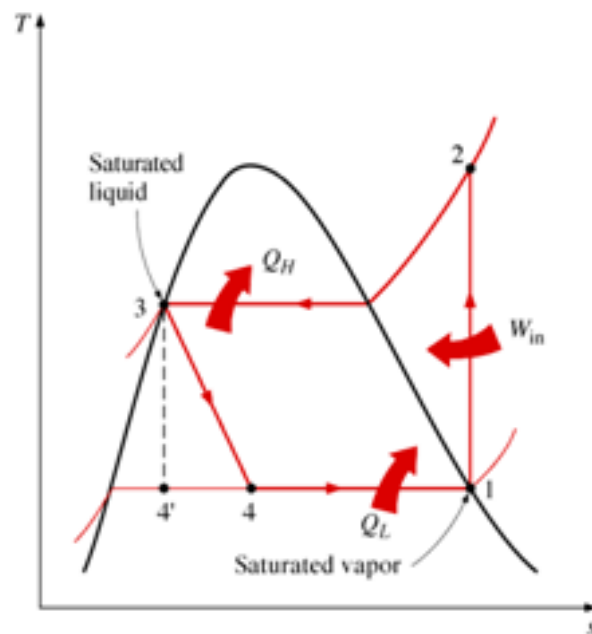
Prinsip kerja AC mobil Anda dari uraian tersebut sebenarnya akan berbeda tekanannya bila mobil dalam kondisi mati mesin dengan ketika mesin dalam kondisi hidup. Sistem pendingin pada mobil atau AC mobil umumnya akan bekerja ketika mesin mobil dinyalakan. Saat itu Freon yang masih berwujud gas dialirkan oleh valve menuju evaporator dan berubah menjadi uap dingin kemudian dialirkan kembali oleh blower ke seluruh kabin kendaraan. Dengan begitu lubang yang ada pada ekspansi valve membesar dan mempercepat proses pendinginan ruangan. Berbeda halnya bila suhu udara ruangan lebih rendah maka lubang pada ekspansi valve akan mengecil sehingga pengabutannya pun akan lebih sedikit dibandingkan sebelumnya. Kalaupun AC mobil sudah mencapai suhu dingin yang maksimal, maka kompresor akan mati dan mulai bekerja dari awal kembali agar suhu dingin tetap stabil.

2.5 Sistem Refrigerasi

Sistem refrigerasi kompresi uap merupakan suatu sistem yang menggunakan kompresor sebagai alat kompresi refrigerant, yang dalam keadaan bertekanan rendah akan menyerap kalor dari tempat yang diinginkan, kemudian masuk pada sisi penghisap (*suction*) dimana uap refrigerant tersebut ditekan didalam kompresor sehingga berubah menjadi uap bertekanan tinggi yang dikeluarkan pada sisi keluaran (*discharge*). Dari proses ini kita bisa menentukan sisi bertekanan tinggi dan bertekanan rendah.

2.5.1 Siklus Refrigerasi Kompresi Uap

Pada siklus kompresi uap, di evaporator refrigeran akan ‘menghisap’ panas dari lingkungan sehingga panas tersebut akan menguapkan refrigeran. Kemudian uap refrigeran akan dikompres oleh kompresor hingga mencapai tekanan kondensor, dalam kondensor uap refrigeran dikondensasikan dengan cara membuang panas dari uap refrigeran ke lingkungannya. Kemudian refrigeran akan kembali di teruskan ke dalam evaporator. Dalam diagram P-h siklus kompresi uap ideal dapat dilihat dalam Gambar 2.2. di bawah ini.



Gambar 2.2 Diagram T-S dan P – h Siklus Kompresi Uap (Himsar Ambarita,2010)

Proses-proses yang terjadi pada siklus kompresi uap seperti pada gambar 2.2 diatas adalah sebagai berikut:

2.5.2 Proses Kompresi

Proses 1-2 merupakan proses kompresi dimana refrigeran ditekan sehingga tekanannya menjadi lebih tinggi sehingga temperatur jenuhnya menjadi lebih tinggi pada saat masuk kondenser. Hal ini dimaksudkan agar temperatur refrigeran di kondenser menjadi lebih tinggi dari temperatur lingkungan sehingga mampu memindahkan panas ke lingkungan dengan proses kondensasi.

Pada siklus ideal proses kompresi ini berlangsung secara *isentropic*. Kondisi awal refrigeran pada saat masuk kompresor adalah uap jenuh bertekanan rendah setelah dikompresi rendah setelah dikompresi. Besarnya daya atau kinerja kompresi yang dilakukan kompresor adalah :

$$Q_{wk} = (h_2 - h_1) \quad (2.2)$$

Sedangkan besarnya kerja persatuan massa refrigeran yang dikompresikan adalah:

$$q_w = h_2 - h_1 \quad (2.3)$$

$$W = m \cdot w \quad (2.4)$$

$$W = h_2 - h_1 \quad (2.5)$$

$$W = m \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.6)$$

2.5.3 Proses Kondensasi

Proses selanjutnya (proses 2-3) merupakan proses kondensasi. Pada proses ini uap refrigeran turun temperaturnya kemudian berubah fasanya pada tekanan dan temperatur yang konstan dari fasa gas ke fasa cair dengan cara membuang kalor ke lingkungan. Kalor refrigeran dapat pindah ke lingkungan karena memiliki temperatur dan tekanan jenuh yang lebih tinggi dari lingkungan. Kalor yang berpindah dari refrigeran ke udara pendingin bergantung pada berbagai faktor, antara lain luas permukaan kondenser, jenis material yang digunakan, selisih temperatur kondensasi dengan temperatur lingkungan. Semakin banyak panas yang dibuang di kondenser, semakin banyak pula refrigeran yang mencair, diharapkan saat keluar kondenser seluruhnya menjadi cair.

Besarnya kalor yang dibuang di kondenser dapat dinyatakan melalui persamaan berikut:

$$Q_{out} = (h_2 - h_3) \quad (2.7)$$

$$Q_{out} = m \cdot q_c \quad (2.8)$$

$$Q_{\text{out}} = h_2 - h_3 \quad (2.9)$$

$$Q_{\text{out}} = m \cdot (h_2 - h_3) \quad (2.10)$$

2.5.4 Proses Ekspansi

Proses (3-4) ini terjadi di pipa kapiler. Setelah refrigeran melepaskan kalor di kondenser, refrigeran berfasa cair akan mengalir menuju pipa kapiler untuk diturunkan tekanan dan temperaturnya. Diharapkan temperatur yang terjadi lebih rendah daripada temperatur lingkungan, sehingga dapat menyerap kalor pada saat berada di evaporator. Dalam proses ekspansi ini tidak terjadi proses penerimaan atau pelepasan energi (*enthalpy* konstan).

2.5.5 Proses Evaporasi

Setelah keluar dari alat ekspansi kemudian refrigeran yang berfasa campuran dialirkan ke evaporator. Pada kondisi ini refrigeran memiliki tekanan yang rendah, sehingga temperatur jenuhnya berada di bawah temperatur ruangan, lingkungan atau produk yang didinginkan. Kalor kemudian terserap oleh refrigeran kemudian refrigeran berubah fasanya menjadi gas sementara temperatur ruangan, kabin, atau produk yang didinginkan menjadi lebih dingin.

Proses evaporasi pada siklus ideal terjadi secara *isothermal* dan *isobar*. Besarnya kalor yang diserap oleh refrigeran di evaporator dapat ditentukan berdasarkan persamaan berikut:

$$Q_{\text{in}} = (h_1 - h_4) \quad (2.11)$$

$$Q_{\text{in}} = (h_1 - h_4) \quad (2.12)$$

2.5.6 Koefisien Unjuk Kerja (*COP*) *Thermal*

Unjuk kerja dari sebuah mesin kalor dapat dideskripsikan sebagai efisiensi *thermal*. Unjuk kerja dari mesin pendingin dan pompa kalor dapat diekspresikan oleh rasio dari penggunaan panas yang bekerja, atau dapat juga disebut dengan rasio energi atau *coefficient of performance* (*COP*).” (Cengel, 1998, 266). Unjuk kerja (*COP*) dari siklus pendingin dapat diekspresikan pada sebuah sistem siklus efisiensi. Secara ketetapan matematika *COP* didefinisikan sebagai rasio dari panas yang dihisap dari ruang yang didinginkan terhadap kerja yang digunakan untuk memindahkan panas tersebut. Untuk dapat menghitung *COP* secara benar, maka energi yang dialirkan menuju kompresor harus diubah kedalam energi panas pada tiap unitnya. Dengan kata lain *COP* secara teoritis sama dengan efek pendinginan

$$COP = \frac{qE}{W} \quad (2.13)$$

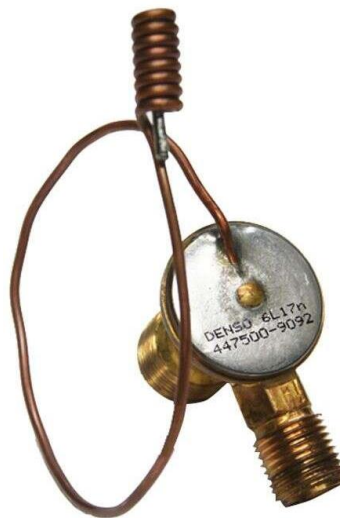
Atau

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.14)$$

Dari panas yang dihisap pada evaporator ($Q_{evaporator}$) dibagi dengan kerja kompresi dari kompresor ($W_{compression}$) (Raharjo, Samsudi. 2010).

2.6 Pipa Kapiler

Sistem pengontrol laju refrigeran yang paling sederhana adalah pipa kapiler. Seperti namanya pipa kapiler terdiri dari pipa panjang dengan diameter yang sangat kecil. Pada ukuran panjang dan diameter tertentu, pipa kapiler memiliki tahanan gesek yang cukup tinggi sehingga dapat menurunkan tekanan kondensasi yang tinggi ke tekanan evaporasi yang rendah. Pipa kapiler memiliki banyak macam dan ukuran berdasarkan ukuran diameter dalam dan luar. Pipa kapiler dapat dipakai dengan bahan pendingin R-12, R-22, R-500, R-502, dan lain-lain. Sistem yang memakai pipa kapiler berbeda dengan sistem yang memakai katup ekspansi. Pipa kapiler tidak dapat menahan atau menghentikan aliran bahan pendingin pada waktu kompresor sedang bekerja maupun waktu kompresor sedang berhenti. Waktu kompresor dihentikan, bahan pendingin dari sisi tekanan tinggi akan terus mengalir ke sisi tekanan rendah, sampai tekanan pada kedua bagian tersebut menjadi sama disebut waktu penyama tekanan (*Equalization time*). Pipa kapiler bisa kita lihat pada gambar 2.3 dibawah ini.



Gambar 2.3 Pipa Kapiler

2.7 Cara Kerja Pipa Kapiler

Mesin pendingin AC Split merupakan jenis mesin AC yang memiliki dua unit utama yaitu cold side yang terletak didalam ruangan dan hot side yang terletak diluar ruangan. Adapun unit cold side yang terletak didalam ruangan terdiri dari katup ekspansi dan koil evaporator, sedangkan untuk hot side yang terletak diluar ruangan terdiri dari kompresor, koil pada kondensor, kipas, dan beberapa komponen elektrik. Mesin pendingin AC Split ini telah dimodifikasi dengan menambah pemasangan katup ekspansi termostatik yang diparalel dengan pipa kapiler, sehingga dapat diperoleh perbandingan unjuk kerja antara pipa kapiler dengan katup ekspansi termostatik terhadap instalasi sistem pendingin AC Split 1 HP. Perbandingan unjuk kerja tersebut dapat diketahui dengan mengolah hasil data yang telah diperoleh setelah merencanakan, membuat dan melakukan pengujian terhadap alat uji mesin pendingin; yaitu menghitung harga laju aliran massa, laju pengeluaran kalor pada kondensor, laju pemasukan kalor pada evaporator dan menghitung koefisien prestasi dari mesin pendingin baik yang menggunakan pipa kapiler maupun yang menggunakan katup ekspansi termostatik. .

2.8 Fungsi Pipa Kapiler

Fungsi pipa ini adalah untuk menurunkan tekanan aliran refrigerant yang berbentuk gas serta mengatur cairan refrigerant dari kondensor. Saat refrigerant akan melewati pipa kapiler harus melalui proses penyaringan agar kotorannya tidak menyumbat pipa kapiler yang sangat kecil ini. Alat penyaring ini disebut drier strainer. Fungsi drier strainer adalah menyaring debu atau kotoran yang ikut masuk melalui pipa-pipa alat pendingin sebelum masuk ke pipa kapiler yang selanjutnya menuju evaporator. Bila pipa kapiler ini mengalami kebuntuan maka jalan satu-satunya harus diflushing dan drier strainer harus diganti. Karena kalau drier strainer tidak diganti maka dipastikan kebuntuan akan terulang lagi.

2.9 Katup Ekspansi Termostatik (*Thermostatic Expansion Valve*)

Katup Ekspansi Termostatik merupakan alat pengatur refrigeran yang paling banyak dipakai untuk mesin pendingin. Katup ekspansi tersebut dapat mengatur jumlah refrigeran yang mengalir dalam evaporator sesuai dengan beban evaporator yang maksimum pada setiap keadaan beban evaporator yang berubah-

ubah. Katup ekspansi termostatik dapat mempertahankan uap panas lanjut yang konstan. Katup ekspansi ini tidak hanya mengatur tekanan dan temperatur dalam evaporator, tetapi mengontrol jumlah refrigeran yang mengalir masuk ke dalamnya. Refrigeran yang mengalir melalui Katup ekspansi termostatik diteruskan ke evaporator, selain dikontrol oleh tekanan rendah dalam evaporator, juga oleh temperatur dan tekanan pada akhir evaporator, seperti terlihat pada Gambar 2.4 di bawah ini.



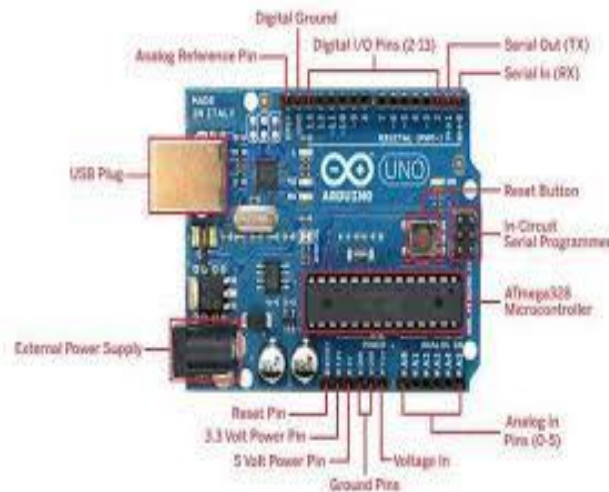
Gambar 2.4 Katup Ekspansi Termostatik

Untuk menyatakan performansi dari suatu Katup ekspansi termostatik yang diperhatikan adalah [8,9] dampak refrigerasi, laju pelepasan kalor, kerja kompresi, *Coefficient Of Performance (COP)*.

2.10 *Microcontroller*

Microcontroller adalah sebuah chip yang berfungsi sebagai pengontrol rangkaian elektronik dan umumnya dapat menyimpan program. MCS51 ialah mikrokomputer CMOS 8 bit dengan 4 KB Flash PEROM (Programmable and Erasable Only Memory) yang dapat dihapus dan ditulisi sebanyak 1000 kali. Mikrokontroler ini diproduksi dengan menggunakan teknologi high density non-volatile memory. Flash PEROM on-chip tersebut memungkinkan memori program untuk diprogram ulang dalam sistem (in-system programming) atau dengan menggunakan programmer non-volatile memory konvensional. Kombinasi CPU 8 bit serba guna dan Flash PEROM, menjadikan mikrokontroler MCS51 menjadi microcomputer handal yang fleksibel.

Pada penelitian ini *microcontroller* yang digunakan yaitu Arduino UNO. Arduino UNO adalah sebuah board microcontroller yang didasarkan pada Atmega328 (data sheet). Arduino UNO mempunyai 14 pin digital input/output (6 diantaranya dapat digunakan sebagai output PWM), 6 input analog, sebuah isolator Kristal 16 MHz, sebuah koneksi USB sebuah power jack sebuah ICSP header dan sebuah tombol reset, seperti terlihat pada gambar 2.7



Gambar 2.5 Arduino Uno(Sumber : Arduino 2014)

2.11 Sensor Temperature DS18B20

DS18B20 adalah sensor suhu digital seri terbaru dari Maxim IC (dulu yang buat adalah Dallas Semiconductor, lalu dicaplok oleh Maxim Integrated Products). Sensor ini mampu membaca suhu dengan ketelitian 9 hingga 12-bit, rentang -55°C hingga 125°C dengan ketelitian $(\pm 0.5^{\circ}\text{C})$. Setiap sensor yang diproduksi memiliki kode unik sebesar 64-Bit yang disematkan pada masing-masing chip, sehingga memungkinkan penggunaan sensor dalam jumlah besar hanya melalui satu kabel saja (single wire data bus/1-wire protocol). Ini merupakan komponen yang luar biasa, dan merupakan batu patokan dari banyak proyek-proyek data logging dan kontrol berbasis temperatur di luar sana. Fisik dari sensor Dallas dapat kita lihat pada gambar 2.8.



Gambar 2.6 Bentuk Fisik Sensor Suhu DS18B20(Sumber : <https://kl801.ilearning.mez>)

BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Tempat dan Waktu

3.1.1 Tempat

Tempat di laksanakan kegiatan penelitian ini yaitu di Laboratorium Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera Utara, Jl. Kapten Muktar Basri No.3 Medan, 20238

3.1.2 Waktu

Waktu pelaksanaan penelitian ini yaitu di mulai tanggal di sahkannya usulan judul penelitian oleh ketua program studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Sumatera utara dan akan dikerjakan selama kurang lebih 6 bulan samapai dinyatakan selesai.

Tabel 3.1 Jadwal Kegiatan Penelitian

No	Uraian Kegiatan	Waktu (bulan)							
		April	Mei	Juni	Juli	Agustus	September	Oktober	
1	pengajuan judul	■							
2	Studi Literature	■	■						
3	Desain alat			■					
4	Perakitan Alat				■				
5	Pengujian Alat					■			
6	Pengolahan Data						■		
7	Penulisan Laporan							■	
8	Seminar dan sidang								■

3.2. Bahan dan Alat

3.2.1 Bahan

Adapun bahan yang di gunakan dalam pembuatan alat ini adalah sebagai berikut :

1. Kompresor Mobil

Kompresor mobil digunakan untuk menghisap freon pada tekanan rendah dan mendistribusikannya ke kondensor dalam tekanan dan suhu tinggi, yakni mengkompres suhu dan tekanan refrigeran yang akan di salurkan ke kondesor. Kompresor dapat kita lihat pada gambar 3.1.

Jenis kompresor : *swash plate*

Voltase : 220 V



Gambar 3.1 Kompresor AC Mobil

2. Kondensor

Kondensor berfungsi untuk mengembunkan atau mengkondensasikan refrigeran bertekanan tinggi dari kompresor pada saat freon mulai masuk ke kompresor. Kondensor dapat kita lihat pada gambar 3.2.

Jenis kondensor : Kondensor pipa bersirip

Ukuran : $P \times l \times t = 46 \text{ cm} \times 2 \text{ cm} \times 38 \text{ cm}$

Bahan pipa : Besi (3 cm)

Bahan sirip : Aluminium



Gambar 3.2 Kondensor

3. Ekstra Fan

Ekstra fan berfungsi untuk mensirkulasikan udara di luar kabin. Ekstra fan dapat kita lihat pada gambar 3.3.



Gambar 3.3 Ekstra Fan

4. Motor Listrik 3 Fasa

Motor listrik digunakan untuk memutar kompresor dengan menggunakan Vbelt berukuran 48 pcs. Seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.4.

Daya Motor listrik : 3 hp
Voltase : 220 V



Gambar 3.4 Motor Listrik 3 Fasa

5. Evaporator

Evaporator digunakan untuk mengambil kalor dari suatu ruangan atau suatu benda yang bersentuhan dengannya. Pada evaporator terjadi pendidihan atau penguapan (evaporation) atau perubahan fase refrigeransi dari cair menjadi uap. Pada gambar 3.4 dapat kita lihat bentuk dari evaporator.

Bahan pipa evaporator : tembaga (6 mm)

Bahan sirip : Aluminium

Ukuran evaporator : p x l x t = 40 cm x 16,5 cm x 11 cm



Gambar 3.5 Evaporator

6. Receiver Dryer

Receiver Dryer berfungsi untuk menyerap kotoran serta air yang mungkin terserap saat terjadi sirkulasi refrigerant pada AC mobil. Ada dua komponen penting dalam receiver dryer yakni dryer (pengering) dan filter. Receiver dryer dapat kita lihat pada gambar 3.6

Bahan Tabung *Receiver Dryer* : Besi
Diameter : 6,3 cm
Tinggi : 20 cm



Gambar 3.6 Receiver Dryer Sebagai Penyaring

7. Baterai 12 Volt

Baterai 12 Volt di gunakan sebagai sumber arus pertama untuk menjalankan sistem rangkaian AC mobil. Baterai dapat kita lihat pada gambar 3.7.



Gambar 3.7 Baterai 12 Volt

8. Katup Ekspansi

Katup ekspansi berfungsi untuk menurunkan suhu dan tekanan refrigeran atau freonac mobil pada sirulasi ac mobil, setelah gas freon dipompa oleh kompressor dan dirubah wujudnya menjadi cair oleh condensor ac.



Gambar 3.8 Katup Ekspansi

9. Refrigeran R-134A



Gambar 3.9 Refrigeran R-134A

3.2.2 Alat-alat yang di Gunakan

Adapun alat-alat yang di gunakan pada saat penelitian adalah sebagai berikut :

1. Preassure Gauge

Preassure gauge digunakan untuk mengukur tekanan isian refrigeran yang akan di uji.



Gambar 3.10 Preassure Gauge

2. Air Sabun

Digunakan untuk mengecek sela-sela sambungan pipa bila ada kebocoran yang ada di rangkaian AC mobil.



Gambar 3.11 Wadah Berisikan Air Sabun

3. Ealtape

Untuk di gunakan untuk mengatasi kebocoran pada sambungan katub ekspansi.



Gambar 3.12 Sealtape

4. Kunci Inggris

Kunci Inggris di gunakan untuk membuka dan memasang katup ekspansi.



Gambar 3.13 Kunci Inggris

5. Kunci 14 Pass ring

Kunci 14 Pass ring digunakan untuk membuka dan memasang katub ekspansi.



Gambar 3.14 Kunci 14 Pas Ring

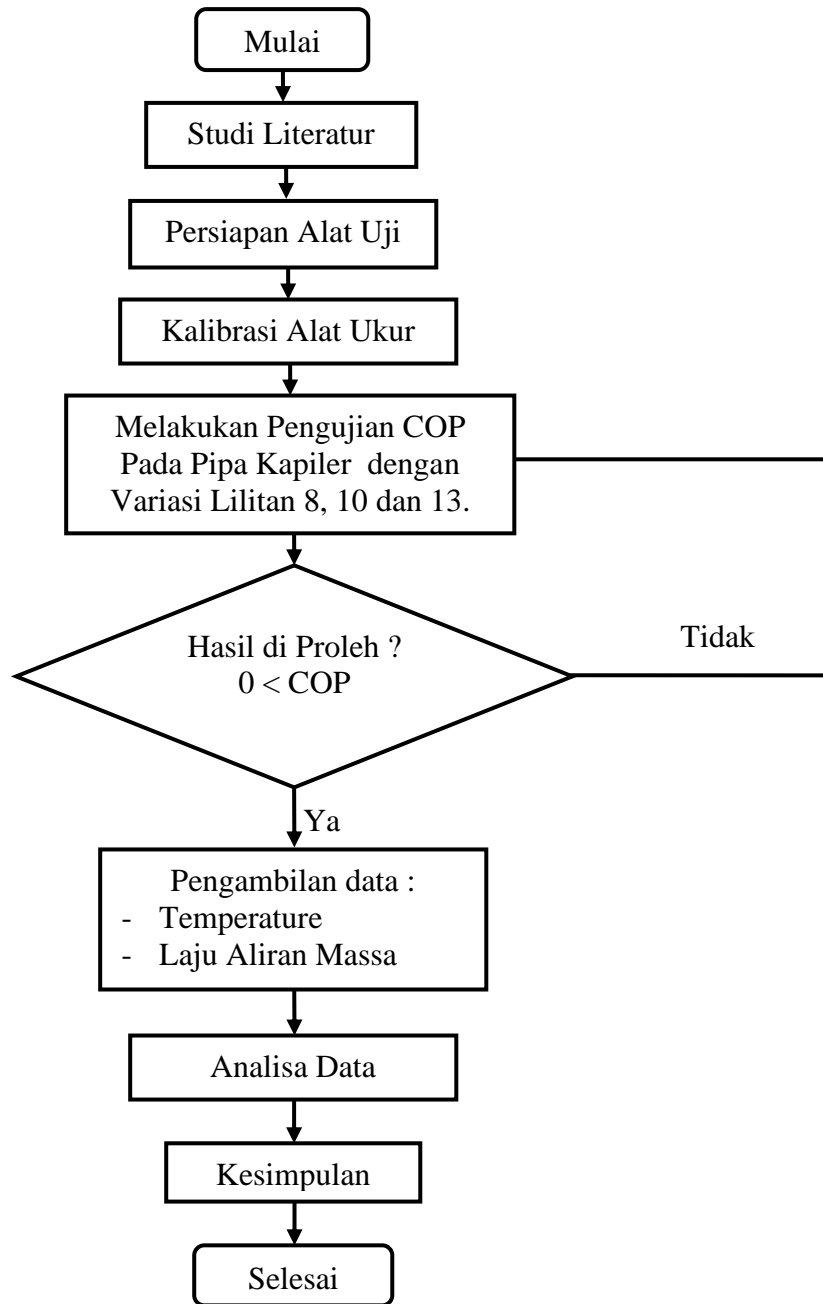
6. Digital thermometer

Digital thermometer digunakan untuk mengukur temperatur di dalam kabin.



Gambar 3.15 Digital Thermometer

3.3 Bagan Alir Penelitian



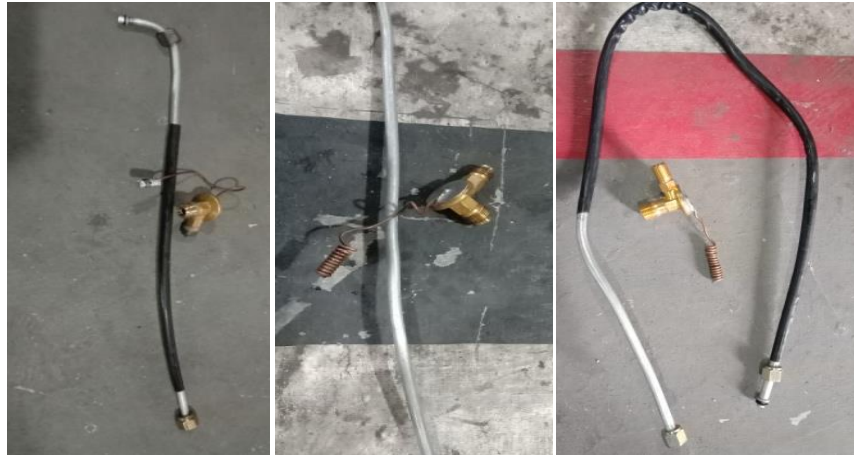
Gambar 3.16 Bagan Alir Penelitian

3.4 Prosedur Penelitian

Adapun prosedur penelitian pada saat pengujian di lakukan adalah sebagai berikut:

1. Pemasangan pipa Kapiler Berjumlah 8,10,13 Lilitan.

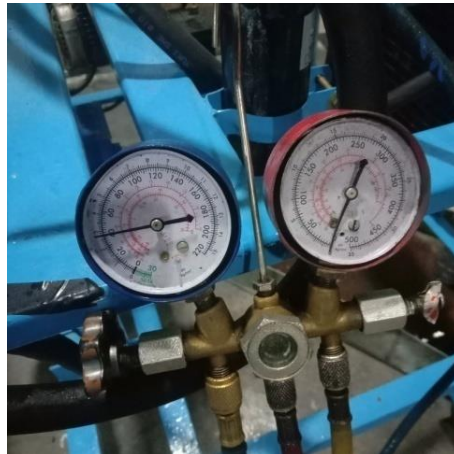
Pemasangan pipa kapiler bertujuan untuk mengetahui perbandingan COP pada alat tersebut.



Gambar 3.17 Pipa Kapiler dengan Jumlah 8,10,13 Lilitan

2. Pevakuman

Pevakuman bertujuan untuk mengosongkan refrigerant dan menghindari air di dalam laju aliran refrigerant.



Gambar 3.18Proses Pevakuman

3. Memasang Sensor Dallas

Memasang sensor dallas bertujuan untuk membaca laju aliran refrigeran



Gambar 3.19 Pemasangan Sensor Dallas

3.5.3 Menghidupkan Rangkaian Sistem AC Mobil

Menghidupkan rangkaian sistem AC mobil bertujuan untuk mengetahui kinerja dari rangkaian tersebut.



Gambar 3.20 Pengoprasian AC Mobil

3.5.4 Menimbang Refrigerant

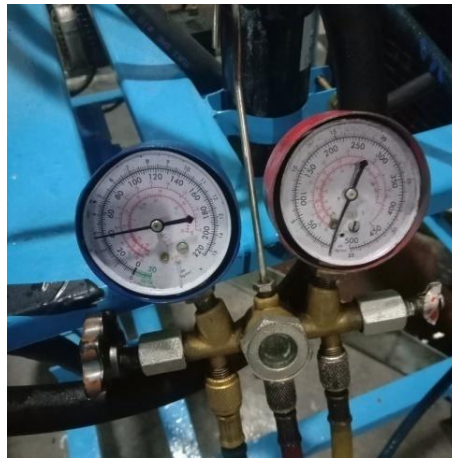
Menimbang refrigerant bertujuan untuk mengetahui berat dari refrigerant yang akan di gunakan.



Gambar 3.21 Menimbang Refrigerant

3.5.5 Mengisi Refrigerant

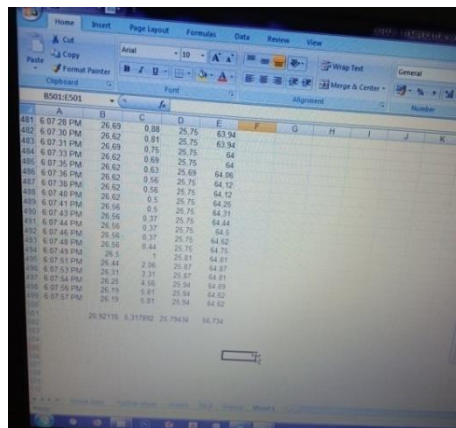
Mengisi refrigerant bertujuan untuk kebutuhan sistem pendingin



Gambar 3.22 Pengisian Refrigerant

3.5.6 Mengukur Temperature Laju Aliran Pada Pipa

Mengukur temperature bertujuan untuk mengontrol tekanan frigerant yang akan masuk ke kompresor.



Gambar 3.23 Pengukuran Temperatur

BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil Penelitian

Dari hasil penelitian pengaruh jumlah lilitan pipa kapiler terhadap COP dengan siklus kompresi uap, peneliti memodifikasi pipa kapiler dengan beberapa lilitan yaitu: dengan jumlah lilitan pipa kapiler sebanyak 8 (delapan) lilitan, 10 (sepuluh) lilitan dan 13 (tiga belas) lilitan. Adapun data yang dicatat dalam penelitian ini tekanan pada pengujian ini diukur nilai temperature keluaran evaporator (T_1), temperature keluaran kompresor (T_2), temperature keluaran kondensor (T_3), temperature keluaran ekspansi (T_4). Berikut tabel hasil penelitian pada lilitan pipa kapiler hasil data pengujian pada jumlah lilitan pipa kapiler yang berbeda dapat dilihat pada tabel 4.1 sebagai berikut.

Tabel 4.1 Hasil Pengukuran Tekanan (P_1 & P_2) suhu (T_1, T_2, T_3, T_4) Arus Dan Tegangan (V)

Jumlah Lilitan	Waktu	Arus (ampere)	Tegangan (volt)	T_1 ($^{\circ}\text{C}$)	T_2 ($^{\circ}\text{C}$)	T_3 ($^{\circ}\text{C}$)	T_4 ($^{\circ}\text{C}$)	P_1 (Psi)	P_2 (Psi)
8	10	0,8	220	29	70	34	2	60	30
10	10	0,8	220	28	46	32	4	60	30
13	10	0,8	220	28	56	26	5	60	30

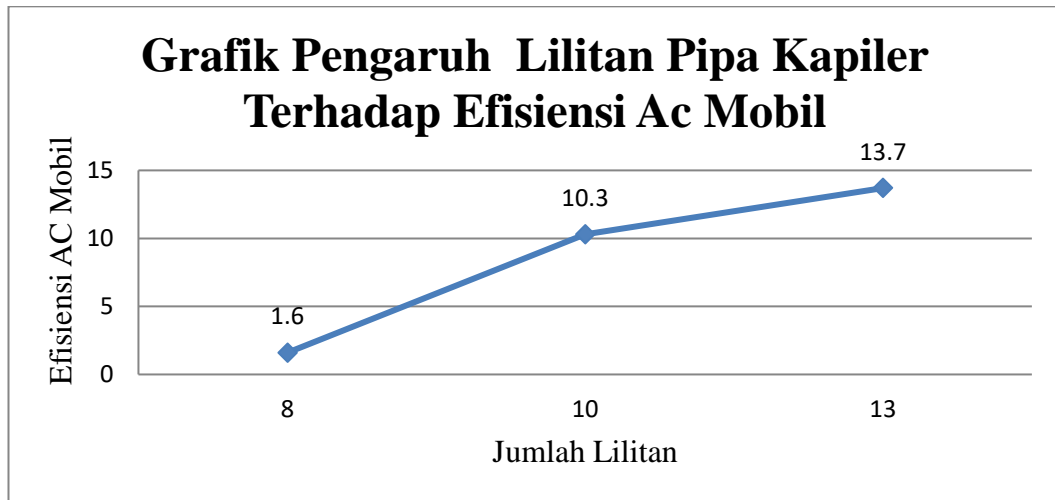
Tabel 4.2 Hasil Perhitungan Untuk Mendapatkan Nilai Kerja Kompresor (W_k) Kapasitas Pendingin (Q_{in}), Kalor yang dilepas Kondensor (Q_{out})

Jumlah lilitan	Kerja kompresor (kj/kg)	Kapasitas pendingin (kj/kg)	Kalor yang dilepas kondensor(kj/kg)
8	34,03	37,37	26,7
10	47,06	33,26	41,28
13	42,32	23,91	45,18

Tabel 4.3 Hasil Perhitungan Untuk Mendapatkan Nilai Laju Aliran Massa (m) dan COP.

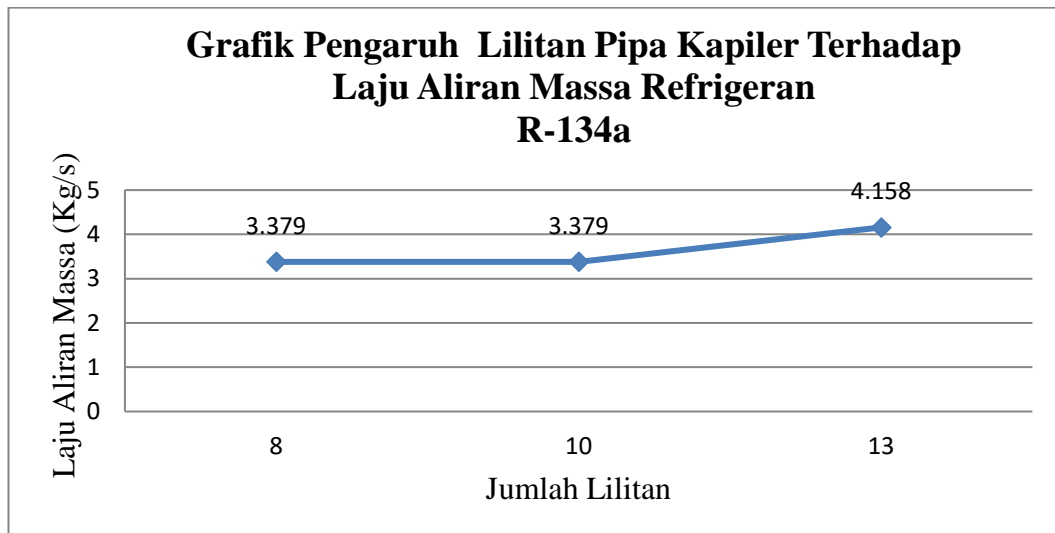
Jumlah lilitan	Efisiensi	Laju aliran massa	$\text{COP}_{\text{Aktual}}$	$\text{COP}_{\text{Ideal}}$
8	1,60	5,17	1,09	4,04
10	10,6	3,73	0,70	10,62
13	13,7	4,15	0,75	5,45

Berdasarkan data hasil pengujian diatas dilakukan perhitungan termodinamika yang hasilnya disajikan dalam gambar grafik dibawah ini.



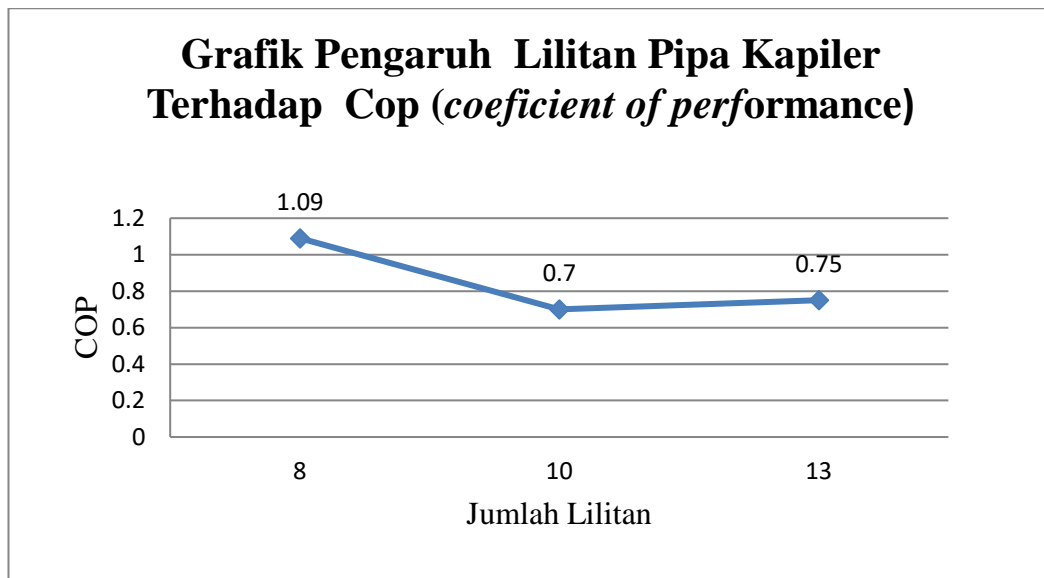
Gambar 4.1 Grafik Perbandingan Kerja Efisiensi AC Mobil

Dari Gambar 4.1 grafik di atas kita lihat perbandingan garis grafik terhadap efisiensi AC mobil, dimana garis efisiensi AC mobil naik keatas. Dijelaskan bahwa efisiensi AC mobil adalah suatu ukuran keberhasilan untuk mencapai hasil yang di inginkan, pada lilitan 13 (tiga belas) efisiensi AC mobil di dapat(13,70 %). Namun COP yang di dapatkan pada 13 (tiga belas) lilitan pipa kapiler mencapai 0,75 tetapi hasil COP yang didapat tidak efektif, dikarenakan pada lilitan tersebut kerja kompresor tekananya terlalu tinggi.



Gambar 4.2 Grafik Jumlah Lilitan Pipa Kapiler Terhadap Laju Aliran Massa Refrigerera R-134a.

Dari gambar 4.2 dapat dilihat kenaikan kerja kompresor (W_{in}) akibat pengaruh dari banyaknya lilitan pipa kapiler, besarnya nilai (W_{in}) tertinggi dapat divariasikan banyaknya jumlah lilitan. menunjukkan bahwa dari pengujian yang dilakukan selama 10 menit dari awal sampai akhir masing-masing pipa kapiler memiliki kinerja yang sesuai, sehingga laju aliran massa refrigeran dapat bekerja dengan baik sehingga menunjukkan hasil yang diinginkan dengan pengujian. Terlihat grafik diatas bahwa laju aliran massa refrigeran tidak jauh berbeda dengan hasil yang didapat saat pengujian berlangsung. Hal ini disebabkan dengan bertambahnya lilitan pipa kapiler, gesekan yang terjadi antara refrigeran dengan saluran pipa kapiler semakin besar. Karenanya diperlukan daya dorong kompresor yang lebih besar agar refrigeran dapat mengalir dengan baik.



Gambar 4.3 Grafik Pengaruh Jumlah Lilitan Pipa Kapiler Terhadap COP

Dari gambar 4.3 di atas grafik menunjukkan masing-masing pipa kapiler memiliki nilai kinerja COP yang relatif konstan tidak menunjukkan perbedaan yang terlalu besar, terlihat pada gambar diatas bahwa terjadi perbedaan hasil saat pengujian berlangsung. Pada grafik di atas terlihat nilai kinerja COP pada pengujian pertama yaitu dengan jumlah 8 (delapan) lilitan pipa kapiler menghasilkan COP 1,09 Kemudian pengujian ke dua menggunakan 10 (sepuluh) lilitan pipa kapiler menghasilkan COP 0,70. Pengujian ketiga menggunakan 13 (tiga belas) lilitan pipa kapiler menghasilkan nilai COP 0,75. Pengujian yang dilakukan menggunakan waktu selama 10 menit berlangsung. semakin sedikit jumlah lilitan pada katup ekspansi maka COP yang dihasilkan semakin baik.

4.2 Analisa Data

Berikut ini pengukuran didapatkan nilai rata-rata sebagai berikut :

4.2.1 Dari percobaan pertama menggunakan 8 lilitan pipa kapiler didapatkan data rata-rata sebagai berikut:

$$T_1 = 29 \quad P_1 = 60 \quad = 0,0006 \text{ bar}$$

$$T_2 = 70 \quad P_2 = 30 \quad = 0,0003 \text{ bar}$$

$$T_3 = 34 \quad A = 0,8 \text{ Amp}$$

$$T_4 = 2 \quad V = 220 \text{ Volt}$$

- Pada titik 1 (keluar kompresor dan masuk ke kondensor) dengan menggunakan parameter tekanan P1 dan temperatur T1 diketahui enthalpi (h_1) sebesar 90,05 kJ/kg dengan kondisi refrigerant *superheated*.
- Pada titik 2 (keluar kondensor dan masuk ke evaporator) dengan menggunakan parameter tekanan P2 dan temperatur T2 diketahui enthalpi (h_2) sebesar 124,08 kJ/kg dengan kondisi refrigerant *superheated*.
- Pada titik 3 (keluar kondensor) dengan menggunakan parameter tekanan P3 dan temperatur T3 diketahui enthalpi (h_3) sebesar 97,31 kJ/kg .
- Pada titik 4 (keluar evaporator) dengan menggunakan parameter tekanan P4 dan temperatur T4 diketahui enthalpi (h_4) sebesar 52,68 kJ/kg.

1. Kerja Kompresor

Untuk mendapatkan nilai kerja kompresor yang dihasilkan oleh AC mobil dapat menggunakan persamaan (2.1)

$$W_{in} = h_2 - h_1$$

$$W_{in} = 124,08 \text{ kJ/kg} - 90,05 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{in} = 34,03 \text{ kJ/kg}$$

Maka kerja kompresor persatuan massa refrigeran adalah 48,03 kJ/kg pada variasi 600 rpm

Diketahui Arus yang bekerja pada kompresor sebesar 0,8 A dengan Voltase 220V

2. Daya Kompresor

Untuk mendapatkan nilai daya kompresor yang dihasilkan oleh AC mobil dapat menggunakan persamaan (2.2)

$$W_k = I.V$$

$$= 0,8A \times 220V$$

$$= 176 \text{ Watt}$$

3. Kalor yang dilepas Kondensor (Q_{out})

Untuk mendapatkan nilai kalor yang dilepas kondensor oleh AC mobil dapat menggunakan persamaan (2.3)

$$Q_{out} = h_2 - h_3$$

$$= 124,08 \text{ kJ/kg} - 97,31 \text{ kJ/kg}$$

$$= 26,77 \text{ kJ/kg}$$

Maka kalor yang dilepas kondensor adalah 26,77kJ/kg

4. Kapasitas Pendingin (Q_{in})

Untuk mendapatkan nilai kapasitas pendingin oleh AC mobil dapat menggunakan persamaan (2.4)

$$Q_{in} = h_1 - h_4$$

$$= 90,05 \text{ kJ/kg} - 52,68 \text{ kJ/kg}$$

$$= 37,37 \text{ kJ/kg}$$

Maka kapasitas pendingin kalor yang diserap evaporator adalah 37,37 kJ/kg

5. COP_{Aktual}

COP_{Aktual} digunakan untuk menyatakan kerja dari mesin siklus kompresi uap AC mobil aktual, dapat dihitung menggunakan persamaan (2.5)

$$COP_{Aktual} = \frac{Q_{in}}{WK} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{37,37}{34,03} = 1,09$$

6. COP_{Ideal}

COP_{Ideal} digunakan untuk menyatakan kerja maksimum dari mesin siklus kompresi uap AC mobil, dapat dihitung dengan menggunakan persamaan(2.6)

$$COP_{Ideal} = \frac{T_e}{T_c - T_e}$$

$$= \frac{2 + 273,15}{(70 + 273,15) - (2 + 273,15)}$$

$$= 68$$

Maka COP_{Ideal} AC mobil sebesar 68 pada putaran motor dalam keadaan konstan.

7. Efisiensi (η)

Untuk mendapatkan efisiensi AC mobil yang bekerja dengan menggunakan siklus kompresi uap dapat dihitung dengan persamaan (2.7)

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{COP_{Aktual} \times 100\%}{COP_{Ideal}} \\ &= \frac{1,09 \times 100\%}{68} \\ &= 1,602\%\end{aligned}$$

8. Laju aliran massa

Untuk mendapatkan besarnya laju aliran massa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.8)

$$\begin{aligned}\dot{m} &= \frac{(V \cdot I) / 1000}{W_{in}} \\ &= \frac{(220 \cdot 0,8) / 1000}{34,03} \\ &= 5,171 \text{ g/s}\end{aligned}$$

Maka laju aliran massa refrigeran pada AC mobil sebesar 5,171g/s pada variasi putaran konstan pada motor.

4.2.2 Dari percobaan pertama menggunakan 10 lilitan pipa kapiler di dapatkan data rata-rata sebagai berikut:

$T_1 = 28$	$P_1 = 60$ psi	$= 0,0006$ bar
$T_2 = 46$	$P_2 = 30$ psi	$= 0,0003$ bar
$T_3 = 32$	$A = 0,8$ Amp	
$T_4 = 4$	$V = 220$ Volt	

- Pada titik 1 (keluar kompresor dan masuk ke kondensor) dengan menggunakan parameter tekanan P_1 dan temperatur T_1 di ketahui enthalpi (h_1) sebesar 88,61 kJ/kg dengan kondisi refrigeran *superheated*.
- Pada titik 2 (keluar kondensor dan masuk ke evaporator) dengan menggunakan parameter tekanan P_2 dan temperatur T_2 di ketahui enthalpi (h_2) sebesar 135,67 kJ/kg dengan kondisi refrigeran *superheated*.

- Pada titik 3 (keluar kondensor) dengan menggunakan parameter tekanan P3 dan temperatur T3 di ketahui enthalpi (h3) sebesar 94,39 kJ/kg .
- Pada titik 4 (keluar evaporator) dengan menggunakan parameter tekanan P4 dan temperatur T4 di ketahui enthalpi (h4) sebesar 55,35 kJ/kg.

1. Kerja Kompresor

Untuk mendapatkan nilai kerja kompresor yang dihasilkan oleh AC mobil dapat menggunakan persamaan (2.1)

$$W_{in} = h_2 - h_1$$

$$W_{in} = 135,67 \text{ kJ/kg} - 88,61 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{in} = 47,06 \text{ kJ/kg}$$

Maka kerja kompresor persatuan massa refrigeran adalah 47,06 kJ/kg. Diketahui Arus yang bekerja pada kompresor sebesar 0,8 A dengan Voltase 220V.

2. Daya kompresor

Untuk mendapatkan nilai daya kompresor yang dihasilkan oleh AC mobil dapat menggunakan persamaan (2.2)

$$W_k = I.V$$

$$= 0,8 \text{ A} \times 220\text{V}$$

$$= 176 \text{ watt}$$

3. Kalor yang dilepas kondensor (Qout)

Untuk mendapatkan nilai kalor yang dilepas kondensor oleh AC mobil dapat menggunakan persamaan (2.3)

$$Q_{out} = h_2 - h_3$$

$$= 135,67 \text{ kJ/kg} - 94,39 \text{ kJ/kg}$$

$$= 41,28 \text{ kJ/kg}$$

Maka kalor yang dilepas kondensor adalah 41,28 kJ/kg

4. Kapasitas Pendingin (Qin)

Untuk mendapatkan nilai kapasitas pendingin oleh AC mobil dapat menggunakan persamaan (2.4)

$$Q_{in} = h_1 - h_4$$

$$= 88,61 \text{ kJ/kg} - 55,35 \text{ kJ/kg}$$

$$= 33,26 \text{ kJ/kg}$$

Maka kapasitas pendingin kalor yang diserap evaporator adalah 33,26 kJ/kg

5. COP_{Aktual}

COP_{Aktual} digunakan untuk menyatakan kerja dari mesin siklus kompresi uap AC mobil aktual, dapat dihitung menggunakan persamaan (2.5)

$$COP_{Aktual} = \frac{Q_{in}}{WK} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{33,26}{47,06} = 0,70$$

6. COP_{Ideal}

COP_{Ideal} digunakan untuk menyatakan kerja maksimum dari mesin siklus kompresi uap AC mobil, dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.6)

$$\begin{aligned} COP_{Ideal} &= \frac{T_e}{T_c - T_e} \\ &= \frac{4 + 273,15}{(46 + 273,15) - (4 + 273,15)} \\ &= 6,59 \end{aligned}$$

Maka COP_{Ideal} AC mobil sebesar 6,59 pada variasi putaran motor konstan.

7. Efisiensi (η)

Untuk mendapatkan efisiensi AC mobil yang bekerja dengan menggunakan siklus kompresi uap dapat dihitung dengan persamaan (2.7)

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{COP_{Aktual} \times 100\%}{COP_{Ideal}} \\ &= \frac{0,70 \times 100\%}{6,59} \\ &= 10,6\% \end{aligned}$$

8. Laju aliran massa

Untuk mendapatkan besarnya laju aliran massa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.8)

$$\dot{m} = \frac{(V \cdot I) / 1000}{W_{in}}$$

$$= \frac{(220.0,8)/1000}{47,06}$$

$$= 3,739 \text{ g/s}$$

Maka laju aliran massa refrigeran pada AC mobil sebesar = 3,739 g/s pada variasi putaran konstan pada motor.

4.2.3 Dari percobaan pertama menggunakan 13 lilitan pipa kapiler di dapatkan data rata-rata sebagai berikut:

$T_1 = 28$	$P_1 = 60 \text{ psi}$	$= 0,0006 \text{ bar}$
$T_2 = 56$	$P_2 = 30 \text{ psi}$	$= 0,0003 \text{ bar}$
$T_3 = 26$	$A = 0,8 \text{ Amp}$	
$T_4 = 5$	$V = 220 \text{ Volt}$	

- Pada titik 1 (keluar kompresor dan masuk ke kondensor) dengan menggunakan parameter tekanan P1 dan temperatur T1 di ketahui enthalpi (h1) sebesar 88,61 kJ/kg dengan kondisi refrigeran *superheated*.
- Pada titik 2 (keluar kondensor dan masuk ke evaporator) dengan menggunakan parameter tekanan P2 dan temperatur T2 di ketahui enthalpi (h2) sebesar 130,93 kJ/kg dengan kondisi refrigeran *superheated*.
- Pada titik 3 (keluar kondensor) dengan menggunakan parameter tekanan P3 dan temperatur T3 di ketahui enthalpi (h3) sebesar 85,75 kJ/kg .
- Pada titik 4 (keluar evaporator) dengan menggunakan parameter tekanan P4 dan temperatur T4 di ketahui enthalpi (h4) sebesar 56,70 kJ/kg.

1. Kerja Kompresor

Untuk mendapatkan nilai kerja kompresor yang dihasilkan oleh AC mobil dapat menggunakan persamaan (2.1)

$$W_{in} = h_2 - h_1$$

$$W_{in} = 130,93 \text{ kJ/kg} - 88,61 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{in} = 42,32 \text{ kJ/kg}$$

Maka kerja kompresor persatuan massa refrigeran adalah 42,32 kJ/kg pada variasi 1000 rpm

Diketahui Arus yang bekerja pada kompresor sebesar 0,8 A dengan Voltase 220V

2. Daya Kompresor

Untuk mendapatkan nilai daya kompresor yang dihasilkan oleh AC mobil dapat menggunakan persamaan (2.2)

$$\begin{aligned} W_k &= I.V \\ &= 0,8 \text{ A} \times 220\text{V} \\ &= 176 \text{ watt} \end{aligned}$$

3. Kalor yang dilepas kondensor (Q_{out})

Untuk mendapatkan nilai kalor yang dilepas kondensor oleh AC mobil dapat menggunakan persamaan (2.3)

$$\begin{aligned} Q_{Out} &= h_2 - h_3 \\ &= 130,93 \text{ kJ/kg} - 85,75 \text{ kJ/kg} \\ &= 45,18 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Maka kalor yang dilepas kondensor adalah 45,18kJ/kg

4. Kapasitas Pendingin (Q_{in})

Untuk mendapatkan nilai kapasitas pendingin oleh AC mobil dapat menggunakan persamaan (2.4)

$$\begin{aligned} Q_{in} &= h_1 - h_4 \\ &= 80,61 \text{ kJ/kg} - 56,70 \text{ kJ/kg} \\ &= 23,91 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Maka kapasitas pendingin kalor yang diserap evaporator adalah 23,91 kJ/kg

5. COP_{Aktual}

COP_{Aktual} digunakan untuk menyatakan kerja dari mesin siklus kompresi uap AC mobil aktual, dapat dihitung menggunakan persamaan (2.5)

$$COP_{Aktual} = \frac{Q_{in}}{W_k} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{31,91}{42,32} = 0,75$$

5. COP_{Ideal}

COP_{Ideal} digunakan untuk menyatakan kerja maksimum dari mesin siklus kompresi uap AC mobil, dapat dihitung dengan menggunakan persamaan(2.6)

$$COP_{Ideal} = \frac{T_e}{T_c - T_e}$$

$$= \frac{5 + 273,15}{(57 + 273,15) - (5 + 273,15)}$$

$$= 5,45$$

Maka COP_{Ideal} AC mobil sebesar 5,45 pada variasi putaran 1000 rpm.

6. Efisiensi (η)

Untuk mendapatkan efisiensi AC mobil yang bekerja dengan menggunakan siklus kompresi uap dapat dihitung dengan persamaan (2.7)

$$\eta = \frac{COP_{Aktual} \times 100\%}{COP_{Ideal}}$$

$$= \frac{0,75 \times 100\%}{5,45}$$

$$= 13,7\%$$

7. Laju aliran massa

Untuk mendapatkan besarnya laju aliran massa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.8)

$$\dot{m} = \frac{(V.I)/1000}{W_{in}}$$

$$= \frac{(220.0,8)/1000}{42,32}$$

$$= 4,158 \text{ g/s}$$

Maka laju aliran massa refrigeran pada AC mobil sebesar 4,158 g/s pada putaran konstan pada motor.

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil penelitian lilitan pipa kapiler diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. Dapat dianalisis dari perbandingan nilai rata-rata bahwa penurunan daya kompresor, kapasitas pendingin di evaporator, *Coefficient Of*

Performance(COP) dan efisiensi pada sistem pendingin pada perubahan lilitan yang berbeda.

2. Berdasarkan data yang diperoleh hasil pengujian dan analisa pendingin di dapat lebih efisien kinerja kerjanya apa bila menggunakan pipa kapiler dengan jumlah lilitan yang lebih sedikit.

5.2 Saran

Penulis sepenuhnya menyadari bahwa pembuatan rangkaian sistem AC mobil masih belum cukup sempurna, maka dari itu pada riset berikutnya penulis menyarankan agar alat sistem AC mobil ini bisa lebih di kembangkan lagi sesuai dengan perkembangan teknologi yang semakin hari semakin maju.

DAFTAR PUSTAKA

- Dossat, R. J (1981) *Principles Of Refrigeration*. John Wiley and Sons, Ins. Toppan Company, Ltd. Tokyo Japan
- Homzah Firdaus Ozkar, dkk. (2017) *pengaruh variasi panjang dan diameter pipa kapiler terhadap COP pada trainer sistem pendingin dasar*. Jurnal, Palembang:Teknik Mesin, Universitas Tridinanti.
- Lurito Agus, Eka Dewi Anggraini Handoyo. (2002)*Analisa Pengaruh Pipa Kapiler Yang Dilakukan Pada Line Suction Terhadap Perpormasi Mesin Pendingin*), Jurnal, Surabaya:Fakultas Teknologi Industri Jurusan Teknik Mesin, Universitas Kristen Petra.
- Permana Andika. (2019) *Pengaruh Panjang Pipa Kapiler Terhadap Karakteristik Water Chiller*. Skripsi, Yogyakarta: Fakultas Sains dan Teknologi, Universitas Sanata Dharma.
- Sudiro, S.T,M.Si. (2015) *Visualisasi Sistem Ac Mobil Dengan Pompa Compressor Model Rotary Sebagai Upaya Peningkatan Mutu Pendidikan Dan Keterampilan Bagi Siswa Smk*. Jurnal, Surakarta:Politeknik Indonesia.
- Stoecker.F Wilbert, dkk (1989) *Refrigerasi Dan Pengkondisian Udara*. Terjemah oleh Ir. Supratman Hara. Jakarta: Erlangga.

LAMPIRAN-LAMPIRAN

TABLE A-11
TABLE A-11
 Saturated refrigerant-134a—Temperature table
 Saturated refrigerant-134a—Temperature table

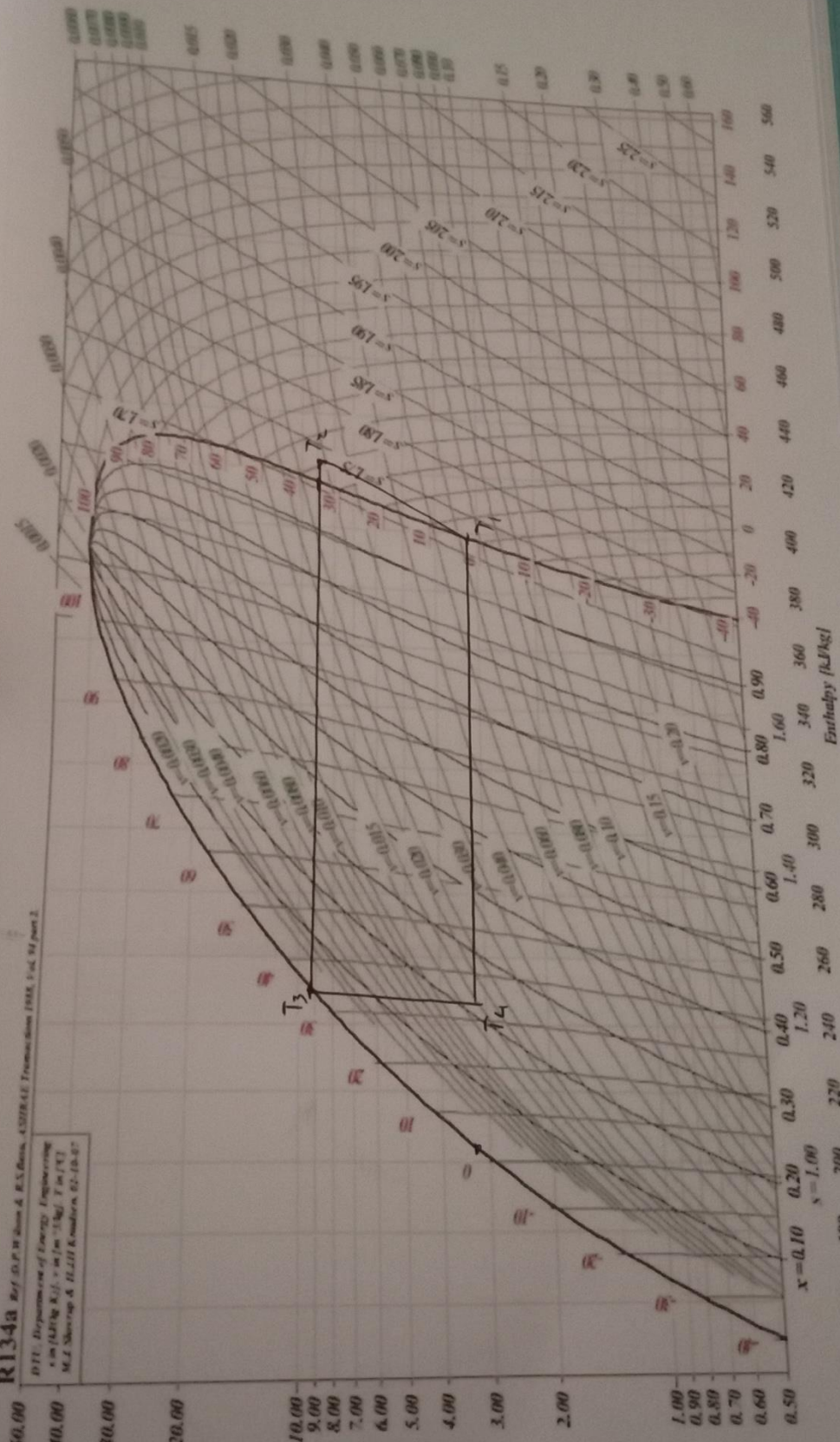
Temp., Temp., T, °C	Press., Press., P, MPa	Specific volume, m ³ /kg		Internal energy, kJ/kg		Enthalpy, Enthalpy, kJ/kg		Entropy, Entropy, kJ/(kg·K)	
		Sat. liquid, v _f	Sat. vapor, v _g	Sat. liquid, u _f	Sat. vapor, u _g	Sat. liquid, h _f	Evap., h _{fg}	Sat. liquid, s _f	Sat. vapor, s _g
40	0.95164	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
42	0.96332	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
44	0.97500	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
46	0.98668	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
48	0.99836	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
50	1.01004	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
52	1.02172	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
54	1.03340	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
56	1.04508	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
58	1.05676	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
60	1.06844	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
62	1.08012	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
64	1.09180	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
66	1.10348	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
68	1.11516	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
70	1.12684	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
72	1.13852	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
74	1.15020	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
76	1.16188	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
78	1.17356	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
80	1.18524	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
82	1.19692	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
84	1.20860	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
86	1.22028	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
88	1.23196	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
90	1.24364	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
92	1.25532	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
94	1.26700	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
96	1.27868	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
98	1.29036	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560
100	1.30204	0.0007055	0.35660	-0.04	204.45	0.00	205.88	0.0000	0.6560

Source for Tables A-8 through A-10: M. J. Moran and H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 2nd ed. (New York: John Wiley & Sons, 1997), pp. 710–11. Original based on equations from D. P. Wilson and S. Basu, "Thermodynamic Properties of a New Stratospherically Safe Working Fluid—Refrigerant-134a," *ASHRAE Trans.* 94, Pt. 2 (1988), pp. 2095–118. Used with permission.

R-134a

R134a Ref. D.P. Wilson & R.S. Bates, *ASHRAE Transactions* 1984, Vol. 94 part 2.

DTU, *Dispersion of Energy Engineering*
 x in (kJ/kg K) y in (m³/kg) T in (K)
M.L. Shreeve & H.L.H. Knaflitz, 02-18-87



R-134a

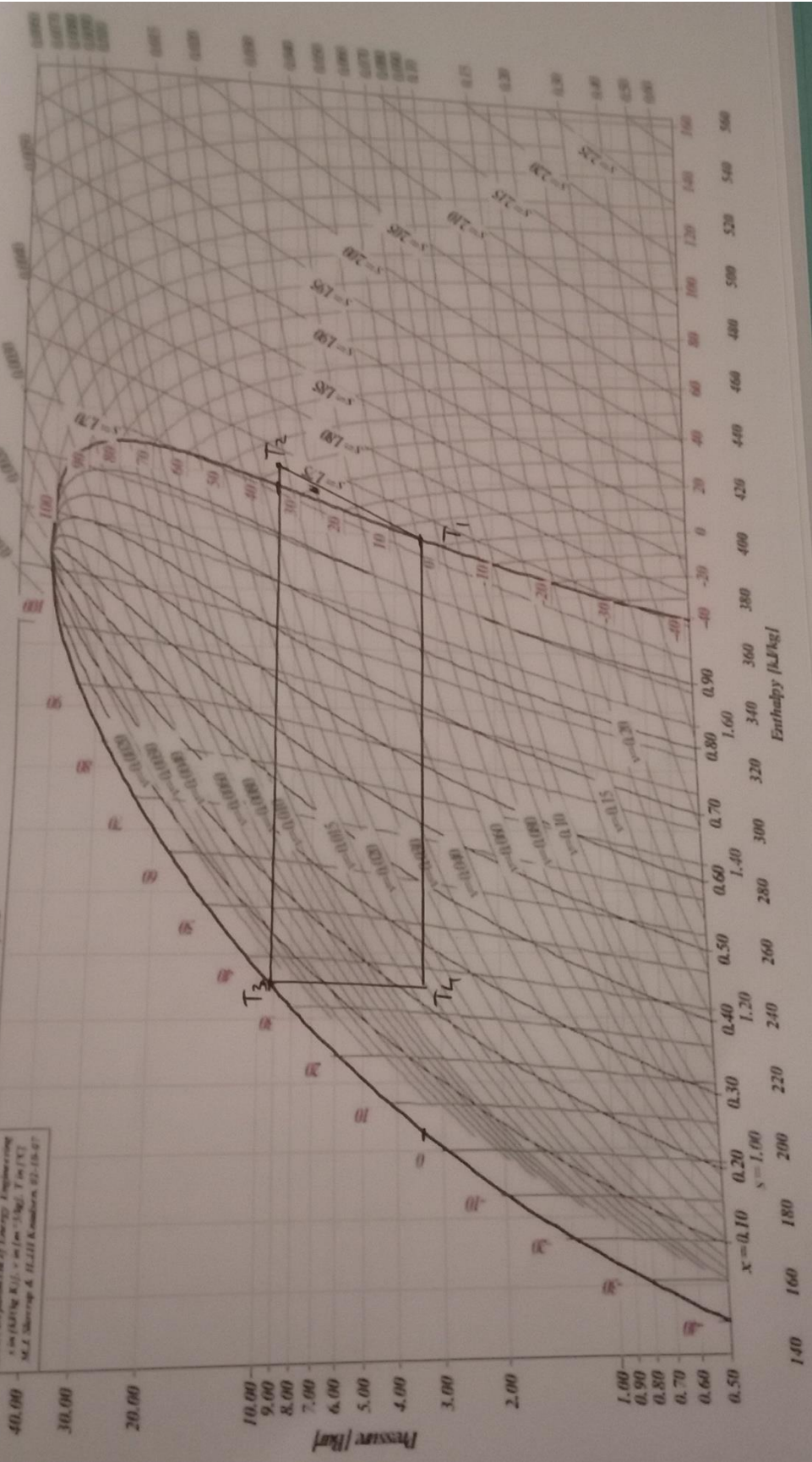
TABLE A-11

Saturated refrigerant-134a—Temperature table

Temp., T°C	Press., P _{sat} MPa	Specific volume, m ³ /kg		Internal energy, kJ/kg		Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/(kg·K)	
		Sat. liquid, v _f	Sat. vapor, v _g	Sat. liquid, u _f	Sat. vapor, u _g	Sat. liquid, h _f	Evap., h _{fg}	Sat. vapor, h _g	Sat. liquid, s _f	Sat. vapor, s _g
-40	0.05164	0.0007055	0.3569	-0.04	204.45	0.00	222.88	222.88	0.0000	0.9560
-36	0.06332	0.0007113	0.2947	4.68	206.73	4.73	220.67	225.40	0.0201	0.9506
-32	0.07704	0.0007172	0.2451	9.47	209.01	9.52	218.37	227.90	0.0401	0.9456
-28	0.09305	0.0007233	0.2052	14.31	211.29	14.37	216.01	230.38	0.0600	0.9411
-26	0.10199	0.0007265	0.1882	16.75	212.43	16.82	214.80	231.62	0.0699	0.9390
-24	0.11160	0.0007296	0.1728	19.21	213.57	19.29	213.57	232.85	0.0798	0.9370
-22	0.12192	0.0007328	0.1590	21.68	214.70	21.77	212.32	234.08	0.0897	0.9351
-20	0.13299	0.0007361	0.1464	24.17	215.84	24.26	211.05	235.31	0.0996	0.9332
-18	0.14483	0.0007395	0.1350	26.67	216.97	26.77	209.76	236.53	0.1094	0.9315
-16	0.15748	0.0007428	0.1247	29.18	218.10	29.30	208.45	237.74	0.1192	0.9298
-12	0.18540	0.0007498	0.1068	34.25	220.36	34.39	205.77	240.15	0.1388	0.9267
-8	0.21704	0.0007569	0.0919	39.38	222.60	39.54	203.00	242.54	0.1583	0.9239
-4	0.25274	0.0007644	0.0794	44.56	224.84	44.75	200.15	244.90	0.1777	0.9213
0	0.29282	0.0007721	0.0689	49.79	227.06	50.02	197.21	247.23	0.1970	0.9190
4	0.33765	0.0007801	0.0600	55.08	229.27	55.35	194.19	249.53	0.2162	0.9169
8	0.38756	0.0007884	0.0525	60.43	231.46	60.73	191.07	251.80	0.2354	0.9150
12	0.44294	0.0007971	0.0460	65.83	233.63	66.18	187.85	254.03	0.2545	0.9132
16	0.50416	0.0008062	0.0405	71.29	235.78	71.69	184.52	256.22	0.2735	0.9116
20	0.57160	0.0008157	0.0358	76.80	237.91	77.26	181.09	258.35	0.2924	0.9102
24	0.64566	0.0008257	0.0317	82.37	240.01	82.90	177.55	260.45	0.3113	0.9089
26	0.68530	0.0008309	0.0298	85.18	241.05	85.75	175.73	261.48	0.3208	0.9082
28	0.72675	0.0008362	0.0281	88.00	242.08	88.61	173.89	262.50	0.3302	0.9076
30	0.77006	0.0008417	0.0265	90.84	243.10	91.49	172.00	263.50	0.3396	0.9070
32	0.81528	0.0008473	0.0250	93.70	244.12	94.39	170.09	264.48	0.3490	0.9064
34	0.86247	0.0008530	0.0236	96.58	245.12	97.31	168.14	265.45	0.3584	0.9058
36	0.91168	0.0008590	0.0223	99.47	246.11	100.25	166.15	266.40	0.3678	0.9053
38	0.96298	0.0008651	0.0210	102.38	247.09	103.21	164.12	267.33	0.3772	0.9047
40	1.0164	0.0008714	0.0199	105.30	248.06	106.19	162.05	268.24	0.3866	0.9041
42	1.0720	0.0008780	0.0188	108.25	249.02	109.19	159.94	269.14	0.3960	0.9035
44	1.1299	0.0008847	0.0177	111.22	249.96	112.22	157.79	270.01	0.4054	0.9030
48	1.2526	0.0008989	0.0159	117.22	251.79	118.35	153.33	271.68	0.4243	0.9017
52	1.3851	0.0009142	0.0142	123.31	253.55	124.58	148.66	273.24	0.4432	0.9004
56	1.5278	0.0009308	0.0127	129.51	255.23	130.93	143.75	274.68	0.4622	0.8990
60	1.6813	0.0009488	0.0114	135.82	256.81	137.42	138.57	275.99	0.4814	0.8973
70	2.1162	0.0010027	0.0086	152.22	260.15	154.34	124.08	278.43	0.5302	0.8918
80	2.6324	0.0010766	0.0064	169.88	262.14	172.71	106.41	279.12	0.5814	0.8827
90	3.2435	0.0011949	0.0046	189.82	261.34	193.69	82.63	276.32	0.6380	0.8655
100	3.9742	0.0015443	0.0027	218.60	248.49	224.74	34.40	259.13	0.7196	0.8117

Source for Tables A-8 through A-10: M. J. Moran and H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 2nd ed. (New York: John Wiley & Sons, 1992), pp. 710–15. Originally based on equations from D. P. Wilson and R. S. Basu, "Thermodynamic Properties of a New Stratospherically Safe Working Fluid—Refrigerant-134a," *ASHRAE Trans.* 94, Pt. 2 (1988), pp. 2095–118. Used with permission.

R13-4a Ref. D.P. 13-4a & B.S. 6800, CHEMICAL THERMODYNAMICS DATA, Vol. 14, part 2
 1977, Department of Energy Engineering
 1 in (SI) kg KJ, 1 in (Im) 14kg, T in (C)
 M.J. Sharrap & H.L.H. K. numbers 41-10-87



R-134a

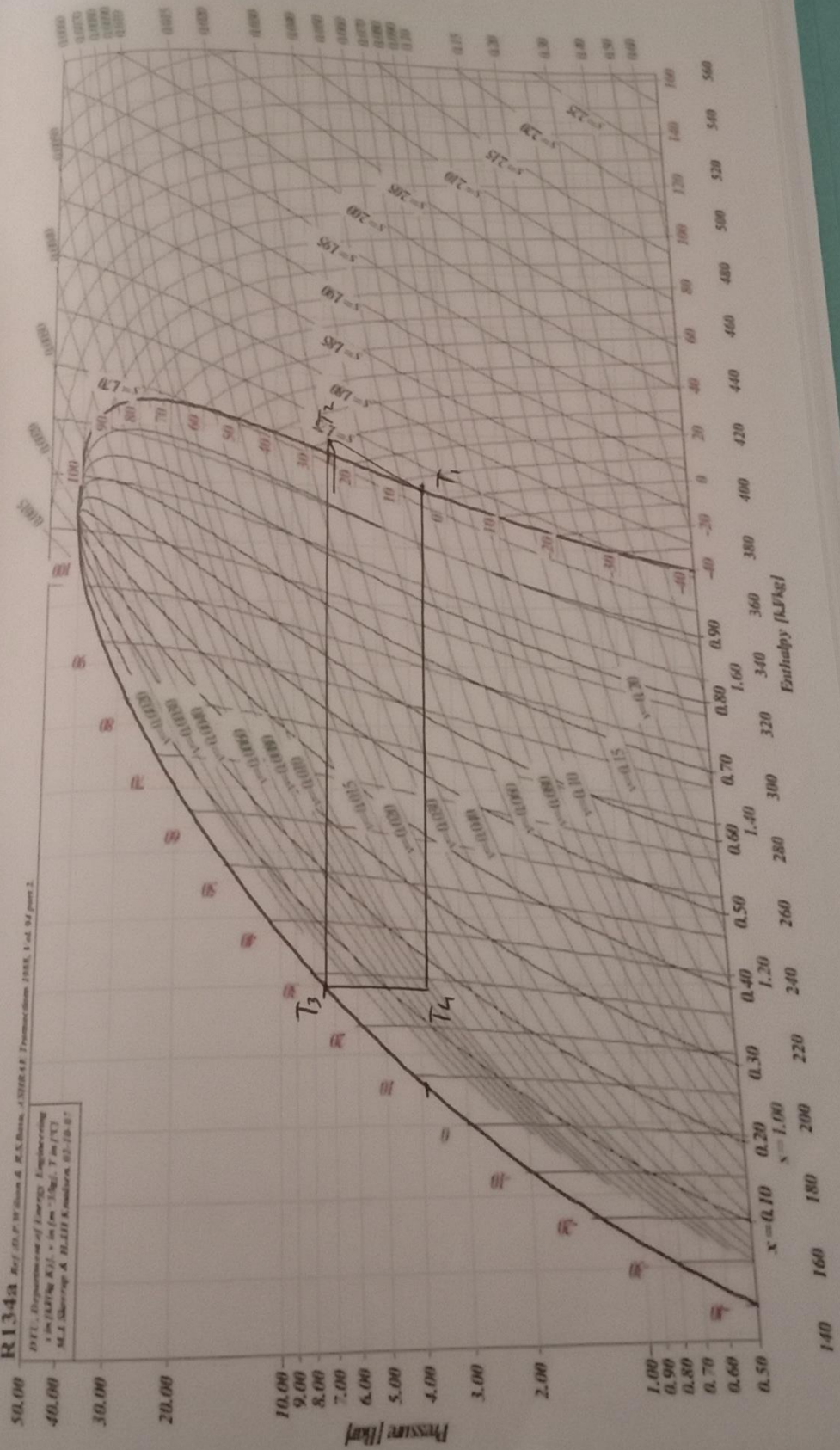
TABLE A-11
Saturated refrigerant-134a—Temperature table

Temp., T°C	Press., P _{sat} MPa	Specific volume, m ³ /kg		Internal energy, kJ/kg		Enthalpy, kJ/kg			Entropy, kJ/(kg·K)	
		Sat. liquid, v _f	Sat. vapor, v _g	Sat. liquid, u _f	Sat. vapor, u _g	Sat. liquid, h _f	Evap., h _{fg}	Sat. vapor, h _g	Sat. liquid, s _f	Sat. vapor, s _g
-40	0.05164	0.0007055	0.3569	-0.04	204.45	0.00	222.88	222.88	0.0000	0.9560
-36	0.06332	0.0007113	0.2947	4.68	206.73	4.73	220.67	225.40	0.0201	0.9506
-32	0.07704	0.0007172	0.2451	9.47	209.01	9.52	218.37	227.90	0.0401	0.9456
-28	0.09305	0.0007233	0.2052	14.31	211.29	14.37	216.01	230.38	0.0600	0.9411
-26	0.10199	0.0007265	0.1882	16.75	212.43	16.82	214.80	231.62	0.0699	0.9390
-24	0.11160	0.0007296	0.1728	19.21	213.57	19.29	213.57	232.85	0.0798	0.9370
-22	0.12192	0.0007328	0.1590	21.68	214.70	21.77	212.32	234.08	0.0897	0.9351
-20	0.13299	0.0007361	0.1464	24.17	215.84	24.26	211.05	235.31	0.0996	0.9332
-18	0.14483	0.0007395	0.1350	26.67	216.97	26.77	209.76	236.53	0.1094	0.9315
-16	0.15748	0.0007428	0.1247	29.18	218.10	29.30	208.45	237.74	0.1192	0.9298
-12	0.18540	0.0007498	0.1068	34.25	220.36	34.39	205.77	240.15	0.1388	0.9267
-8	0.21704	0.0007569	0.0919	39.38	222.60	39.54	203.00	242.54	0.1583	0.9239
-4	0.25274	0.0007644	0.0794	44.56	224.84	44.75	200.15	244.90	0.1777	0.9213
0	0.29282	0.0007721	0.0689	49.79	227.06	50.02	197.21	247.23	0.1970	0.9190
4	0.33765	0.0007801	0.0600	55.08	229.27	55.35	194.19	249.53	0.2162	0.9169
8	0.38756	0.0007884	0.0525	60.43	231.46	60.73	191.07	251.80	0.2354	0.9150
12	0.44294	0.0007971	0.0460	65.83	233.63	66.18	187.85	254.03	0.2545	0.9132
16	0.50416	0.0008062	0.0405	71.29	235.78	71.69	184.52	256.22	0.2735	0.9116
20	0.57160	0.0008157	0.0358	76.80	237.91	77.26	181.09	258.35	0.2924	0.9102
24	0.64566	0.0008257	0.0317	82.37	240.01	82.90	177.55	260.45	0.3113	0.9089
26	0.68530	0.0008309	0.0298	85.18	241.05	85.75	175.73	261.48	0.3208	0.9082
28	0.72675	0.0008362	0.0281	88.00	242.08	88.61	173.89	262.50	0.3302	0.9076
30	0.77006	0.0008417	0.0265	90.84	243.10	91.49	172.00	263.50	0.3396	0.9070
32	0.81528	0.0008473	0.0250	93.70	244.12	94.39	170.09	264.48	0.3490	0.9064
34	0.86247	0.0008530	0.0236	96.58	245.12	97.31	168.14	265.45	0.3584	0.9058
36	0.91168	0.0008590	0.0223	99.47	246.11	100.25	166.15	266.40	0.3678	0.9053
38	0.96298	0.0008651	0.0210	102.38	247.09	103.21	164.12	267.33	0.3772	0.9047
40	1.0164	0.0008714	0.0199	105.30	248.06	106.19	162.05	268.24	0.3866	0.9041
42	1.0720	0.0008780	0.0188	108.25	249.02	109.19	159.94	269.14	0.3960	0.9035
44	1.1299	0.0008847	0.0177	111.22	249.96	112.22	157.79	270.01	0.4054	0.9030
48	1.2526	0.0008989	0.0159	117.22	251.79	118.35	153.33	271.68	0.4243	0.9017
52	1.3851	0.0009142	0.0142	123.31	253.55	124.58	148.66	273.24	0.4432	0.9004
56	1.5278	0.0009308	0.0127	129.51	255.23	130.93	143.75	274.68	0.4622	0.8990
60	1.6813	0.0009488	0.0114	135.82	256.81	137.42	138.57	275.99	0.4814	0.8973
70	2.1162	0.0010027	0.0086	152.22	260.15	154.34	124.08	278.43	0.5302	0.8918
80	2.6324	0.0010766	0.0064	169.88	262.14	172.71	106.41	279.12	0.5814	0.8827
90	3.2435	0.0011949	0.0046	189.82	261.34	193.69	82.63	276.32	0.6380	0.8655
100	3.9742	0.0015443	0.0027	218.60	248.49	224.74	34.40	259.13	0.7196	0.8117

Source for Tables A-8 through A-10: M. J. Moran and H. N. Shapiro, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 2nd ed. (New York: John Wiley & Sons, 1992), pp. 710–15. Originally based on equations from D. P. Wilson and R. S. Basu, "Thermodynamic Properties of a New Stratospherically Safe Working Fluid—Refrigerant-134a," *ASHRAE Trans.* 94, Pt. 2 (1988), pp. 2095–118. Used with permission.

R134a Ref. D.P. Wilson & R.S. Ross, *STEEL-STEEL TRANSMISSION 1988, Vol. 94 part 2*

REF: Department of Energy Engineering
 1st (1987) KJ, v in (m³/kg), T in (°C)
 M.L. Sherratt & B.L.H. Kumbhar, 02-10-07



LEMBAR ASISTENSI TUGAS AKHIR

PENGARUH JUMLAH LILITAN PIPA KAPILER TERHADAP COP
SISTEM PENDINGIN AC MOBIL

Nama : AJI MAULANA

NPM : 1507230176

Dosen Pembimbing 1 : Khairul Umurani, S.T., M.T

Dosen Pembimbing 2 : CHANDRA A SIREGAR, S.T., M.T

No	Hari/Tanggal	Kegiatan	Paraf
	11/07-2019	- Pembacaan proposal tugas	le
	12/07-2019	- Pembacaan pendahuluan	le
	3/08-2019	- Pembacaan tinjauan pustaka	le
	31/08-2019	- Pembacaan Metode	le
	2/08-2019	- Laporan ke pembimbing 2	le
	13/9-2019	- Pembacaan bab 1, abstrak, dll.	le
	23/9-2019	All seminar	le

le, seminar

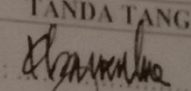
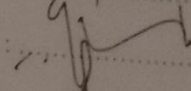
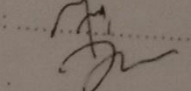
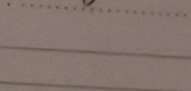
le

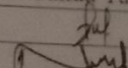
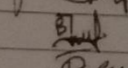
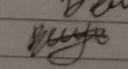
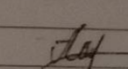
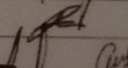
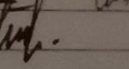
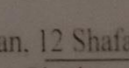
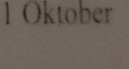
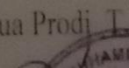

DAFTAR HADIR SEMINAR
TUGAS AKHIR TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK - UMSU
TAHUN AKADEMIK 2018 - 2019

Peserta Seminar
Nama
NPM
Judul Tugas Akhir

: Aji Maulana
: 1507230176
: Pengaruh Jumlah Lilitan Pipa Kapiler Terhadap Cop-
Pipa Kapiler Terhadap Cop Sistem Pendingin Ac Mobil

DAFTAR HADIR

		TANDA TANGAN
Pembimbing - I	: Khairul Umurani.S.T./M.T	
Pembimbing - II	: Chandra A Siregar, ST. MT	
Pembanding - I	: H. Muharnif.S.T.M.Sc	
Pembanding - II	: H. Bekti.Suroso.S.T.M.Eng	

	NPM	Nama Mahasiswa	Tanda Tangan
1	1507230014	JERRY RAMADANI SAPITRA	
2	1507230146	MUFON NALDI KISI	
3	1507230116	BAYU DARMAWAN	
4	1507230001	MMD SYAHIDANA AMIN	
5	1507230021	BAYU PRATAMA	
6	1507230179	FIKA RONAL FEBRIAN	
7	1507230026	ARIF MUHAMMAD	
8	1507230291	Lion Sama Pratomo	
9	1507230163	Bayu Anggoro	
10	1507230137	Fahrul Rozi	

Medan, 12 Shafar 1441 H
11 Oktober 2019 M

Ketua Prodi. T. Mesin



DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA

NAMA : Aji Maulana
NPM : 1507230176
Judul T.Akhir : Pengaruh Jumlah Lilitan Pipa Kapiler Terhadap Cop Sistem Pendingin Avc Mobil

Dosen Pembimbing - I : Khairul Umurani.S.T.M.T
Dosen Pembimbing - II : Chandra A Siregar.S.T.M.T
Dosen pembanding - I : H.Muharnif.S.T.M.Sc
Dosen Pembanding - II : Bekti Suroso.S.T.M.Eng

KEPUTUSAN

2 Baik dapat diterima ke sidang sarjana (collogium)
Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain :

Lihat buku strip
.....
.....

3 Harus mengikuti seminar kembali
Perbaikan :

.....
.....
.....

Medan 12 Shafar 1441 H
11 Oktober 2019 M

Diketahui :
Ketua Prodi T.Mesin



Dosen Pembanding - 1

H.Muharnif.S.T.M.Sc

DAFTAR EVALUASI SEMINAR FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SUMATERA UTARA

NAMA : Aji Maulana
NPM : 1507230176
Judul T.Akhir : Pengaruh Jumlah Lilitan Pipa Kapiler Terhadap Cop Sistem Pendingin Avc Mobil

Dosen Pembimbing - I : Khairul Umurani.S.T.M.T
Dosen Pembimbing - II : Chandra A Siregar.S.T.M.T
Dosen pembanding - I : H.Muharnif.S.T.M.Sc
Dosen Pembanding - II : Bekti Suroso.S.T.M.Eng

KEPUTUSAN

- 1 Baik dapat diterima ke sidang sarjana (collogium)
- 2 Dapat mengikuti sidang sarjana (collogium) setelah selesai melaksanakan perbaikan antara lain :

Waktu pada masalah tugas akhir /

- 3 Harus mengikuti seminar kembali
Perbaikan :

Medan 12 Shafar 1441 H
11 Oktober 2019 M

Diketahui :
Ketua Prodi T.Mesin



Dosen Pembanding - II

Bekti Suroso.S.T.M.Eng

DAFTAR RIWAYAT HIDUP



A. Data Pribadi

1. Nama : Aji Maulana
2. Jenis Kelamin : Laki – Laki
3. Tempat, Tanggal Lahir : Sidorejo, 10 agustus 1996
4. Kebangsaan : Indonesia
5. Status : Belum Menikah
6. Tinggi / Berat Badan : 160 cm / 60 kg
7. Agama : Islam
8. Alamat : Dusun Hadayani Desa Sidomakmur
Kec.Kuala
Kab. Langkat
9. No. Hp : +6282274987970
- 10 Email : ajimaulana1996@gmail.com

B. Riwayat Pendidikan

1. 2002 – 2008 : SD N 053965 Sidorejo
2. 2008 – 2011 : MTS Nurul Islam Pekan Kuala
3. 2011 – 2014 : SMK Harapan Bangsa Kuala
4. 2015 – 2019 : Universitas Muhammadiyah
Sumatera Utara, Fakultas Teknik,
Program Studi Teknik Mesin S