

**STUDI EKSPERIMENTAL PERFORMA MESIN PENGKONDISIAN
UDARA (AC) MC QUAY DENGAN REFRIGERAN R-22
PADA LABORATORIUM TEKNIK MESIN
UNIVERSITAS NEGERI SEMARANG**

TUGAS AKHIR

Program Studi Teknik Mesin
Sebagai Salah Satu Syarat Untuk Mencapai
Gelar Sarjana Teknik Mesin

Diajukan oleh :

SUNGADIYANTO
5250401056

Kepada

**JURUSAN MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS NEGERI SEMARANG**

2006

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi dengan judul : **Studi Eksperimental Performa Mesin Pengkondisian Udara (AC) Mc Quay Dengan Refrigeran R-22 Pada Laboratorium Teknik Mesin Universitas Negeri Semarang**, telah dipertahankan dihadapan sidang Panitia Ujian Skripsi Fakultas Teknik Universitas Negeri Semarang.

Pada hari : Sabtu, Jam 11. 00 WIB

Tanggal : 24 Pebruari 2007

Ketua Sidang

Sekretaris Sidang

Drs. Suprpto, M.Pd.
NIP. 131125645

Basyirun, S.Pd, MT
NIP. 132094389

Pembimbing I

Anggota Penguji.

Ir. Prajitno, MT
NIP. 130935061

1. **Ir. Prajitno, MT**
NIP. 130935061

Pembimbing II

2. **Drs. Wirawan S, MT**
NIP. 131876223

Drs Wirawan Sumbodo,MT
NIP. 131876223

3. **Samsudin Anis, Spd, MT**
NIP. 132303194

Mengetahui
Dekan Fakultas Teknik

Prof. Dr. Soesanto, M.Pd
NIP. 130875753

KATA PENGANTAR

Assalamualaikum Wr. Wb

Atas berkat rahmat Allah SWT, yang telah memberikan rahmat serta hidayah-Nya kepada penulis, sehingga penulis dapat menyelesaikan penulisan skripsi tugas akhir ini dengan sebaik-baiknya.

Penulis menyadari bahwa penulisan skripsi tugas akhir ini masih jauh dari sempurna seperti yang diharapkan, untuk itu saran, kritik dan masukan yang bersifat membangun akan selalu kami harapkan. Dan semoga penulisan skripsi tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi pembaca pada umumnya dan penulis sendiri pada khususnya.

Untuk itu penulis tidak lupa mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Allah SWT atas rahmat dan hidayah-Nya, serta kesehatan yang diberikan-Nya sehingga penulisan skripsi ini dapat selesai tepat pada waktunya.
2. Bpk. Drs. Pramono, Mpd, selaku ketua jurusan Teknik Mesin UNNES.
3. Bpk. Ir. Prajitno, MT, selaku dosen pembimbing utama.
4. Bpk. Drs. Wirawan Sumbodo, MT, selaku dosen pembimbing utama.
5. Bapak dan Ibu tercinta yang telah memberikan dorongan dan motivasi baik moril maupun spiritual yang tiada habisnya, serta kepada kakak-kakakku Sri Suhartini, Sudarto dan adikku Mustofa yang telah membantu menyelesaikan penulisan ini.

6. Rekan-rekan “Impara”, teman-teman Impa Club yang selalu kompak dan setia kawan Mas Janadi, Mas Agung, M Tantra, Heri Kenthon, Gigi Kombor, Gambir, dan rekan-rekan Sekar Gading Andi, Huda, Irham, Kamto, andika, Hari dan lain-lain. Yang telah banyak memberikan dorongan, semangat dan pemikirannya.
7. Keluarga besar Pak Tukiman dan keluarga Mbak Yetti yang selalu memberikan dorongan moril untuk tetap semangat dan tabah dalam menghadapi ujian dalam bentuk apapun.
8. Rekan-rekan penulisan skripsi, Mahasiswa satu angkatan, dan seluruh angkatan FT UNNES atas bantuan serta dorongan semangat kepada penulis.
9. Semua pihak yang telah membantu baik secara langsung maupun tidak langsung kepada penulis, yang tidak bisa penulis sebutkan satu persatu.

Serta rekan-rekan lainnya yang telah banyak membantu hingga dapat terselesaikannya tugas akhir ini, semoga mendapat imbalan dari Allah SWT. Hingga laporan akhir ini selesai penyusun tetap menyadari akan banyaknya kekurangan yang ada, namun sebagai sumbangan bagi ilmu pengetahuan semoga ada manfaatnya.

Wassalamu’alaikum Wr. Wb.

PENYUSUN

ABSTRAKSI

Studi Eksperimental Performa Mesin Pengkondisian Udara (Ac) Mc Quay dengan Refrigeran R-22 Pada Laboratorium Teknik Mesin Universitas Negeri Semarang.

Mesin pendingin merupakan salah satu elemen untuk kenyamanan dalam menunjang kegiatan di dalam gedung (terutama dilaboratorium Teknik Pendingin UNNES) dan juga untuk industri. Dengan demikian penelitian ini mempunyai tujuan untuk mengaplikasikan teori-teori yang telah diajarkan dimata kuliah teknik pendingin, mengetahui berapa besar beban pendingin, performa serta formula dasar mesin pendingin seperti : COP (*Coefisien of Performance*), *Refrigerant Effect*, *Sub Cooled* dan *Superheated*.

Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah metode analisis untuk mengolah data. Adapun langkah-langkah penelitian yang dilakukan yaitu menambah beban pendingin dengan memvariasi posisi fan evaporator *Low Cooled*, *Medium cooled*, dan *High Colled*. Penelitian tersebut dilakukan pada Laboratorium Pendingin Teknik Mesin Universitas Negeri Semarang.

Dari setiap variasi tersebut akan didapatkan suatu data yang akan digunakan untuk perhitungan dalam mencari beberapa formula dasar dari teknik pendingin. Dalam suatu perhitungan diperoleh besarnya beban pendingin terendah sebesar 10,2 kW dan beban pendingin tertinggi sebesar 35,56 kW. Dari hasil analisis dapat dikatakan bahwa beban pendingin yang meningkat akan mempengaruhi penurunan efek refrigerasi dari 74,5 kJ/kg menjadi 71 kJ/kg, dan menurunkan COP dari 4,52 menjadi 3,64. Sedangkan beban pendingin juga akan meningkatkan laju aliran massa refrigeran sebesar 0,14 kg/s menjadi 0,50 kg/s, menaikkan kerja dan daya kompresor masing-masing sebesar 16,5 kJ/kg menjadi 19,5 kJ/kg dan 2,31 kW menjadi 9,75 kW, serta menaikkan laju pelepasan kalor kondensor sebesar 12,74 kW menjadi 45,25 kW.

Dari penelitian ini diharapkan dapat dijadikan masukan dalam menguji coba kinerja mesin pendingin dilaboratorium, misalnya menguji coba kinerja mesin pendingin dengan menggunakan *Water Chiller* dan sebagainya. Selain itu juga dapat digunakan pedoman untuk membuat suatu panel tetap beban pendingin dan merekomendasikan letak ducting berada dibawah agar mudah dalam melakukan praktek/penelitian.

DAFTAR ISI

.Halaman Judul	i
Halaman Pengesahan	ii
Kata Pengantar	iii
Abstraksi	v
Daftar Isi	vi
Daftar Gambar	x
Daftar Tabel	xii
Daftar Lampiran	xiv

BAB I : PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Masalah	1
1.2 Perumusan Masalah	3
1.3 Tujuan Penelitian	4
1.4 Manfaat Penelitian	5

BAB II : LANDASAN TEORI

2.1 Refrigerasi Dan Pengkondisian Udara	6
2.2 Sistem Kompresi Uap	7
2.3.1. Siklus refrigerasi carnot	8
2.3.2. Siklus kompresi uap standar	10
2.3.3. Siklus kompresi uap aktual	13
2.3 Komponen Utama Siklus Kompresi Uap	15
2.3.1. Kompresor	15
2.3.2. Kondensor	16
2.3.3. Alat ekspansi	17
2.3.4. Evaporator	18
2.4 Refrigeran	19
2.4.1. Refrigeran primer	19

2.4.2. Refrigeran sekunder	22
2.4.3. Sifat-sifat ideal refrigeran	23
2.5 Analisis termodinamika Siklus Kompresi Uap	24
2.5.1. Persamaan energi aliran steady	24
2.5.2. Proses kompresi	25
2.5.3. Proses evaporasi dan kondensasi	26
2.5.4. Proses pencekikan	27
2.5.5. Efek refrigerasi	27
2.5.6. Laju aliran kalor evaporator	27
2.5.7. Laju aliran massa udara evaporator	28
2.5.8. Laju aliran massa refrigeran	28
2.5.9. Keefisien prestasi	29
2.6 Analisis Grafik Sistem Kompresi Uap	29
2.7 Diagram Psikometrik Dan Sifat Udara Basah	33
2.7.1. Temperatur bola kering	34
2.7.2. Temperatur bola basah	34
2.7.3. Temperatur jenuh	34
2.7.4. Rasio kelembaban	35
2.7.5. Kelembaban relatif	35
2.7.6. Volume spesifik	35
2.7.7. Entalpi	35
2.8 Beberapa Proses Perubahan Keadaan Udara	36
2.8.1. Pemanasan dan pendinginan sensibel	37
2.8.2. Pendinginan dengan penurunan kelembaban	38

BAB III : METODE PENELITIAN

3.1 Prinsip Kerja Instalasi	39
3.2 Spesifikasi Peralatan Uji	41
3.2.1. Unit mesin pendingin	41
3.2.2. Peralatan ukur	44
3.3 Tahap Kalibrasi Alat Ukur	48

3.4 Menguji Kebocoran Pada Instalasi	48
3.5 Pemvakuman Instalasi Dan Pengisian Refrigeran	49
3.5.1. Pemvakuman instalasi	49
3.5.2. Pengisian refrigeran	50
3.6 Prosedur Pengambilan Data	52
3.6.1. Pemeriksaan peralatan sebelum pengujian	52
3.6.2. Cara menghidupkan mesin	52
3.6.3. Data pengujian	53
3.6.4. Pengamatan yang dilakukan	53

BAB IV : PENGUJIAN DAN PEMBAHASAN

4.1 Perhitungan Beban Pendingin Pada Laboratorium TM UNNES	55
4.1.1. Beban kalor dari luar ruangan	55
4.1.2. Beban kalor dari dalam ruangan	56
4.1.3. Beban kalor ruangan	59
4.1.4. Hasil perhitungan beban pendingin	60
4.2 Pengolahan Data Pengujian	63
4.2.1. Perhitungan massa udara evaporator	64
4.2.2. Beban pendingin	65
4.2.3. Perhitungan efek refrigerasi	65
4.2.4. Perhitungan laju aliran massa refrigeran	65
4.2.5. Perhitungan kerja kompresi	65
4.2.6. Perhitungan daya kompresi	66
4.2.7. Perhitungan laju pelepasan kalor kondensor	66
4.2.8. Perhitungan laju pelepasan kalor evaporator	66
4.2.9. Perhitungan COP	66
4.3 Analisis Grafik Pengujian	69
4.3.1. Analisis pengaruh beban pendingin terhadap laju aliran massa udara evaporator	69
4.3.2. Analisis pengaruh beban pendingin terhadap efek refrigerasi	71

4.3.3. Analisis pengaruh beban pendingin terhadap massa refrigeran	73
4.3.4. Analisis pengaruh beban pendingin terhadap kerja kompresi	75
4.3.5. Analisis pengaruh beban pendingin terhadap daya kompresi	77
4.3.6. Analisis pengaruh beban terhadap laju pelepasan kalor kondensor	79
4.3.7. Analisis pengaruh beban pendingin terhadap COP	81
4.3.8. Analisis pengaruh suhu evaporator	83
4.3.9. Analisis pengaruh suhu kondensor	85
4.3.10. Analisis pengaruh suhu evaporator terhadap laju aliran massa refrigeran	87

BAB V : PENUTUP

5.1 Kesimpulan	89
5.2 Saran	90

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.	Sistem refrigerasi kompresi uap	7
Gambar 2.2.	Daur refrigerasi carnot	8
Gambar 2.3.	Diagram suhu-entropi daur refrigerasi carnot	9
Gambar 2.4.	Diagram tekanan–entalpi siklus kompresi uap	10
Gambar 2.5.	Sistem refrigerasi kompresi uap	11
Gambar 2.6.	Daur kompresi uap nyata dibanding daur standard	14
Gambar 2.7.	Kompresor hermatik	16
Gambar 2.8.	Kondensor pendingin udara jenis koil bersirip	16
Gambar 2.9.	Evaporator koil bersirip	19
Gambar 2.10.	Titik beku larutan glikol etilen	22
Gambar 2.11.	Keseimbangan energi pada volume kendali	24
Gambar 2.12.	Efisiensi volumetrik ruang sisa dan laju aliran massa	30
Gambar 2.13.	Kerja kompresi dan daya yang dibutuhkan	31
Gambar 2.14.	Dampak refrigerasi dan kapasitas kompresor	32
Gambar 2.15.	Koefisien prestasi dan aliran volume perkilowatt	32
Gambar 2.16.	Kapasitas refrigerasi dan kebutuhan daya	33
Gambar 2.17.	Diagram psikometrik	34
Gambar 2.18.	Macam-macam proses udara	36
Gambar 2.19.	Pemanasan dan pendinginan sensibel	38
Gambar 2.20.	Proses pendinginan dan penurunan kelembaban	38
Gambar 3.1.	Skema instalasi peralatan pengujian	40
Gambar 3.2.	Kompresor Hermatik Mc Quay	42
Gambar 3.3.	Kondensor yang digunakan	42
Gambar 3.4.	Evaporator di dalam Fan Koil Unit	43
Gambar 3.5.	Thermo Copel	44
Gambar 3.6.	Alat Ukur Temperatur Bola Basah Dan Bola Kering	45
Gambar 3.7.	Pressure Gauge dan Termometer Digital	46
Gambar 3.8.	Anemometer	47

Gambar 3.9.	Digital Clamp Tester	47
Gambar 3.10.	<i>Manifold gauge</i>	50
Gambar 3.11.	Tabung Refrigeran	51
Gambar 4.1.	Grafik Pengaruh Beban Pendingin Terhadap Massa Udara Evaporator	69
Gambar 4.2.	Grafik Pengaruh Beban Pendingin Terhadap Efek Refrigerasi	71
Gambar 4.3.	Grafik Pengaruh Beban Pendingin Terhadap Massa Refrigeran	73
Gambar 4.4.	Grafik Pengaruh Beban Pendingin Terhadap Kerja Kompresi	75
Gambar 4.5.	Grafik Pengaruh Beban Pendingin Terhadap Daya Kompresor	77
Gambar 4.6.	Grafik Pengaruh perubahan Beban Pendingin Terhadap Laju Pelepasan Kalor	79
Gambar 4.7.	Grafik Pengaruh Beban Pendingin Terhadap COP	81
Gambar 4.8.	Grafik Pengaruh suhu evaporator	83
Gambar 4.9.	Grafik Pengaruh suhu kondensor	85
Gambar 4.10.	Grafik pengaruh suhu evaporator terhadap laju aliran massa refrigeran	87

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Beberapa senyawa halokarbon	20
Tabel 2.2. Beberapa senyawa anorganik	21
Tabel 2.3. Beberapa senyawa hidrokarbon	21
Tabel 4.1. Koefisien perpindahan kalor bahan bangunan	56
Tabel 4.2. Perolehan kalor dari penghuni	57
Tabel 4.3. Data hasil pengujian beban pendingin	67
Tabel 4.4. Pengaruh beban pendingin terhadap massa udara evaporator	69
Tabel 4.5. Pengaruh beban pendingin terhadap efek refrigerasi	71
Tabel 4.6. Pengaruh beban pendingin terhadap massa refrigeran	73
Tabel 4.7. Pengaruh beban pendingin terhadap kerja kompresi	75
Tabel 4.8. Pengaruh beban pendingin terhadap daya kompresor	77
Tabel 4.9. Pengaruh beban pendingin terhadap laju pelepasan kalor	79
Tabel 4.10. Pengaruh beban pendingin terhadap COP	81
Tabel 4.11. Pengaruh suhu evaporator	83
Tabel 4.12. Pengaruh suhu kondensor	85
Tabel 4.13 Pengaruh suhu evaporator terhadap laju aliran massa Refrigeran	87

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Masalah

Kehidupan manusia selalu berusaha memperbaiki keadaan sekitarnya agar dapat menyesuaikan untuk kemudahan dan kenyamanan hidupnya. Dengan akal pikirannya, manusia dapat mengembangkan ilmu pengetahuan dan teknologi, sehingga dapat menemukan peralatan-peralatan yang dapat digunakan untuk memudahkan dan membuat nyaman kehidupannya.

Sistem refrigerasi atau pendingin sudah dikenal manusia sejak zaman kuno yaitu dengan menggunakan gumpalan es pada musim dingin, disimpan pada tempat tertentu dan digunakan pada musim panas.

Penemuan siklus refrigerasi dan perkembangan mesin refrigerasi menitis jalan bagi pembuatan mesin penyegaran udara yang diawali dengan ditemukannya mikroba yang tidak dapat hidup pada temperatur 50° F atau kurang dari 50° F. Dengan pengetahuan tersebut maka pada tahun 1834 dibuat mesin pembuat es pertama kali yang digunakan untuk pabrik pengalengan daging agar dapat menjaga makanan tetap segar dan awet.

Dengan demikian siklus refrigerasi terus mengalami perkembangan, apalagi setelah diketemukannya cara untuk mencairkan gas amoniak yang dapat digunakan sebagai refrigeran. Amoniak merupakan refrigeran yang paling populer saat itu, sebelum diketemukannya *freon* sebagai pengganti amoniak untuk bahan refrigeran.

Instalasi pendingin pertama kali dibuat untuk sebuah percetakan di Amerika yang diberi nama mesin pencuci udara (*air washer*), yaitu suatu sistem pendinginan yang menggunakan percikan air untuk mendinginkan dan menjenuhkan udara sampai mencapai titik embunnya. Namun setelah itu penggunaan mesin pencuci udara diperluas untuk memenuhi kebutuhan akan kenyamanan dan kesegaran udara dihotel, gedung pertemuan, gedung bioskop, rumah dan sebagainya.

Setelah ditemukannya refrigeran CFC (*clorofluoro carbon*) dan HCFC (*hidroclorofluoro carbon*), refrigeran alam seperti CO₂, Amoniak, Hidrokarbon, mulai berkurang penggunaannya untuk mendinginkan suatu ruangan. Begitu juga mesin pencuci udara sekarang sudah banyak ditinggalkan dan hanya digunakan untuk keperluan tertentu, sejak adanya refrigeran sintetis seperti : R-11, R-12, R-22, R-134a, dan R-502.

Jenis refrigeran dengan Amoniak (NH₃) mempunyai sifat thermo yang sangat bagus tetapi beracun. Hal ini berbeda dengan refrigeran sintetis yang mempunyai sifat yang sangat baik dari sudut teknik, seperti kestabilan yang sangat tinggi, tidak mudah terbakar, tidak beracun dan mudah didapat. Jenis-jenis refrigeran sintetis mempunyai kegunaan yang berbeda-beda. Seperti R-11 yang digunakan untuk AC dengan kapasitas yang besar, R-12 digunakan untuk keperluan rumah tangga (*AC, kulkas, dll*), R-22 digunakan untuk AC bangunan bertingkat dan dapat digunakan untuk AC sentral, R-502 untuk AC dalam supermarket, R-134a digunakan pada mobil-mobil baru yang ramah lingkungan.

Dilihat dari kegunaan R-22 untuk mendinginkan gedung bertingkat, maka sangat cocok digunakan untuk mendinginkan dan menyegarkan ruangan E9 Teknik Mesin Universitas Negeri Semarang dengan sistem sentral, sehingga dapat membuat nyaman orang yang ada didalamnya/untuk perkuliahan dan ruang rapat yang ada.

Berdasarkan alasan tersebut di atas peneliti ingin mengadakan penelitian tentang **”STUDI EKSPERIMENTAL PERFORMA MESIN PENGKONDISIAN UDARA (AC) MC QUAY DENGAN REFRIGERAN R-22 PADA LABORATORIUM TEKNIK MESIN UNIVERSITAS NEGERI SEMARANG TAHUN 2006”**.

1.2 Perumusan Masalah

Mesin pengkondisian udara (AC) Mc Quay yang dimiliki Teknik Mesin Universitas Negeri Semarang banyak memberikan manfaat bagi mahasiswa dan pengajar. Untuk itulah diperlukan suatu penelitian yang dapat mengetahui kinerja mesin tersebut, agar dapat digunakan untuk praktek mata kuliah teknik pendingin yang bertujuan meningkatkan pemahaman tentang pendingin yang dapat mendorong mahasiswa untuk mencari penemuan baru sekaligus dapat melakukan perawatannya.

Berdasarkan hal di atas, permasalahan yang dapat dikaji dalam penelitian ini adalah :

1. Berapa besar *Coefisien of Performance dan Cooling Load* mesin pendingin yang dimiliki oleh Teknik Mesin Universitas Negeri Semarang .

2. Letak *ducting* mesin pengkondisian udara yang dimiliki Teknik Mesin Universitas Negeri Semarang sulit untuk digunakan praktek/pengujian karena berada diatas ruangan.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan yang ingin dicapai dalam penelitian ini adalah :

1. Tujuan khusus dari penelitian ini adalah :
 - a. Mengadakan uji coba untuk mendapatkan data teknik.
 - b. Menguji coba pada hasil perhitungan-perhitungan secara teoritis yang telah dilakukan pada alat yang digunakan.
 - c. Untuk mengetahui beberapa formula dasar dalam teknik pendinginan seperti: Beban Pendingin (*Cooling Load*), COP (*coefisien of performance*), *Refrigerant Effect*, *Sub Cooled*, *head rejection*, *Superheated*.
 - d. Untuk lebih mendalami dan memahami cara kerja/fungsi dari setiap instrumen pada sistem refrigerasi.
2. Tujuan umum dari penelitian ini adalah:
 - a. Untuk mengaplikasikan teori-teori dari mata kuliah pendingin yang telah diberikan.
 - b. Untuk menambah wawasan dan pengetahuan agar mampu mengadakan perawatan pada alat refrigerasi.
 - c. Menambah pengalaman dalam mengembangkan dan menyempurnakan pengujian sistem pengkondisian udara.

1.4 Manfaat Penelitian

Dengan tercapainya tujuan penelitian di atas maka diharapkan penelitian ini dapat bermanfaat sebagai :

1. Bagi dunia ilmu pengetahuan
 - a. Untuk menambah wawasan tentang ilmu pengetahuan dan perbendaharaan ilmu akan pengujian sistem pengkondisian udara pada gedung.
 - b. Sebagai referensi bagi pembaca dalam hal pengujian sistem pengkondisian udara pada gedung.

2. Manfaat penelitian ini bagi masyarakat

Hasil penelitian dan pengujian ini dapat memberi masukan pada pembuat mesin pendinginan dalam menguji sistem pengkondisian udara pada gedung.

3. Bagi Teknik Mesin Universitas Negeri Semarang
 - a. Memberi informasi tentang kondisi Performa mesin Mc Quay dengan refrigeran R-22 yang dimiliki Teknik Mesin Universitas Negeri Semarang
 - b. Dapat memberikan masukan bagi Teknik Mesin Universitas Negeri Semarang untuk memaksimalkan kegunaan alat pendingin untuk membuat nyaman ruangan yang ada dan untuk praktek.
 - c. Sebagai penambah referensi terhadap referensi yang sudah ada pada laboratorium Teknik Mesin Universitas Negeri Semarang.

BAB II

LANDASAN TEORI

2.1 Refrigerasi dan Pengkondisian Udara

Refrigerasi dan pengkondisian udara merupakan suatu proses yang saling berkaitan satu sama lain, akan tetapi masing-masing mempunyai ruang lingkup yang berbeda-beda. Refrigerasi merupakan proses penurunan temperatur dan menjaga agar temperatur ruang atau bahan yang ada di ruangan tetap berada dibawah temperatur sekelilingnya. Dengan kata lain ruang lingkup teknik refrigerasi adalah pada proses pendinginan. Bidang penerapannya banyak dijumpai pada industri pengawetan makanan (*cold storage*), industri bahan kimia, dan lain-lain.

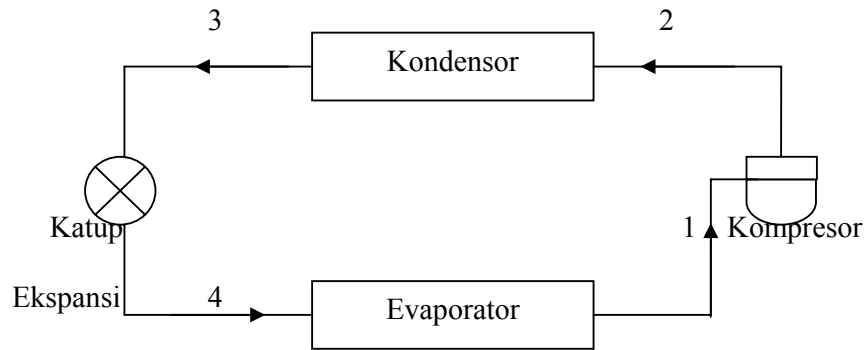
Sedangkan teknik pengkondisian udara tidak hanya mendinginkan udara, tetapi penekanannya pada kenyamanan pengguna atau pemakai (*Comfort Air Conditioning*). Menurut definisi pengkondisian udara adalah pengaturan simultan terhadap temperatur, kelembaban, aliran dan kebersihan udara di dalam suatu ruangan. Pengkondisian udara juga mencakup usaha pemanasan atau penghangatan ruangan. Penerapan pengkondisian udara banyak dijumpai pada pusat perbelanjaan, rumah tinggal, perhotelan, dan perkantoran.

2.2 Sistem Kompresi Uap

Daur kompresi uap merupakan daur yang banyak digunakan dalam refrigerasi. Pada daur ini uap ditekan, dan kemudian diembunkan menjadi cairan,

kemudian tekanannya diturunkan agar cairan tersebut dapat menguap kembali.

Sistem kompresi uap sederhana terlihat pada gambar dibawah ini :



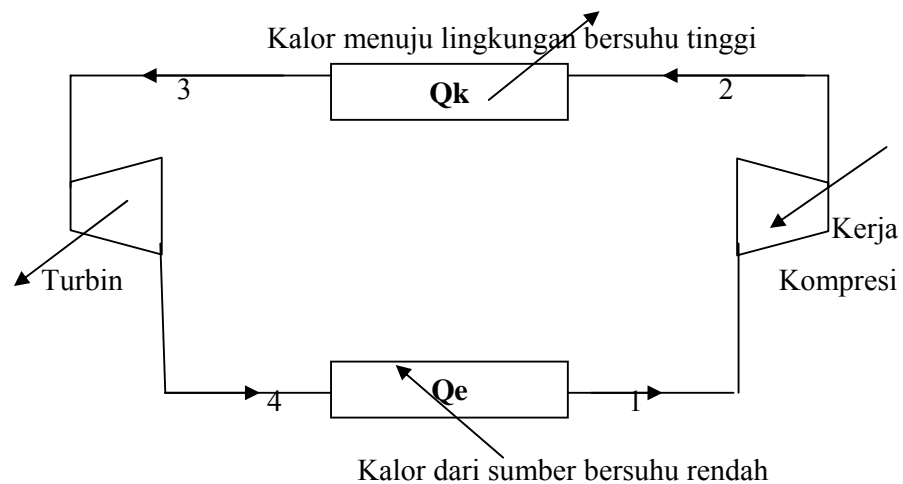
Gb. 2.1 Sistem refrigerasi kompresi uap (Stoecker, 1992 : 187)

Refrigeran yang bertekanan rendah akan menguap didalam pipa-pipa pada evaporator. Penguapan ini membutuhkan energi kalor yang diserap dari sekelilingnya, sehingga ruangan menjadi dingin karena temperturnya turun. Uap refrigeran yang berasal dari evaporator selanjutnya akan masuk ke jalur hisap (*suction line*) menuju kompresor. Refrigeran yang bertekanan dan bertemperatur rendah ini di dalam kompresor akan dikompresi sehingga menjadi refrigeran yang bertemperatur dan tekanannya tinggi. Kemudian dari kompresor, refrigeran yang telah berbentuk uap masuk ke dalam kondensor. Refrigeran yang berbentuk uap ini dalam kondensor akan didinginkan oleh udara sehingga berkondensasi menjadi cairan refrigeran. Di dalam kondensor, energi kalor yang dibawa oleh uap refrigeran dilepaskan dan diterima oleh medium pendinginnya (*udara*). Refrigeran cair dari kondensor selanjutnya akan diterima oleh tangki (*receiver tank*) dan dialirkan lagi masuk ke evaporator melalui alat pengatur refrigeran (*refrigerant*

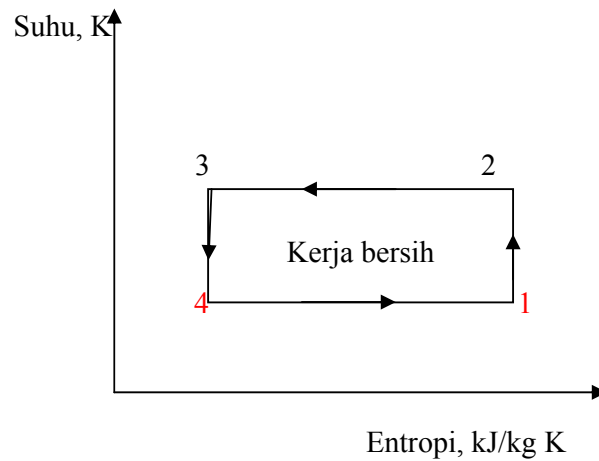
flow control). Pada alat ini tekanan refrigeran yang masuk ke evaporator diturunkan. Penurunan tekanan ini disesuaikan dengan kondisi yang diinginkan, sehingga refrigeran tersebut dapat menyerap cukup banyak kalor dari evaporator. Alat yang digunakan untuk mengatur aliran ini dapat berupa katup ekspansi atau pipa kapiler.

2.2.1. Siklus Refrigerasi Carnot

Siklus refrigerasi Carnot merupakan kebalikan dari mesin Carnot. Mesin Carnot menerima energi kalor pada keadaan temperatur yang tinggi, kemudian energi diubah menjadi suatu kerja dan sisa energi tersebut dibuang ke penampang panas pada temperatur rendah. Sedangkan siklus refrigerasi Carnot menerima energi pada temperatur rendah dan mengeluarkan energi pada temperatur tinggi. Oleh karena itu pada proses pendinginan diperlukan penambahan kerja dari luar.



Gb. 2.2 Daur refrigerasi Carnot (Yunus A. Cengel, 1998 : 618)



Gb. 2.3 Diagram Suhu-Entropi daur refrigerasi Carnot
(Stoecker,1992 : 179)

Proses-proses yang membentuk daur refrigerasi Carnot tersebut di atas adalah sebagai berikut :

Proses kompresi adiabatik	(1 – 2)
Proses pelepasan kalor isothermal	(2 – 3)
Proses ekspansi adiabatik	(3 – 4)
Proses penguapan kalor isothermal	(4 – 1)

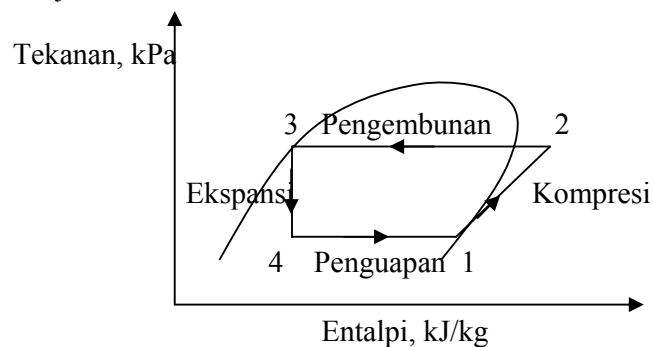
Seluruh proses pada daur Carnot secara termodinamika bersifat reversibel. Oleh karena itu proses yang terjadi adalah proses kompresi dan proses ekspansi bersifat isentropik. Tujuan utama dari daur ini adalah penyerapan kalor dari sumber yang bersuhu rendah pada proses 4-1 secara isothermal. Karena seluruh proses berlangsung reversibel, maka efisiensi daur Carnot lebih tinggi dari daur aktual.

Maka dapat ditentukan persamaan koefisien prestasi dari siklus gambar 2.2 dan gambar 2.3 tersebut adalah refrigeran yang bermanfaat dibagi kerja bersih.

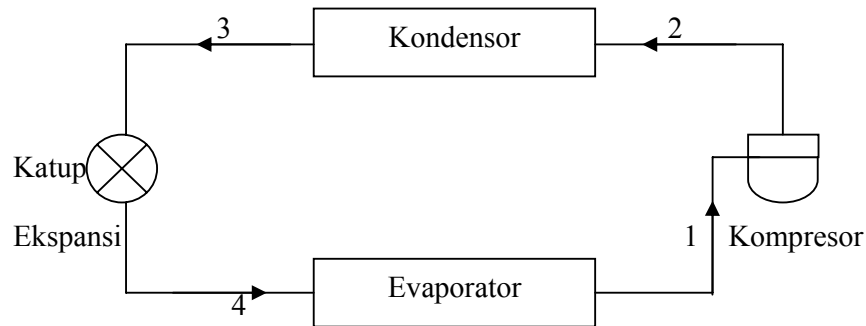
2.2.2. Siklus Kompresi Uap Standar

Siklus kompresi uap standar merupakan siklus teoritis, dimana pada siklus tersebut mengasumsikan beberapa proses sebagai berikut :

- 1-2 Merupakan proses kompresi adiabatik dan reversibel, dari uap jenuh menuju tekanan kondensor.
- 2-3 Merupakan proses pelepasan kalor reversibel pada tekanan konstan, menyebabkan penurunan panas lanjut (*desuperheating*) dan pengembunan refrigerasi.
- 3-4 Merupakan proses ekspansi *unreversibel* pada entalpi konstan, dari fasa cairan jenuh menuju tekanan evaporator.
- 4-1 Merupakan proses penambahan kalor *reversible* pada tekanan konstan yang menyebabkan terjadinya penguapan menuju uap jenuh.



Gb. 2.4 Diagram tekanan-entalpi siklus kompresi uap
(Stoecker, 1992 : 187)



Gb. 2.5 Sistem refrigerasi kompresi uap (Stoecker, 1992 : 187)

Beberapa proses yang bekerja pada siklus ini adalah :

1. Proses Kompresi

Proses kompresi berlangsung dari titik 1 ke titik 2. Pada siklus sederhana diasumsikan refrigeran tidak mengalami perubahan kondisi selama mengalir di jalur hisap. Proses kompresi diasumsikan isentropik sehingga pada diagram tekanan-entalpi titik 1 dan titik 2 berada pada satu garis entropi konstan, dan titik 2 berada pada kondisi super panas. Proses kompresi memerlukan kerja dari luar dan entalpi uap naik dari h_1 ke h_2 , dan untuk kenaikan entalpi sama dengan besarnya kerja kompresi yang dilakukan pada uap refrigeran.

2. Proses Kondensasi

Proses 2-3 terjadi pada kondensor, uap panas refrigeran dari kompresor didinginkan oleh udara luar sampai pada temperatur kondensasi dan uap tersebut dikondensasikan. Pada titik 2' merupakan titik refrigeran pada kondisi uap jenuh dengan tekanan dan temperatur kondensasi. Jadi proses 2-2' merupakan proses pendinginan sensibel

dari temperatur kompresi menuju temperatur kondensasi, dan proses 2'-3 merupakan proses kondensasi uap dari dalam kondensor. Proses 2-3 terjadi pada tekanan konstan, dan jumlah kalor yang dipindahkan selama proses ini adalah beda entalpi antara titik 2 dan titik 3.

3. Proses Ekspansi

Proses ekspansi berlangsung dari titik 3 ke titik 4. Pada proses tersebut terjadi suatu proses penurunan tekanan refrigeran dari tekanan kondensasi (titik 3) menjadi tekanan evaporasi (titik 4). Pada saat cairan diekspansikan melalui katup ekspansi atau pipa kapiler menuju evaporator, temperatur refrigeran juga turun dari temperatur kondensasi ke temperatur evaporasi. Proses 3-4 merupakan proses ekspansi adiabatik dimana entalpi fluida tidak berubah sepanjang proses. Refrigeran pada titik 4 berada pada kondisi campuran antara cairan dan uap, dan terjadi penurunan tekanan.

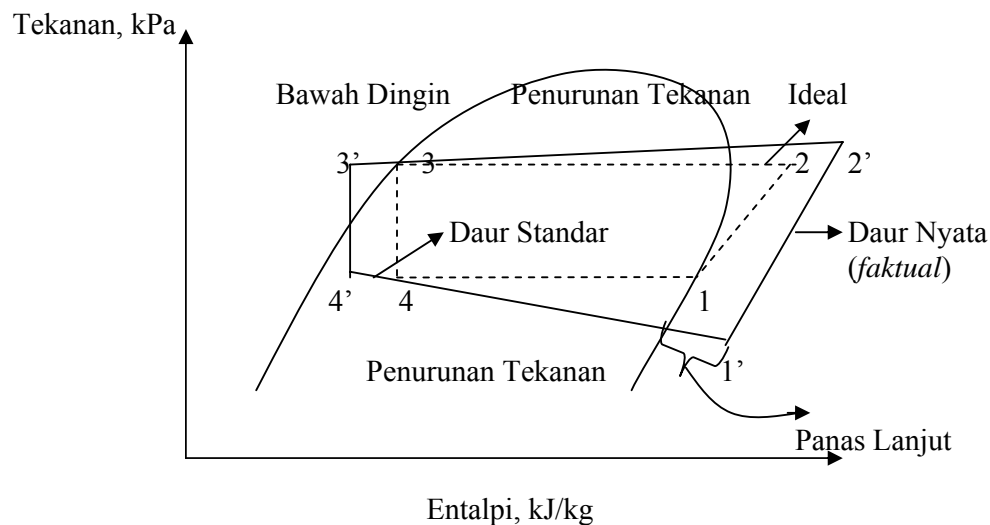
4. Proses Evaporasi

Proses 4-1 adalah proses penguapan refrigerasi pada evaporator serta berlangsung pada tekanan konstan. Pada titik 1 seluruh refrigeran berada pada kondisi uap jenuh. Selama proses 4-1 entalpi refrigeran naik akibat penyerapan kalor dari ruang refrigerasi. Besarnya kalor yang diserap adalah beda entalpi antara titik 1 dan titik 4 dan biasa disebut efek pendinginan.

2.2.3. Siklus Kompresi Uap Aktual

Siklus kompresi uap yang sebenarnya (*aktual*) berbeda dari siklus standar (*teoritis*). Perbedaan ini muncul karena adanya asumsi-asumsi yang ditetapkan dalam siklus standar. Pada siklus aktual terjadi pemanasan lanjut uap refrigeran yang meninggalkan evaporator sebelum masuk ke kondensor. Pemanasan lanjut ini terjadi akibat tipe peralatan ekspansi yang digunakan atau dapat juga karena penyerapan kalor di jalur masuk (*suction line*) antara evaporator dan kompresor. Begitu juga dengan refrigeran cair mengalami pendinginan lanjut atau bawah dingin sebelum masuk ke katup ekspansi atau pipa kapiler. Keadaan di atas adalah peristiwa yang normal dan melakukan fungsi yang diinginkan untuk menjamin bahwa seluruh refrigeran yang memasuki kompresor dalam keadaan 100% uap.

Perbedaan yang penting antara daur nyata (*aktual*) dan standar terletak pada penurunan tekanan di dalam kondenser dan evaporator. Daur standar dianggap tidak mengalami penurunan tekanan pada kondensor dan evaporator, tetapi pada daur nyata terjadi penurunan tekanan karena adanya gesekan antara refrigeran dengan dinding pipa (*friksi*). Akibat dari penurunan tekanan ini, kompresi pada titik 1 dan titik 2 memerlukan kerja lebih banyak dibandingkan dengan daur standar.



Gb. 2.6 Daur kompresi uap nyata dibanding daur standar
(Stoecker,1992 :191)

Penjelasan gambar di atas adalah sebagai berikut :

Garis 4-1' menunjukkan penurunan tekanan yang terjadi pada refrigeran saat melewati *suction line* dari evaporator ke kompresor. Garis 1-1' menunjukkan terjadinya panas lanjut pada uap refrigeran yang ditunjukkan dengan garis yang melewati garis uap jenuh. Proses 1'-2' adalah proses kompresi uap refrigeran di dalam kompresor. Pada siklus teoritis proses kompresi diasumsikan isentropik, yang berarti tidak ada perpindahan kalor antara refrigeran dan dinding silinder. Pada kenyataannya proses yang terjadi bukan isentropik tetapi politropik. Garis 2'-3 menunjukkan adanya penurunan tekanan yang terjadi pada pipa-pipa kondensor. Sedangkan pada garis 3-3' menunjukkan penurunan tekanan yang terjadi di jalur cair (*liquid line*).

2.3 Komponen Utama Siklus Kompresi Uap

2.3.1. Kompresor

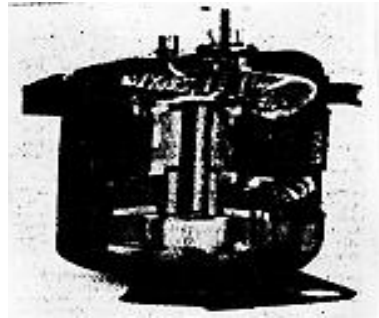
Kompresor mempunyai klasifikasi yang bermacam-macam, akan tetapi pada umumnya dapat dibagi menjadi dua jenis utama yaitu :

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

Fungsi kompresor antara lain :

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

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

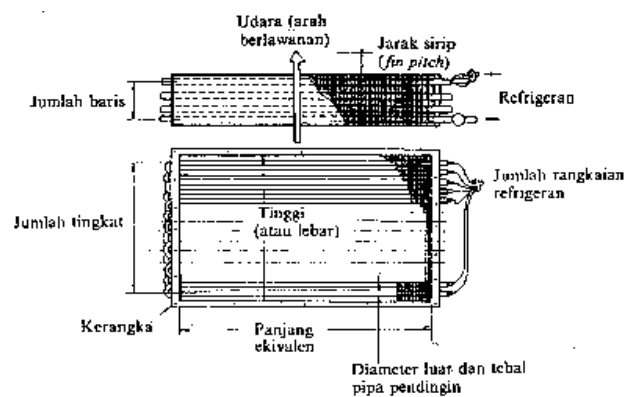


Gb. 2.7 Kompresor hermatik (Emon Paringga, 2003 : 80)

2.3.2. Kondensor

Kondensor akan mengubah uap tekanan tinggi tersebut menjadi cairan bertekanan tinggi dengan adanya medium pendingin pada kondensor (*udara maupun cair*). Kalor dari ruangan dan panas dari kompresor akan diserap medium pendingin.

Seperti halnya dengan kompresor, kondensor juga terdiri dari beberapa jenis diantaranya jenis tabung dan pipa horizontal, jenis tabung dan koil, jenis pipa ganda dan jenis pendingin udara.



Gb.2.8 Kondensor pendingin udara jenis koil bersirip
(Stoecker,1992:153)

Gambar di atas menunjukkan kondensor jenis pendingin udara yang dipakai pada instalasi AC ini. Kondensor yang dipakai dalam penelitian ini adalah kondensor pendingin udara jenis koil bersirip yang terdiri dari koil pipa pendingin bersirip pelat (*pipa tembaga dengan sirip aluminium atau pipa tembaga dengan sirip tembaga*). Udara mengalir dengan arah tegak lurus pada bidang pendingin, dan gas refrigeran yang berada di dalam pipa yang bertemperatur tinggi masuk ke bagian atas dari koil dan berangsur-angsur mencair dibagian bawah dari koil.

2.3.3. Alat ekspansi

Pipa kapiler dibuat dari tembaga dengan diameter lubang dalam yang sangat kecil. Panjang dan lubang pipa kapiler dapat mengontrol jumlah bahan pendingin yang masuk evaporator. Karena tekanan dan temperatur cairan dari kondensor terlalu tinggi untuk terjadinya penguapan dalam kondisi ruangan, maka digunakan pipa kapiler (*liquid control device*) yang bekerja sebagai suatu tahanan aliran fluida (*bahan pendingin cair*).

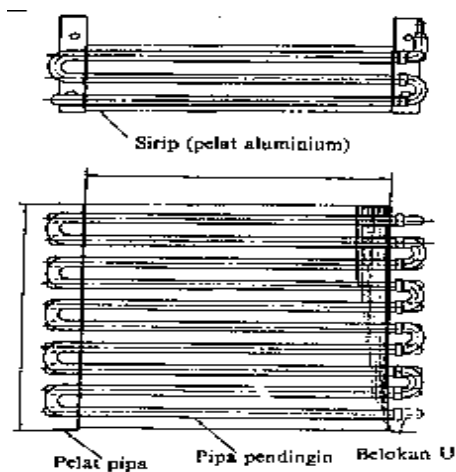
Dengan adanya tahanan tersebut, tekanan fluida akan turun dan sebagian kecil cairan pendingin menguap (*flash gas*). Penguapan ini akan menyerap kalor dari cairan pendingin, sehingga temperatur cairan berkurang sampai temperatur jenuh pada tekanan yang berkurang tersebut. Pipa kapiler (*capillary tube*) berguna untuk :

- a. Menurunkan tekanan bahan pendingin cair yang mengalir didalamnya.
- b. Mengatur jumlah tekanan bahan pendingin cair yang mengalir melaluinya.
- c. Membangkitkan tekanan bahan pendingin dikondensor

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

2.3.4. Evaporator

Evaporator adalah penukar kalor yang berfungsi untuk mendinginkan media sekitarnya. Berdasarkan konstruksinya evaporator dibedakan atas jenis tabung-koil, tabung-pipa jenis ekspansi kering dan jenis koil pendingin udara. Pada instalasi AC ini dipakai evaporator jenis koil pendingin udara tipe ekspansi langsung, yaitu refrigeran diuapkan secara langsung di dalam pipa evaporator sebagaimana terlihat pada gambar di bawah ini .



Gb. 2.9 Evaporator koil bersirip (Stoecker, 1992 : 160)

2.4 Refrigeran

Refrigeran adalah media perpindahan panas yang menyerap panas atau kalor dengan penguapan (*evaporator*) pada temperatur rendah dan memberikan kalor dengan pengembunan (*kondensor*) pada temperatur dan tekanan tinggi. Refrigeran dalam perdagangan telah diklasifikasikan oleh ASRE (*American Society Of Refrigerating Engineers*). Standar dari ASRE membagi refrigeran dalam beberapa kelompok penting yaitu senyawa Halokarbon, Anorganik, Hidrokarbon, dan Aezotop.

2.4.1. Refrigeran Primer

Refrigeran adalah zat yang berfungsi sebagai media pendingin dengan menyerap kalor dari benda atau bahan lain seperti air atau udara ruangan, sehingga refrigeran tersebut dapat dengan mudah merubah phasanya dari cair menjadi gas. Sedangkan pada saat terjadinya pelepasan

kalor oleh refrigeran terjadi perubahan fasa dari gas bertekanan tinggi jenuh menjadi cair.

Refrigeran primer yang biasa digunakan dapat digolongkan sebagai berikut :

a. Senyawa Halokarbon

Refrigeran yang memiliki satu atau lebih atom dari salah satu halogen yang tiga (*klirin, fluorin, bromin*). Ketentuan bilangan, nama kimia, dan rumus kimia sejumlah anggota kelompok ini yang ditemukan diperdagangan, dimuat dalam tabel berikut :

Tabel 2.1 Beberapa Senyawa Halokarbon

Ketentuan Panorama	Nama Kimia	Rumus Kimia
R-11	Trikloromonofluorometana	CCl_3F
R-12	Diklorodifluorometana	CCl_2F_2
R-13	Monoklorotrifluorometana	CClF_3
R-22	Monoklorodifluorometana	CHClF_2
R-40	Meniklorida	CCH_3Cl
R-113	Triklorotrifluoroetan	$\text{CCl}_2\text{FCClF}_2$
R-114	Diklorotetrafluoroetana	$\text{CClF}_2\text{CClF}_2$

b. Senyawa Anorganik

Senyawa anorganik sering digunakan pada masa awal perkembangan bidang refrigerasi dan pengkondisian udara.

Tabel 2.2 Beberapa Senyawa Anorganik

Ketentuan Panorama	Nama Kimia	Rumus Kimia
717	Amoniak	NH ₃
718	Air	H ₂ O
729	Udara	O ₂
744	Karbondioksida	CO ₂
764	Sulfur dioksida	SO ₂

c. Senyawa Hidrokarbon

Banyak senyawa hidrokarbon yang cocok digunakan sebagai refrigeran, khususnya dipakai untuk industri perminyakan dan petrokimia.

Tabel 2.3 Beberapa Senyawa Hidrokarbon

Ketentuan Panorama	Nama Kimia	Rumus Kimia
50	Metana	Ch ₄
170	Etana	C ₂ h ₆
290	Propana	C ₃ h ₈

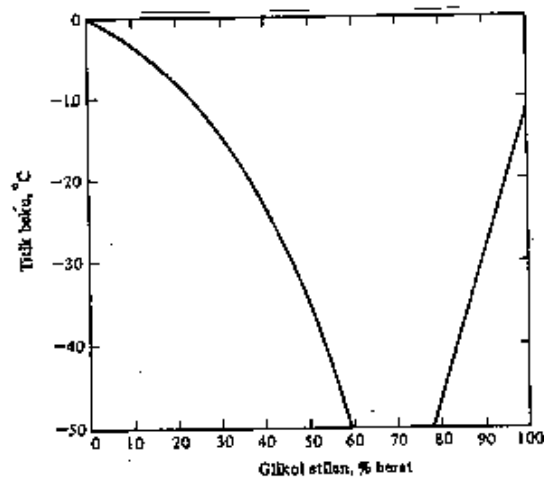
d. Azeotrop

Campuran Azeotrop dua substansi adalah campuran yang tidak dapat dipisahkan menjadi komponen-komponennya dengan cara *destilasi*. Azeotrop menguap dan mengembun sebagai substansi

tunggal yang sifatnya berbeda dengan sifat pembentukannya. Azeotrop yang paling banyak dikenal adalah R-502 yang merupakan campuran 48,8% R-22 dan 51,2% R-115.

2.4.2. Refrigeran Sekunder

Refrigeran sekunder adalah fluida yang mengangkut kalor dari bahan yang sedang didinginkan ke evaporator pada sistem refrigerasi. Refrigeran sekunder mengalami perubahan temperatur bila menyerap kalor dan membebaskannya pada evaporator, tetapi tidak mengalami perubahan fasa. Anti beku yang banyak digunakan adalah larutan air dan *glikol etalin*, *glikol propelin*, ataupun *kalsium klorida*. Salah satu sifat larutan anti beku yang penting adalah titik pembekuannya, yang tampak dalam gambar dibawah ini :



Gb. 2.10 Titik beku larutan glikol etilen (Stoecker, 1992 : 284)

2.4.3. Sifat-Sifat Refrigeran Ideal

Pada refrigerator, refrigeran yang ideal sekurang-kurangnya mengikuti sifat-sifat sebagai berikut :

a. Tekanan penguapan positif

Tekanan penguapan positif mencegah kemungkinan terjadinya kebocoran udara kedalam sistem selama operasi.

b. Tekanan pembekuan yang cukup rendah

Suhu pembekuan harus cukup rendah, agar pemadatan refrigeran tidak terjadi selama operasi normal.

c. Daya larut minyak pelumas

Minyak yang digunakan sebagai pelumas dalam refrigerator, terutama pada sistem, harus mudah larut, karena bersentuhan langsung dengan refrigeran.

d. Refrigeran yang murah

e. Tidak mudah terbakar

Uap refrigeran tidak boleh terbakar atau mengakibatkan kebakaran pada setiap konsentrasi dengan udara.

f. Mempunyai tekanan kondensasi yang tidak terlalu tinggi, karena dengan tekanan kondensasi yang tinggi memerlukan kompresor yang besar dan kuat, juga pipa-pipa harus kuat dan kemungkinan terjadinya kebocoran sangat besar.

g. Kekuatan *dielektrik* yang tinggi.

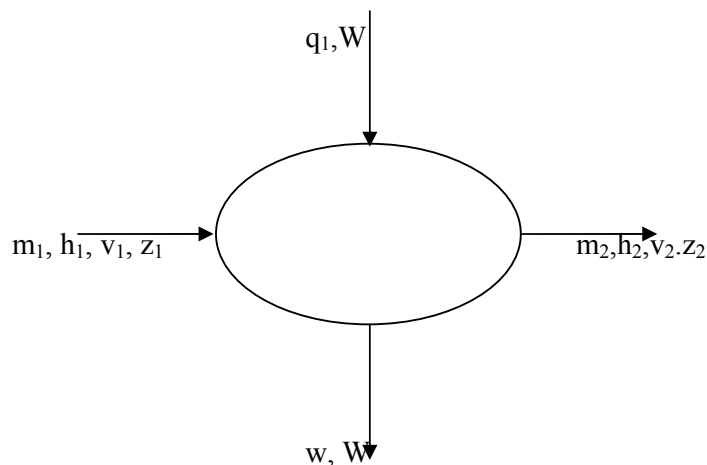
h. Mempunyai struktur kimia yang stabil, tidak boleh terurai setiap kali dimampatkan, diembunkan, dan diuapkan.

Sifat-sifat di atas jarang sekali dijumpai pada refrigeran yang mempunyai sifat secara mutlak memuaskan untuk semua sistem pendingin.

2.5 Analisis Termodinamika Siklus Kompresi Uap

2.5.1. Persamaan Energi Aliran *Steady*

Dalam sistem refregerasi, laju aliran massa dianggap tetap. Keseimbangan energi menyatakan bahwa besarnya energi yang masuk dititik 1 ditambah besarnya energi yang ditambahkan berupa kalor, dikurangi dengan energi yang keluar dalam bentuk kerja yang meninggalkan sistem pada titik 2 sama dengan besarnya perubahan energi didalam volume kendali [Stoecker, 1992 : 20]. Gambar 2.11 menunjukkan keseimbangan energi di dalam volume kendali.



Gb.2.11 Keseimbangan energi pada volume kendali

Persamaan energi dapat ditulis sebagai berikut (Stoecker, 1992: 20) :

$$m \left[h_1 + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 \right] + q - m \left[h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \right] - W = \frac{dE}{d\theta}$$

dengan :

m = Laju aliran massa (kg/s)

h = Entalpi (kJ/kg)

v = Kecepatan (m/s)

z = Ketinggian (m)

g = Percepatan gravitasi (m/s²)

W = Laju aliran energi dalam bentuk kalor (kJ/s)

E = Energi sistem (kJ)

Oleh karena aliran *steady* tidak ada perubahan laju aliran massa pada sistem, maka laju aliran massa yang masuk pada titik 1 sama dengan laju aliran massa yang keluar pada titik 2. Demikian pula tidak ada perubahan harga energi sistem terhadap waktu sehingga $dE/d\theta = 0$

Persamaan energi aliran *steady* menjadi (Stoecker, 1992 : 20) :

$$m \left[h_1 + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 \right] + q = m \left[h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \right] + W \dots\dots\dots (1)$$

2.5.2. Proses Kompresi

Proses kompresi dianggap berlangsung secara adiabatik yang artinya tidak ada kalor yang dipindahkan baik masuk maupun keluar sistem. Dengan demikian harga $d\theta = 0$. Perubahan energi kinetik dan potensial juga diabaikan, sehingga kerja kompresi dirumuskan sebagai berikut :

$$W = m (h_2 - h_1) \dots\dots\dots (2)$$

dengan :

$$W = \text{Daya kompresor} \quad (\text{kJ/s})$$

$$h_1 = \text{Entalpi refrigeran pada titik 1} \quad (\text{kJ/kg})$$

$$h_2 = \text{Entalpi refrigeran pada titik 2} \quad (\text{kJ/kg})$$

$$m = \text{Laju aliran massa refrigeran} \quad (\text{kg/s})$$

2.5.3. Proses Evapotasi dan Kondensasi

Pada proses evaporasi dan kondensasi perubahan energi kinetik dan energi potensial diabaikan sehingga harga $v^2/2$ dan gz pada titik 1 dan 2 dianggap nol. Karena pada evaporator dan kondensor tidak ada kerja yang dilakukan maka $W = 0$, sehingga dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$Q_e = m (h_1 - h_4) \dots\dots\dots (3)$$

dengan :

$$Q_e = \text{Besarnya laju aliran kalor evaporasi} \quad (\text{kJ/s})$$

$$h_1 = \text{Entalpi refrigeran pada titik 1} \quad (\text{kJ/kg})$$

$$h_4 = \text{Entalpi refrigeran pada titik 4} \quad (\text{kJ/kg})$$

$$m = \text{Laju aliran massa refrigeran} \quad (\text{kg/s})$$

Laju aliran kalor pada proses kondensasi dirumuskan sebagai berikut :

$$Q_c = m (h_2 - h_3) \dots\dots\dots(4)$$

dengan :

$$Q_c = \text{Besarnya laju aliran kalor kondensasi} \quad (\text{kJ/s})$$

$$h_2 = \text{Entalpi refrigeran pada titik 2} \quad (\text{kJ/kg})$$

$$h_3 = \text{Entalpi refrigeran pada titik 3} \quad (\text{kJ/kg})$$

2.5.4. Proses pencekikan (*throttling process*)

Proses ini terjadi pada pipa kapiler atau katup ekspansi. Pada proses ini tidak ada kerja yang dilakukan atau ditimbulkan sehingga $W = 0$. Perubahan energi kinetik dan energi potensial dianggap nol. Proses dianggap adiabatik sehingga $q = 0$. Persamaan energi aliran ini adalah :

$$h_3 = h_4 \quad (\text{kJ/kg}) \dots\dots\dots (5)$$

2.5.5. Efek Refregerasi

Efek refrigerasi adalah besarnya kalor yang diserap oleh refrigeran pada proses evaporasi. Dari gambar diagram tekanan–entalpi siklus kompresi uap di atas, efek refrigerasi dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$RE = h_1 - h_4 \quad (\text{kJ/kg}) \dots\dots\dots (6)$$

dengan :

$$RE = \text{Efek refrigerasi} \quad (\text{kJ/kg})$$

$$h_1 = \text{Entalpi refrigeran pada titik 1} \quad (\text{kJ/kg})$$

$$h_4 = \text{Entalpi refrigeran pada titik 4} \quad (\text{kJ/kg})$$

2.5.6. Laju Aliran Kalor Evaporator

Laju aliran kalor udara evaporator dirumuskan sebagai berikut :

$$Q_{\text{evaporator}} = m_{\text{udara evaporator}} (h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) \dots\dots\dots (7)$$

dengan :

$$Q_{\text{evaporator}} = \text{Laju aliran kalor evaporator} \quad (\text{kJ/s})$$

$$m_{\text{udara evaporator}} = \text{Laju aliran massa udara evaporator} \quad (\text{kg/s})$$

h_{in} = Entalpi udara pada sisi masuk evaporator dan dikoreksi pada T_{wb} ruang (kJ/kg)

h_{out} = Entalpi udara pada sisi keluar evaporator dan dikoreksi pada T_{wb} ruang (kJ/kg)

2.5.7. Laju Aliran Udara Evaporator

Laju aliran udara melalui evaporator dirumuskan sebagai berikut :

$$M_{\text{udara evaporator}} = \rho_{\text{udara}} \cdot A \cdot V \dots\dots\dots(8)$$

dengan :

$M_{\text{udara evaporator}}$ = laju massa udara evaporator (kg/s)

ρ_{udara} = Massa jenis udara (kg/m³)

A = Luas penampang saluran udara evaporator (m²)

V = Kecepatan udara melalui saluran udara evaporator (m/s)

2.5.8. Laju Aliran Massa Refrigeran

Laju aliran massa refrigeran menyatakan jumlah refrigeran yang disirkulasikan tiap satuan waktu dan dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$m_{\text{refrigeran}} = \frac{Q_{\text{evap}}}{h_1 - h_4} \dots\dots\dots(9)$$

dengan :

$m_{\text{refrigeran}}$ = Laju aliran massa refrigeran (kg/s)

Q_{evap} = Laju aliran kalor udara evaporator (kJ/s)

h_1 = Entalpi refrigeran pada titik 1 (kJ/kg)

h_4 = Entalpi refrigeran pada titik 4 (kJ/kg)

2.5.9. Koefisien Prestasi

Koefisien prestasi dari sistem refrigerasi adalah perbandingan antara kalor yang diserap dari ruang pendingin (*efek refrigerasi*) dengan kerja yang dilakukan kompresor. Koefisien prestasi dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\text{COP} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \dots\dots\dots (10)$$

dengan :

COP = *Coefisien of performance*

h_1 = Entalpi refrigeran pada titik 1 (kJ/kg)

h_4 = Entalpi refrigeran pada titik 4 (kJ/kg)

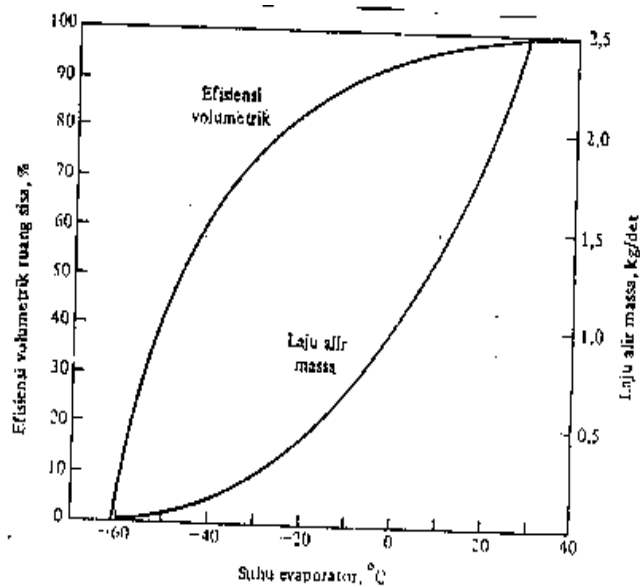
h_2 = Entalpi refrigeran pada titik 2 (kJ/kg)

2.6 Analisa Grafik Sistem Kompresi Uap

Dalam aplikasi mesin pendingin ruangan, salah satu faktor yang mempengaruhi unjuk kerja mesin pendingin adalah temperatur keluar evaporator dan temperatur ini akan berubah seiring dengan besarnya beban pendingin yang ada diruangan tersebut.

Dalam beberapa halaman berikut terlihat beberapa grafik pengaruh temperatur keluar evaporator (T_1) terhadap dampak refrigerasi, kerja kompresi, laju aliran massa refrigerasi, daya listrik kompresor, kapasitas refrigerasi dan *ceofisien of performance*, dengan refrigeran 22, ruang sisa 4,5 persen, laju volume langkah piston 50 Langkah/detik, dan suhu kondensor 35°C pada kompresor ideal.

Efisiensi volumetrik ruang sisa akan berharga nol bila suhu evaporator -61°C , jika tekanan hisap dan buang sama (tekanan evaporator sama dengan tekanan kondensor), efisiensi volumetrik akan menjadi 100%. Laju aliran massa mengendalikan kapasitas dan daya yang diperlukan langsung dari pada laju aliran volume. Laju aliran massa yang melewati kompresor sebanding dengan laju volume langkah dan efisiensi volumetrik, dan berbanding terbalik dengan volume spesifik gas yang memasuki kompresor, (seperti terlihat pada Gb. 2.12).

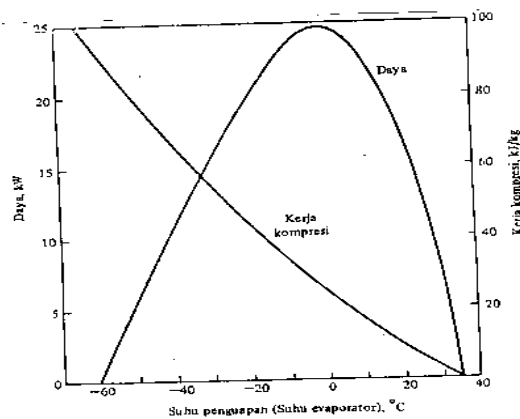


Gb. 2.12 Efisiensi volumetrik ruang sisa dan laju aliran massa

(Stoecker, 1992 : 199)

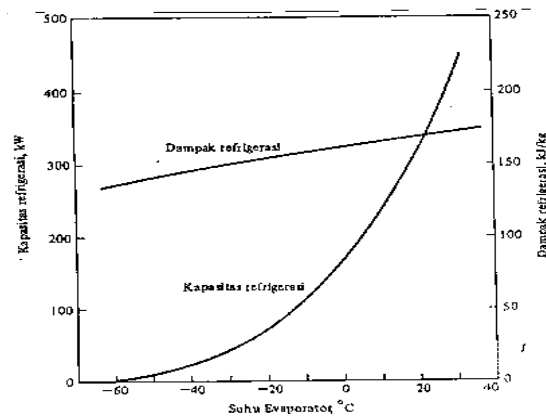
Dengan turunnya tekanan hisap, volume spesifik gas yang masuk ke kompresor naik, yang bersama dengan efisiensi volumetrik, menurunkan laju aliran massa ketika suhu evaporator rendah.

Kurva kebutuhan daya (terlihat pada Gb. 2.13) menunjukkan harga nol pada dua titik, yaitu saat suhu evaporator menyamai suhu kondensor dan saat laju aliran massa menjadi nol. Diantara kedua titik ekstrim tersebut, terdapat puncak kebutuhan daya. Selama kerja yang teratur (*reguler*), dengan beban-beban refrigeran yang berat, suhu evaporator naik, sehingga kebutuhan daya kompresor naik dan dapat menyebabkan kelebihan beban (*overload*).



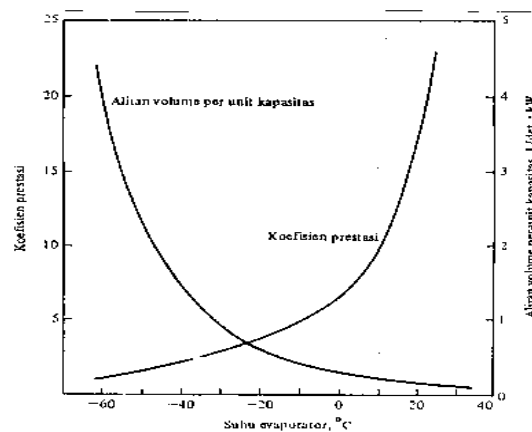
Gb. 2.13 Kerja kompresi dan daya yang dibutuhkan.
(Stoecker, 1992: 200)

Dalam Gambar 2.14 dapat dilihat dampak refrigerasi akan naik sedikit dengan naiknya tekanan hisap dengan catatan refrigeran yang masuk katup ekspansi tetap konstan. Kenaikan ini disebabkan oleh entalpi uap jenuh yang sedikit lebih tinggi pada suhu evaporator yang lebih tinggi. Kapasitas refrigerasi akan berharga nol pada titik dimana laju aliran massa berharga nol. Kapasitas refrigerasi dapat dilipat-duakan dengan menaikkan suhu evaporator dari nol hingga 20°C .



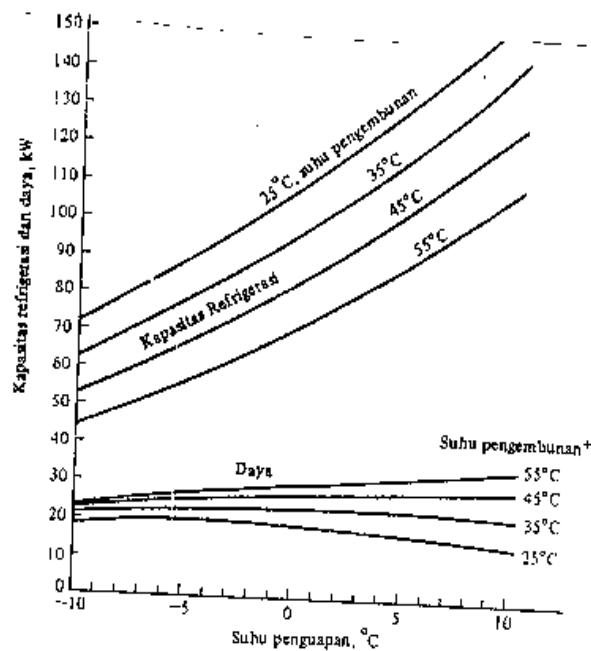
Gb. 2.14 Dampak refrigerasi dan kapasitas kompresor (Stoecker, 1992 : 201)

Dari Gambar 2.15 dapat dilihat kenaikan koefisien prestasi dipengaruhi oleh naiknya suhu evaporator. Laju aliran volume per-satuan kapasitas refrigerasi merupakan pertanda ukuran fisik atau kecepatan kompresor yang dibutuhkan untuk menghasilkan satu kilowatt refrigeran. Untuk suatu kapasitas tertentu dengan suhu evaporator yang rendah, harus dipompakan aliran volume yang besar karena volume spesifik yang tinggi.



Gb. 2.15 Koefisien prestasi dan aliran volume perkilowatt.(Stoecker,1992:202)

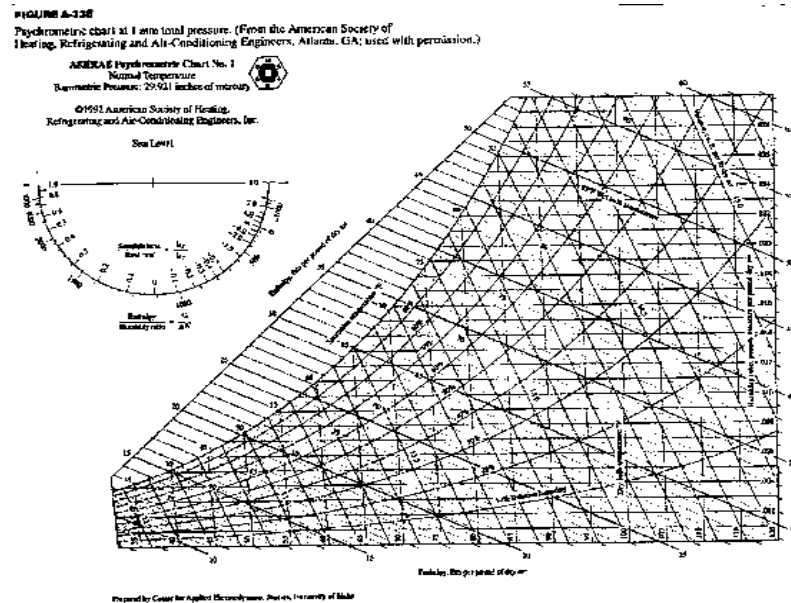
Uap refrigeran yang masuk kondensor berada dalam keadaan panas lanjut (*superheated*). Pengembunan yang terjadi didalam pipa, fraksi cair dan uap selalu berubah di sepanjang pipa kondensor. Kapasitas refrigeran akan naik dengan naiknya suhu penguapan menyebabkan penurunan pada suhu pengembunan dan perubahan daya yang relatif kecil, (lihat Gb. 2.16).



Gb. 2.16 Kapasitas refrigerasi dan kebutuhan daya
(Stoecker, 1992 : 268)

2.7 Diagram Psikometrik dan Sifat Udara Basah

Sifat termal dari udara basah pada umumnya ditunjukkan dengan menggunakan diagram psikometrik, seperti pada gambar dibawah ini.



Gb. 2.17 Diagram psikometrik. (Stoecker, 1992 : 39)

Beberapa istilah (sifat-sifat udara) yang sering dipakai dan berkaitan dengan diagram psikometrik ini diantaranya adalah :

2.7.1. Temperatur bola kering (Tdb)

Temperatur bola kering adalah temperatur udara yang diukur dengan termometer biasa dengan sensor kering dan terbuka.

2.7.2. Temperatur bola basah (Twb)

Temperatur bola basah adalah temperatur udara yang diukur dengan termometer biasa dengan sensor yang dibalut kain basah.

2.7.3. Temperatur jenuh (Tdp)

Temperatur jenuh adalah temperatur ketika uap air yang terkandung dalam udara mulai mengembun jika udara didinginkan pada temperatur konstan.

2.7.4. Rasio kelembaban/*Humidity Ratio* (ω)

Rasio kelembaban adalah berat atau massa air yang terkandung dalam setiap kilogram udara kering. Dalam teknik pengkondisian udara, untuk menghitung perbandingan (*ratio*) kelembaban dapat digunakan persamaan gas ideal, sehingga mengikuti persamaan $Pv = RT$, serta mempunyai kalor spesifik yang tetap. Udara dianggap gas ideal karena, suhunya cukup tinggi dibandingkan dengan suhu jenuhnya, dan uap air dianggap ideal karena tekanannya cukup rendah dibandingkan dengan tekanan jenuhnya.

2.7.5. Kelembaban relatif (**Rh**), ϕ

Kelembaban relatif adalah perbandingan tekanan parsial uap air didalam udara dengan tekanan uap jika udara dalam keadaan jenuh pada temperatur yang sama. Kelembaban relatif sering dinyatakan dalam bentuk persen (%).

2.7.6. Volume spesifik (v)

Volume spesifik adalah volume udara campuran dengan satuan meter kubik perkilogram udara kering. Dapat juga dikatakan sebagai meter kubik udara kering atau meter kubik campuran perkilogram udara kering, karena volume yang diisi oleh masing-masing substansi yang sama.

2.7.7. Entalpi (**h**)

Entalpi adalah kandungan kalor tiap satu satuan massa udara kering. Suatu persamaan dari entalpi adalah (Stoecker, 1992 : 42):

$$h = C_p t + W h_g$$

dengan :

h = Entalpi (kJ/kg udara kering)

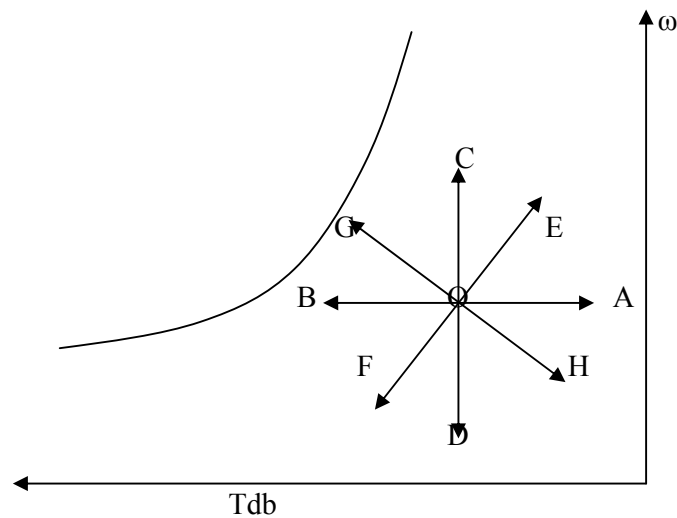
C_p = Kalor spesifik kering pada tekanan konstan = 1,0 kJ/kg K

t = Suhu campuran udara – uap (K)

h_g = Entalpi uap air (*steam*) jenuh pada suhu campuran udara–uap (kJ/kg)

2.8 Beberapa Proses Perubahan Keadaan Udara

Setiap macam proses yang mengakibatkan perubahan keadaan/sifat-sifat udara dapat digambarkan dalam diagram psikometrik.



Gb. 2.18 Macam-macam proses udara

Macam-macam proses (perubahan keadaan) udara

Proses O-A = Pemanasan sensibel

Proses O-B = Pendinginan sensibel

Proses O-C = Humidifikasi (penambahan kelembaban spesifik)

Proses O-D = Dehumidifikasi (pengurangan kelembaban spesifik)

Proses O-E = Pemanasan dan Humidifikasi

Proses O-F = Pendinginan dan Dehumidifikasi

Proses O-G = Pendinginan dan Humidifikasi

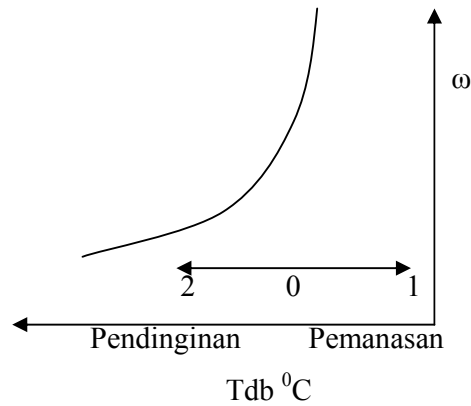
Proses O-H = Pemanasan dan Dehumidifikasi

Beberapa penjelasan dari proses psikometrik di atas adalah :

2.8.1. Pemanasan dan Pendinginan Sensibel

Pemanasan sensibel terjadi pada kondensor. Pemanasan sensibel terjadi apabila udara melintasi permukaan pemanas yang kering dimana temperaturnya di atas temperatur bola kering udara. Pada saat melintasi koil, udara akan menyerap kalor (*sensible*) dari permukaan yang lebih panas, sehingga temperaturnya naik mendekati temperatur pemanas. Karena tidak ada uap air yang ditambahkan atau diambil dari udara maka kelembaban spesifik, titik embun dan kalor laten dari udara tidak berubah.

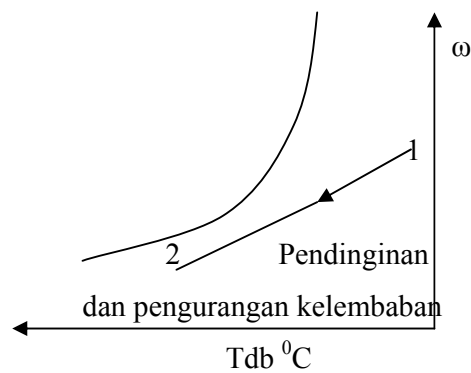
Proses pendinginan sensibel terjadi apabila udara melintasi koil pendingin, dimana temperatur koilnya dibawah temperatur bola kering udara tetapi masih di atas titik embun udara yang melintasinya. Pada pendinginan sensibel juga tidak ada perubahan kandungan uap air. Dengan demikian perubahan kalor total udara sama dengan perubahan kalor sensibel udara.



Gb. 2.19 Pemanasan dan pendinginan sensibel (Stoecker, 1992 : 48)

2.8.2. Pendinginan dengan penurunan kelembaban

Proses pendinginan udara yang disertai dengan penurunan kelembaban terjadi apabila udara melintasi permukaan koil pendingin yang temperaturnya dibawah temperatur titik embun udara yang masuk.



Gb. 2.20 Proses pendinginan dan penurunan kelembaban
{Stoecker, 1992 : 49}

BAB III

METODE PENELITIAN

3.1 Prinsip Kerja Instalasi

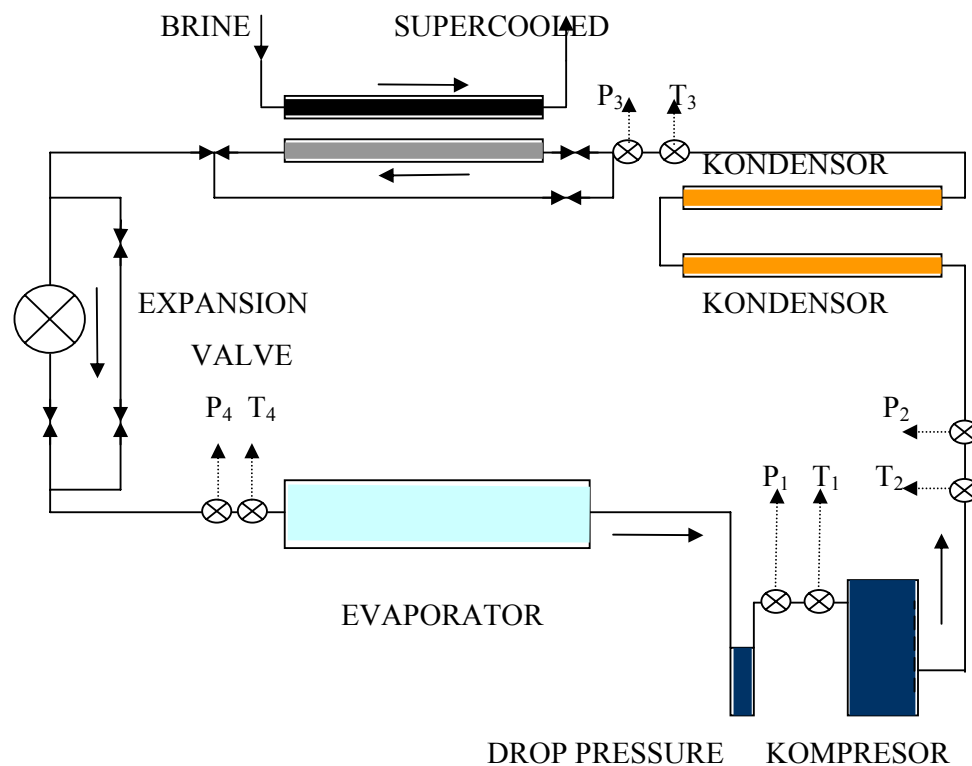
Prinsip kerja mesin pengkondisian udara seperti telah dijelaskan sebelumnya, maka dapat diuraikan sebagai berikut :

1. Di dalam kompresor, refrigeran yang bertemperatur dan bertekanan rendah dikompresikan sehingga mempunyai temperatur dan tekanan tinggi. Kemudian dari kompresor, refrigeran yang telah berbentuk uap ini masuk ke dalam kondensor melalui pompa tekan (*discharge line*).
2. Di dalam kondensor, uap refrigeran yang bertemperatur dan tekanan tinggi didinginkan oleh udara sehingga berkondensasi menjadi cairan refrigeran. Di dalam kondensor ini, energi kalor yang dibawa oleh uap refrigeran dilepaskan dan diterima oleh medium pendinginnya.
3. Selanjutnya, refrigeran cair dari kondensor akan diterima oleh *receiver tank* untuk kemudian dialirkan pada pipa kapiler yang berfungsi sebagai alat ekspansi. Pada pipa kapiler, tekanan refrigeran yang akan masuk evaporator diturunkan. Penurunan tekanan ini disesuaikan dengan kondisi yang diinginkan sehingga refrigeran dapat menyerap cukup banyak kalor di dalam evaporator.
4. Refrigeran yang bertekanan rendah akan menguap di dalam pipa-pipa evaporator. Penguapan ini membutuhkan energi kalor yang diserap dari sekelilingnya, sehingga ruangan menjadi dingin karena temperaturnya turun.

Uap refrigeran dari evaporator, seterusnya akan masuk ke pipa hisap (*suction line*) menuju kompresor lagi.

Penelitian ini merupakan pengujian yang bertujuan untuk mengetahui kinerja mesin refrigerasi Mc Quay dengan refrigeran R-22 dan dilakukan pada gedung E9 Laboraturium Teknik Mesin Universitas Negeri Semarang.

Instalasi peralatan uji terdiri dari komponen utama siklus refrigerasi yaitu berupa evaporator (*koil pendingin*), kondensor, kompresor, ekspansi valve (*pipa kapiler*). Alat ukur yang digunakan diantaranya adalah : termometer digital, pressure gauge, thermo copel, temperatur bola kering dan bola basah dan alat ukur lainnya yang diperlukan dalam penelitian ini.



Gb. 3.1 Skema instalasi peralatan pengujian.

3.2 Spesifikasi Peralatan Uji

3.2.1. Unit Mesin Pendingin

Peralatan atau unit mesin pendingin yang digunakan dalam pengujian ini adalah mesin pengkondisian udara (*Room Air Conditioner*) dengan kapasitas 6,5 PK. Unit mesin pengkondisian udara yang digunakan ini merupakan sisteme refrigerasi kompresi uap tipe ekspansi langsung (DX sistem), hal ini karena refrigeran bertindak secara langsung sebagai media pembawa kalor. Adapun alasan pemilihan mesin pengkondisian udara ruangan tipe AC sentral ini karena tidak memerlukan tempat yang luas dan harganya yang relatif murah. Adapun data mesin pendingin yang digunakan adalah sebagai berikut :

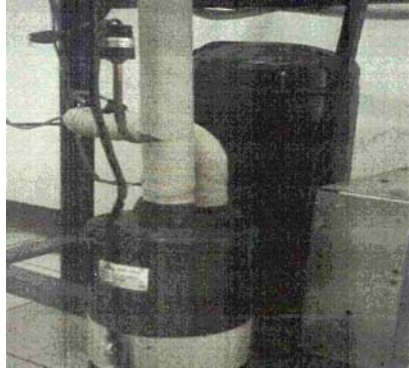
Jenis	: Room Air Conditioner
Merk	: MC Quay
Type	: Ceilling Concleatced
Tegangan	: 220 V
Refrigeran	: R-22

Bagian-bagian peralatan pengujian ini adalah :

a. Kompresor

Merk	: Copeland Scroll
Pabrikan	: Thailand
Model	: ZR 61 KC- TFD-522
Seri	: 04A 4847 ET
Kelistrikan	: 3 Ph/ 60 Hz/ 460 V

Jenis : Hermatik
Refrigeran : R-22



Gb. 3.2 Kompresor hermatik Mc Quay

b. Kondensor

Tipe : 528
Luas : (1,03 x 0,85) mm
Pabrikan : Malaysia
Material pipa : Tembaga
Merk : MC Quay



Gb. 3.3 Kondensor yang digunakan

c. Evaporator

Tipe : DX
Material pipa : Tembaga
Merk : Mc Quay

d. Fan Coil Unit

Luas : (1,3 x 0,38) m
Panjang pipa : 1,2 m
Pabrikan : Malaysia
Merk : Mc Quay
Model : MC C050C – AFBK
Input : 220 V/ 240 Ph/ 50 Hz



Gb. 3.4 Evaporator di dalam Fan Koil Unit

e. Fan Condensor

Merk : OYL-145-WL
Diameter propeller : 0,6 m
Daya : 145 W

Kelistrikan : 145 W/ 50 Hz/ 220 V
Seri : WL-040i 003586

3.2.2. Peralatan Ukur

a. Alat-Alat Ukur Udara Yang Digunakan

1) Thermo Copel

Merk : Lutron

Type : K

Skala : -50°C sampai 1230°C , 10% sampai 95% RH

Jenis : Ht-3006 Ha

Penggunaan :

- a. Mengukur kelembaban relatif
- b. Mengukur temperatur keluar koil pendingin
- c. Mengukur temperatur masuk koil pendingin



Gb. 3.5 *Thermo copel*

2) Temperatur bola kering dan bola basah

Penggunaan :

- a. Temperatur bola kering dan bola basah udara keluar evaporator
- b. Temperatur bola basah dan bola kering udara ruangan



Gb. 3.6 Alat ukur temperatur bola basah dan bola kering

3) Termometer digital

Penggunaan :

- a. Pengukuran temperatur refrigeran masuk dan keluar kondensor
- b. Pengukuran temperatur refrigeran masuk dan keluar evaporator
- c. Pengukuran temperatur refrigeran masuk dan keluar alat ekspansi
- d. Pengukuran temperatur refrigeran masuk dan keluar kompresor.

b. Alat Pengukuran Tekanan (*Pressure Gauge Digital*)

- 1) Merk : Lutron
- 2) Penggunaan :
 - a. Pengukuran tekanan refrigeran masuk dan keluar evaporator
 - b. Pengukuran tekanan refrigeran masuk dan keluar kondensor
 - c. Pengukuran tekanan refrigeran masuk dan keluar kompresor
 - d. Pengukuran tekanan refrigeran masuk dan keluar *supercool*



Gb. 3.7 Pressure Gauge dan Termometer Digital

c. Alat Pengukuran Kecepatan Udara (*Anemometer*)

- 1) Merk : Lutron
- 2) Tipe : AM – 4200
- 3) Seri : E 46620
- 4) Pabrikan : Taiwan
- 5) Kelistrikan : 9 V
- 6) Penggunaan : Mengukur kecepatan udara pada saluran udara masuk fan koil pendingin (*evaporator*).



Gb. 3.8 Alat ukur kecepatan udara (*Anemometer*)

d. Digital Clamp Tester

- 1) Merk : Kewtech KT 200
- 2) Skala : 40 – 400 A dan 300 – 600 V
- 3) Penggunaan : Untuk mengukur amper meter



Gb. 3.9 *Digital Clamp Tester*

3.3 Tahap Kalibrasi Alat Ukur

Kalibrasi adalah cara untuk menentukan sifat-sifat metrologi suatu alat ukur dengan membandingkannya terhadap standar alat ukur yang diketahui. Proses kalibrasi sangat penting didalam suatu pengukuran untuk menjamin validitas data pengujian, karena ketelitian alat ukur bisa berubah setelah pemakaian yang lama, sehingga hasil yang ditunjukkan belum tentu menunjukkan data yang sebenarnya.

Alat-alat yang dikalibrasi sebelum digunakan untuk mengukur data yang dibutuhkan dalam pengujian ini adalah : *Thermo copel*, *pressure gauge*, alat ukur bola basah dan alat ukur bola kering.

3.4 Menguji Kebocoran Pada Instalasi

- a. Untuk menguji kebocoran pada peralatan uji, terlebih dahulu memvakumkan sistem peralatan dengan menggunakan pompa vakum yang dilengkapi dengan indikator tekanan. Jika setelah pompa vakum dihentikan dan ditunggu beberapa saat terjadi kenaikan tekanan berarti dalam peralatan uji tersebut masih ada kebocoran.
- b. Untuk mengetahui tempat kebocoran tersebut dilakukan dengan memberikan busa sabun yang dioleskan pada permukaan instalasi.
- c. Apabila kebocoran terjadi pada sambungan-sambungan berulir, maka sambungan tersebut kurang kuat dan harus dikencangkan. Apabila terjadi pada sambungan las, maka sambungan tersebut harus dilepas dari instalasi kemudian dilas kembali.

3.5 Pemvakuman Instalasi dan Pengisian Refrigerasi

3.5.1. Pemvakuman Instalasi

Sebelum kompresor diisi dengan refrigeran, perlu dilakukan proses pemvakuman terlebih dahulu. Hal ini penting untuk memastikan bahwa tidak ada kotoran-kotoran, uap air (*bunga es*) dan udara di dalam kompresor dan pipa-pipa refrigeran yang dapat menyebabkan terjadinya penyumbatan di pipa kapiler.

Adapun langkah-langkah pemvakuman sistem dapat dilakukan sebagai berikut:

- 1) Memasang *manifold gauge* pada sistem.
- 2) Menghubungkan selang warna kuning kepentil isi/buang yang terdapat pada kompresor.
- 3) Menghubungkan selang warna biru kepompa vakum.
- 4) Menghubungkan selang warna merah ke tabung refrigeran.
- 5) Menutup rapat katup merah dan biru yang terdapat pada *manifold gauge*.
- 6) Menghidupkan pompa vakum, kemudian membuka katup warna biru pada *manifold gauge*, biarkan selama ± 20 menit sampai tekanan pada *manifold gauge compaunt* mencapai -30 inHg.
- 7) Membuka katup warna merah pada *manifold gauge* untuk membuang udara yang terdapat pada selang warna merah.
- 8) Menutup semua katup pada *manifold gauge* setelah kondisi vakum tercapai, dan mematikan pompa vakum.

- 9) Membiarkan kondisi ini \pm 10 menit dengan mempertahankan tekanan pada *manifold gauge*.
- 10) Jika terdapat kenaikan tekanan setelah langkah no. 9 berarti terdapat kebocoran pada sistem, lakukan pemeriksaan ulang dan memperbaikinya.
- 11) Mengulangi langkah pemvakuman no. 1 sampai no. 9 hingga diyakini tidak terjadi kebocoran.



Gb. 3.10 *Manifold gauge*

3.5.2. Pengisian Refrigeran

Pengisian refrigeran R-22 dapat dilakukan dengan dua metode yaitu: pengisian berdasarkan jumlah berat refrigeran yang diijinkan ke dalam kompresor, dan pengisian refrigeran berdasarkan tekanan maksimal di dalam kompresor. Metode yang akan dilakukan kali ini adalah metode pengisian refrigeran berdasarkan tekanan maksimal didalam kompresor.

Adapun langkah-langkah pengisiannya sebagai berikut :

- 1) Melakukan proses pemvakuman seperti yang dijelaskan dalam sub bab pemvakuman sistem.
- 2) Setelah pemvakuman selesai, rangkaian selang pada *manifold gauge*, kompresor dan pompa vakum tidak perlu dilepas.
- 3) Melihat tekanan awal pada kompresor.
- 4) Menghidupkan kompresor yang selesai divakum untuk proses pengisian.
- 5) Melanjutkan dengan langkah membuka keran pada tabung refrigeran kemudian dilanjutkan dengan membuka keran warna merah pada *manifold gauge*, perhatikan amper pada digital clamp tester yang menunjukkan jumlah refrigeran yang sudah masuk dikompresor. Banyaknya refrigeran yang sudah masuk dalam kompresor tidak boleh melebihi dari tekanan kompresor yang dimiliki oleh Mc Quay 7,5 A.
- 6) Menutup keran warna merah jika jumlah pengisian dirasa sudah cukup.
- 7) Menutup keran pada tabung refrigeran dan melepas semua selang dari kompresor dan pompa vakum.



Gb. 3.11 Tabung refrigeran

3.6 Prosedur Pengambilan Data

3.6.1. Pemeriksaan Peralatan Sebelum Pengujian

Pemeriksaan seluruh peralatan uji dan perlengkapannya merupakan langkah pertama yang harus dilakukan untuk menjaga keamanan dan keselamatan baik penguji maupun peralatan uji.

Hal-hal yang perlu diperhatikan antara lain :

- a. Memeriksa kondisi mesin baik pada komponen yang bergerak maupun komponen yang tidak bergerak.
- b. Memastikan dan memeriksa suplai listrik yang diperlukan oleh peralatan uji.
- c. Memeriksa kondisi di dalam evaporator.
- d. Memeriksa FCU dan fan kondensor serta kebersihan sirip-sirip kondensor dan FCU untuk memastikan pertukaran kalor yang terjadi berlangsung dengan baik dan maksimal.
- e. Memastikan pipa-pipa refrigeran dari kebocoran dan memastikan sudah terisolasi termal dengan baik.
- f. Memeriksa setiap peralatan ukur yang akan digunakan didalam pengambilan data apakah berfungsi dengan baik.

3.6.2. Cara Menghidupkan Mesin

- a. Menaikkan saklar pengatur listrik keposisi ON.
- b. Menghidupkan kompresor dengan menekan saklar pada posisi ON.
- c. Memilih prosedur pengujian low cool, medium, atau high cool.
- d. Menunggu beberapa saat sampai mencapai kondisi steady (± 15 menit)

3.6.3. Data pengujian

Dalam penelitian ini, data yang diperlukan untuk mendukung perhitungan adalah sebagai berikut :

Temperatur masuk kompresor (T_1)

Temperatur keluar kompresor (T_2)

Temperatur keluar kondensor (T_3)

Temperatur masuk evaporator (T_4)

Tekanan masuk kompresor (P_1)

Tekanan keluar kompresor (P_2)

Tekanan keluar kondensor (P_3)

Tekanan masuk evaporator (P_4)

Volt, arus listrik, dan temperatur ruangan

Temperatur lingkungan .

Kecepatan udara FCU.

Temperature masuk dan keluar FCU.

3.6.4. Pengamatan Yang Dilakukan

- a. Menentukan pengamatan ke posisi low cool pada posisi mode cool.
- b. Beban pendingin pertama (ruang tertutup)
- c. Menunggu beberapa saat sampai tercapai kondisi *steady*.
- d. Mencatat data :
 - 1) Temperatur refrigeran dititik T_1 , T_2 , T_3 dan T_4 .
 - 2) Tekanan refrigeran dititik P_1 , P_2 , P_3 , dan P_4 .

- 3) Temperatur bola kering (Tdb) dan temperatur bola basah (Twb) udara ruangan.
 - 4) Temperatur bola kering (Tdb) dan temperatur bola basah (Twb) udara keluar evaporator.
 - 5) Kecepatan udara pada saluran udara masuk evaporator.
- e. Mencatat data pada peralatan uji
 - f. Mengulang langkah c-e pada posisi medium dan high cool.
 - g. Menambah beban pendingin yang kedua dengan menghidupkan lampu.
 - h. Mengulang langkah c-f pada peralatan uji
 - i. Menambah beban pendingin ketiga dengan membuka pintu laboratorium.
 - j. Mengulang langkah c-f pada peralatan uji
 - k. Menambah beban pendingin dengan membuka semua jendela/ventilasi pada ruang laboratorium
 - l. Mengulang langkah c-f pada peralatan uji
 - m. Mematikan peralatan uji.
 - 1) Mematikan kompresor dengan menekan tombol pengatur pada posisi OFF yang terletak di dinding ruang laboratorium.
 - 2) Menurunkan saklar pengatur listrik keposisi OFF.
 - 3) Menutup dan mengunci semua pintu laboratorium.
 - 4) Langkah mematikan mesin pendingin telah selesai.

BAB IV
PENGUJIAN DAN PEMBAHASAN

4.1 Perhitungan Beban Pendingin Pada Laboratorium Teknik Mesin Universitas Negeri Semarang.

4.1.1. Beban Kalor dari Luar Ruangan (*Outdoor Load*)

a) Beban Kalor dari Sinar Matahari Melalui Kaca Jendela.

Beban kalor dari sinar matahari secara langsung, terjadi karena proses penyerapan dan transmisi sinar matahari kedalam ruangan yang dikondisikan melalui kaca.

Persamaan yang digunakan adalah (*Carrier, Handbook of Air Conditioning System Design, Mcgraw – Hill Book Company, hal I-34*)

$$QS_1 = A.PSHG.SF \dots\dots\dots (11)$$

dengan :

$PSHG$ = *Peak Solar Heat Gain* (W/m).

A = Luas kaca yang langsung terkena radiasi matahari.

SF = *Storage Factor*.

b) Beban Kalor dari Sinar Matahari Melalui Dinding atau Atap

Laju perpindahan kalor melalui dinding atau atap dinyatakan dengan persamaan (*Stoecker WF dan Jerold W Jones, 1982, hal 75*) :

$$QS_2 = U.A.(t_o - t_R) \text{ (W/m}^2\text{)} \dots\dots\dots (12)$$

dengan :

U = Koefisien perpindahan kalor total ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$).

A = Luas permukaan dinding atau atap (m^2).

t_o = Suhu udara di luar ruangan ($^\circ C$).

t_R = Suhu udara di dalam ruangan ($^\circ C$).

**Tabel 4. 1 Koefisien Perpindahan Kalor Bahan Bangunan
(Fisika Bangunan 2)**

Jenis bidang	U ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
Dinding Batubata, diplester kedua sisinya	3,24
Dinding beton padat biasa,	3,58
Batu bata tidak diplester	3,64
Kaca tunggal	5,9
Atap	1,70
Lantai	1,13

4.1.2. Beban Kalor dari Dalam Ruangan (*Indoor Load*)

Terjadinya peningkatan panas sensibel dan laten pada suatu ruangan dapat disebabkan oleh faktor internal dari ruangan tersebut.

Faktor internal tersebut meliputi :

a) Beban Kalor dari Penghuni Ruangan

Kalor yang dikeluarkan akibat dari metabolisme tubuh manusia dipengaruhi oleh aktifitas manusia dan temperatur ruang tersebut. Besarnya beban kalor ini dapat dihitung dengan menggunakan persamaan dibawah ini (*Stoecker WF dan Jerold W Jones, 1982 : 69*)

$$QS_3 = \text{Perolehan perorang} \cdot \text{Jumlah orang} \cdot CLF \dots\dots\dots (13)$$

dengan :

Perolehan kalor dari penghuni (W).

CLF = Faktor-faktor beban perolehan kalor sensibel dari orang.

Untuk penghuni beban laten, *CLF* dapat dianggap sama dengan 1,0.

Tabel 4. 2 Perolehan Kalor Dari Penghuni

Kegiatan	Perolehan kalor, W	Perolehan kalor sensible, %
Tidur	70	75
Duduk, tenang	100	60
Berdiri	150	50
Berjalan	305	35
Pekerjaan kantor	150	55
Mengajar	175	50

b) Beban Kalor dari Lampu

Jumlah perolehan kalor dari dalam ruangan yang disebabkan oleh penerangan/lampu tergantung pada daya dari lampu dan jenis/cara pemasangannya.

Persamaan untuk menghitung beban kalor dari lampu adalah (*Stoecker WF dan Jerold W Jones*, 1982, hal 67) :

$$Q_{S4} = (\text{Dayalampu, Watt}) \cdot (F_u) \cdot (F_b) \cdot (CLF) \dots\dots\dots (14)$$

dengan :

F_u = Faktor penggunaan/fraksi lampu yang terpasang.

F_b = Faktor *balast* untuk lampu-lampu *Fluorescent* = 1,2

CLF = Faktor beban pendinginan.

c) Beban Kalor dari Udara Ventilasi dan Infiltrasi

Besarnya laju aliran udara infiltrasi ditentukan berdasarkan udara luar yang masuk melalui celah-celah jendela serta melalui pintu yang terbuka. Sedangkan besarnya aliran udara ventilasi ditentukan berdasarkan jumlah orang atau luas lantai dari ruang yang akan dikondisikan.

Beban ventilasi dan infiltrasi terbagi dalam beban kalor sensibel dan beban kalor laten. Besarnya masing-masing beban dapat dihitung dengan menggunakan persamaan dibawah ini (*CP Arora, Second Edition, Refrigeration and Air Conditioning, New York : Mc Graw Hill Book Company, hal 540*) :

$$OASH = 0,0204.CMM.(t_0 - t_R) \dots\dots\dots (16)$$

$$OALH = 50.CMM.(w_0 - w_R) \dots\dots\dots (17)$$

dengan :

CMM = Jumlah udara infiltrasi, (m^3 /menit).

t_0 = Suhu udara luar ruangan, ($^{\circ}C$).

t_R = Suhu udara dalam ruangan, ($^{\circ}C$).

w_0 = Kelembaban udara luar.

w_R = Kelembaban udara ruang.

4.1.3. Beban Kalor Ruangan

Beban kalor ruangan merupakan penjumlahan dan beban kalor dari dalam ruangan, beban dari luar ruangan, beban kalor dari Ventilasi dan Infiltrasi. Beban kalor ini berupa beban kalor sensibel (RSH) dan beban kalor laten (RLH). Besarnya beban tersebut dirumuskan menjadi :

$$RSH = (QS_1 + QS_2 + QS_3 + QS_4)$$

$$RLH = OASH \text{ \& } OALH$$

Total Beban Pendingin Ruangan Laboratorium Teknik Mesin adalah

$$= RSH + RLH$$

4.1.4. Hasil Perhitungan Beban Pendingin

a Beban Kalor dari Luar Ruangan (*Outdoor Load*)

1) Beban Kalor dari Sinar Matahari Melalui Kaca Jendela

$$\begin{aligned}
 Q_{S_b} &= A.PSHG.SF \\
 &= 5,788 \text{ m}^2 \times 700 \text{ W/m}^2 \times 1 \\
 &= 4.051,6 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_{S_s} &= A.PSHG.SF \\
 &= 19,9 \text{ m}^2 \times 355 \text{ W/m}^2 \times 1 \\
 &= 7.065 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_{S_s} &= Q_{S_b} + Q_{S_s} \\
 &= 4.051,6 \text{ Watt} + 7.065 \text{ Watt} \\
 &= 11.116,6 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

2) Beban Kalor dari Sinar Matahari Melalui Dinding atau Atap

$$\begin{aligned}
 Q_{S_2} &= U.A.(t_o - t_R) \text{ (W/m}^2\text{)} \\
 &= 3,24 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 39,05 \text{ m}^2 (32 \text{ } ^\circ\text{C} - 25 \text{ } ^\circ\text{C}) \\
 &= 126,5 \text{ W/ } ^\circ\text{C} \times 7 \text{ } ^\circ\text{C} \\
 &= 885,65 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

b Beban Kalor dari Dalam Ruangan (*Indoor Load*)

1) Beban Kalor dari Penghuni Ruangan

Jumlah penghuni = 3 orang

$$\begin{aligned}
 Q_{S_3} &= \text{Perolehan perorang} \cdot \text{Jumlah orang} \cdot \text{CLF} \\
 &= 305 \times 3 \text{ orang} \times 0,66 \\
 &= 603,9 \text{ Watt.}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_t &= \text{Perolehan perorang} \cdot \text{Jumlah orang} \cdot \text{CLF} \\
 &= 305 \times 3 \text{ orang} \times 1,0 \\
 &= 915 \text{ Watt.}
 \end{aligned}$$

2) Beban Kalor dari Lampu

$$\begin{aligned}
 Q_{S_4} &= (\text{Daya lampu, Watt}) \cdot (Fu) \cdot (Fb) \cdot (CLF) \\
 &= 18 \text{ Watt} \times 8 \text{ buah} \times 0,84 \\
 &= 120,96 \text{ watt}
 \end{aligned}$$

3) Beban Kalor dari Udara Ventilasi dan Infiltrasi

Data yang diketahui adalah sebagai berikut :

- Parameter di luar ruangan

Tdb 32 °C dengan RH 82 %

- Parameter yang dikondisikan

Tdb 25 °C dengan RH 64 %

$$\begin{aligned}
 \text{Nilai infiltrasi} &= (1,98 \times \text{jumlah pintu} \times \text{luas pintu}) + (2,5 \times \text{luas} \\
 &\quad \text{kaca yang berhubungan dengan udara luar}) \\
 &= (1,98 \times 1 \times 3,44) + (2,5 \times 5,788) \\
 &= 6,81 \text{ m}^2 + 14,47 \text{ m}^2 \\
 &= 21,28
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} OASH &= 0,0204.CMM.(t_o-t_R) \\ &= 0,0204 \times 21,28 (32 - 25) \\ &= 3,039 \text{ Watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} OALH &= 50.CMM.(w_o-w_R) \\ &= 50 \times 21,28 \times (82 - 64) \\ &= 19.152 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Keterangan

Besarnya nilai infiltrasi didapat dari persamaan : infiltrasi = (1,98 x jumlah pintu x luas pintu) + (2,5 x luas kaca yang berhubungan dengan udara luar). Bilangan 1,98 & 2,5 didapat dari (*tabel Arora, hal 660*).

c Beban Kalor Ruangan

$$\begin{aligned} RSH &= (QS_1 + QS_2 + QS_3 + QS_4) \\ &= (11.116,6 + 885,65 + 603,9 + 120,96) \text{ Watt} \\ &= 12.727,1 \text{ Watt} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} RLH &= OASH \& OALH + Ql \\ &= 3,039 \text{ Watt} + 19.152 \text{ Watt} + 915 \text{ Watt} \\ &= 20.070 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Total Beban Pendingin adalah = RSH + RLH

$$\begin{aligned} &= 12.727,1 \text{ Watt} + 20.070 \text{ Watt} \\ &= 32.797,1 \text{ Watt/ } 32,80 \text{ kW} \end{aligned}$$

4.2 Pengolahan Data Pengujian

Dalam pengujian ini, data yang diamati adalah temperatur dan tekanan keluar evaporator atau masuk kompresor (P_1 dan T_1), temperatur dan tekanan keluar kompresor atau masuk kondensor (P_2 dan T_2), temperatur dan tekanan keluar kondensor (P_3 dan T_3), temperatur dan tekanan masuk evaporator (P_4 dan T_4), temperatur masuk Fan Coil Unit (T_{in}/RH), temperatur keluar Fan Coil Unit (T_{out}/RH), temperatur lingkungan, temperatur di dalam dan di luar pipa kondensor dan evaporator, dan kecepatan udara (V) masuk Fan Coil Unit (evaporator).

Untuk memudahkan dalam melihat kecenderungan pengaruh perubahan beban pendingin terhadap berbagai parameter yang ada di instalasi peralatan uji pada Laboratorium Pendingin Teknik Mesin Universitas Negeri Semarang maka data pengujiannya dibuat dalam bentuk grafik. Sedangkan untuk data asli dapat dilihat dalam bentuk tabel.

Data pengujian yang didapatkan dari mesin refrigerasi di Teknik Mesin Universitas Negeri Semarang, diambil contoh pada beban pendingin pertama (ruang tertutup) pada posisi low didapatkan data-data sebagai berikut :

$$P_1 = 41 \text{ psia}$$

$$T_1 = 56 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P_2 = 190 \text{ psia}$$

$$T_2 = 180 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$P_3 = 185 \text{ psia}$$

$$T_3 = 95 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$T_{in}/RH = 18^{\circ} \text{ C/ } 70 \%$$

$$T_{out}/RH = 13,6^{\circ} \text{ C/ } 71 \%$$

$$V = 2 \text{ m/s}$$

Dari data-data yang sudah diketahui tersebut akan diketahui sifat-sifat termodinamika dan untuk perhitungan kami menggunakan daur kompresi aktual atau nyata.

- Pada titik 1 (keluar evaporator dan masuk kompresor) dengan menggunakan parameter tekanan dan temperatur akan diketahui entalpi 1 (h_1) sebesar 110,5 kJ/kg dengan kondisi refrigeran *superheated*.
- Pada titik 2 (keluar kompresor dan masuk kondensor) dengan menggunakan parameter tekanan dan temperatur akan diketahui entalpi 2 (h_2) sebesar 127 kJ/kg dengan kondisi refrigeran *superheated*.
- Pada titik 3 (keluar kondensor) dengan menggunakan parameter tekanan dan temperatur akan diketahui entalpi 3 (h_3) sebesar 36 kJ/kg dengan kondisi refrigeran *subcooled*.
- Pada titik 4 (masuk evaporator) karena prosesnya diasumsikan adiabatik (tidak ada kalor yang dipindahkan), isentropik (terjadi pada entalpi konstan), maka $h_4 = h_3 = 36$ kJ/kg.

4.2.1. Perhitungan Laju Aliran Massa Udara Evaporator ($M_{ud. Evap}$)

$$\begin{aligned}
 \text{Laju Aliran Massa Udara Evaporator} &= \rho_{udara} \times A \times v \\
 &= 1,03 \text{ kg/m}^3 \times (1,3 \times 0,38) \text{ m}^2 \times 2 \text{ m/s} \\
 &= 1,03 \text{ kg/m}^3 \times 0,494 \text{ m}^2 \times 2 \text{ m/s} \\
 &= 0,509 \text{ kg/m} \times 2 \text{ m/s} \\
 &= 1,02 \text{ kg/s}
 \end{aligned}$$

4.2.2. Beban Evaporator (Q_{evap})

$$\begin{aligned}
 \text{Beban Evaporator} &= M_{\text{ud evap}} (h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) \\
 &= 1,02 \text{ kg/s} (42 - 32) \text{ kJ/kg} \\
 &= 1,02 \text{ kg/s} \times 10 \text{ kJ/kg} \\
 &= 10,2 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

4.2.3. Perhitungan Efek Refrigertasi (RE).

$$\begin{aligned}
 \text{Efek Refrigerasi (RE)} &= (h_1 - h_4) \text{ kJ/kg} \\
 &= (110,5 - 36) \text{ kJ/kg} \\
 &= 74,5 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

4.2.4. Perhitungan Laju Aliran Massa Refrigeran (m_{ref})

$$\begin{aligned}
 \text{Laju Aliran Massa Refrigeran} &= \frac{Q_{\text{evap}}}{h_1 - h_4} \\
 &= \frac{10,2 \text{ kJ/s}}{(110,5 - 36) \text{ kJ/kg}} \\
 &= \frac{10,2 \text{ kJ/s}}{74,5 \text{ kJ/kg}} \\
 &= 0,14 \text{ kg/s}
 \end{aligned}$$

4.2.5. Perhitungan Kerja Kompresi

$$\begin{aligned}
 \text{Kerja Kompresi} &= (h_2 - h_1) \text{ kJ/kg} \\
 &= (127 - 110,5) \text{ kJ/kg} \\
 &= 16,5 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

4.2.6. Perhitungan Daya Kompresi (W)

$$\begin{aligned}
 \text{Daya Kompresi} &= m \text{ kg/s } (h_2 - h_1) \text{ kJ/kg} \\
 &= 0,14 \text{ kg/s } (127 - 110,5) \text{ kJ/kg} \\
 &= 0,14 \text{ kg/s } \times 16,5 \text{ kJ/kg} \\
 &= 2,31 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

4.2.7. Perhitungan Laju Pelepasan Kalor Kondensor (Qc)

$$\begin{aligned}
 \text{Laju Pelepasan Kalor kondensor } (q_c) &= m \text{ kg/s } (h_2 - h_3) \text{ kJ/kg} \\
 &= 0,14 \text{ kg/s } (127 - 36) \text{ kJ/kg} \\
 &= 12,74 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

4.2.8. Perhitungan Laju Pelepasan Kalor Evaporator (Qe)

$$\begin{aligned}
 \text{Laju Pelepasan Kalor evaporator } (q_e) &= m \text{ kg/s } (h_1 - h_4) \text{ kJ/kg} \\
 &= 0,14 \text{ kg/s } (110,5 - 36) \text{ kJ/kg} \\
 &= 10,43 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

4.2.9. Perhitungan Coefisien Of Performance (COP)

$$\begin{aligned}
 \text{Coefisien Of Performance (COP)} &= \frac{\text{efek refrigerasi}}{\text{ker ja kompresi}} \\
 &= \frac{(h_1 - h_4) \text{ kJ / kg}}{(h_2 - h_1) \text{ kJ / kg}} \\
 &= \frac{74,5 \text{ kJ / kg}}{16,5 \text{ kJ / kg}} \\
 &= 4,52
 \end{aligned}$$

Variasi	Entalpi 1	Entalpi 2	Entalpi 3	M. Ud. Evaporator	h in	h uot	Beban Pendingin
	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kg/s	kJ/kg	kJ/kg	kW
Low	110.5	127	36	1.02	42	32	10.2
	112	129	38	1.27	47	38	11.43
	113.5	131	40	1.63	53	39	22.82
	115	133	42	1.93	63	47	30.88
Medium	112	129	38	1.17	46	35	12.87
	113.5	131	40	1.42	49	39	14.2
	114	132	41	1.88	58	42	26.32
	116.5	135	44	2.04	67	51	32.64
High	113.5	131	40	1.53	48	36	18.36
	114	132	41.5	1.9	51	41	19
	115	134	43	2.44	60	47	31.72
	117	136.5	46	2.54	68	54	35.56

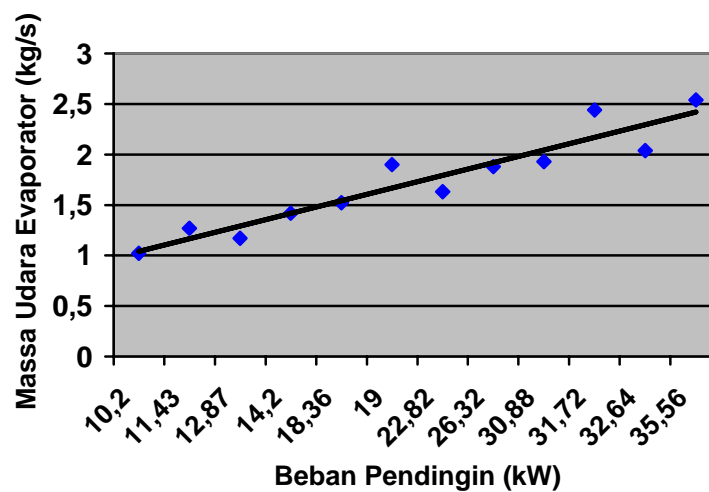
lanjutan tabel 4.3						
Variasi	Massa Refrigeran	Kerja Kompresi	Daya Kompresi	Qk	Qe	COP
	kg/s	kJ/kg	kW	kW	kW	
Low	0.14	16.5	2.31	12.74	10.43	4.52
	0.15	17	2.55	13.65	11.1	4.35
	0.31	17.5	5.43	28.21	22.79	4.2
	0.42	18	7.56	38.22	30.66	4.06
Medium	0.17	17	2.89	15.47	12.58	4.35
	0.19	17.5	3.33	17.29	13.97	4.2
	0.36	18	6.48	32.76	26.28	4.06
	0.45	18.5	8.36	40.95	32.63	3.92
High	0.25	17.5	4.38	22.75	18.38	4.2
	0.26	18	4.68	23.53	18.85	4.03
	0.44	19	8.36	40.04	31.68	3.79
	0.50	19.5	9.75	45.25	35.5	3.64

4.3 Analisis Grafik Hasil Pengujian

4.3.1. Analisis Pengaruh Beban Pendingin Terhadap laju aliran Massa Udara Evaporator.

Tabel 4. 4 Pengaruh Beban Pendingin Terhadap laju aliran Massa Udara Evaporator.

Beban Pendingin (kW)	M. ud. Evap (kg/s)
10,20	1,02
11,43	1,27
12,87	1,17
14,20	1,42
18,36	1,52
19,00	1,90
22,82	1,63
26,32	1,88
30,88	1,93
31,72	2,44
32,64	2,04
35,56	2.54



Gambar 4.1 Grafik Pengaruh Beban Pendingin Terhadap Massa Udara Evaporator.

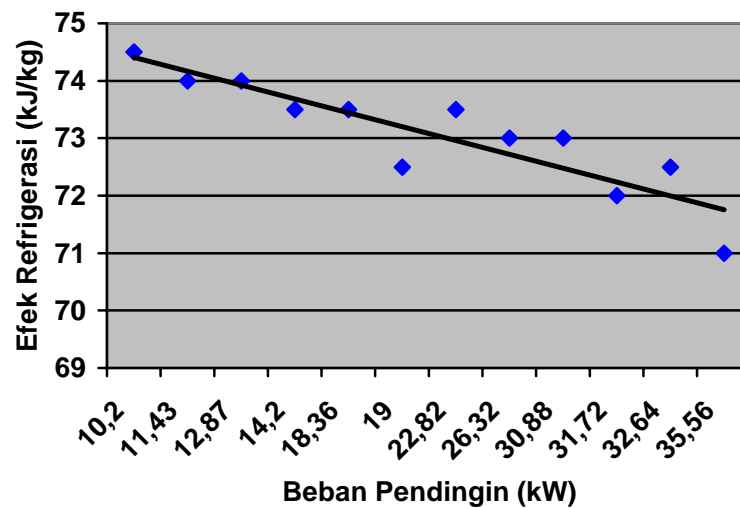
Gambar 4.1 di atas menunjukkan beban pendingin berpengaruh terhadap masa udara evaporator, dimana masa udara evaporator mengalami kenaikan. Dengan kata lain bahwa semakin tinggi beban pendingin didalam ruangan maka akan semakin tinggi pula masa udara evaporator, dan sebaliknya jika beban pendingin kecil masa udara evaporator yang bersirkulasi juga kecil.

Untuk lebih memahami kecenderungannya dapat dilihat pada gambar 4.1 di atas. Dari gambar 4.1 terlihat bahwa kenaikan entalpi udara keluar FCU (hin) sebanding dengan kenaikan tekanan masuk FCU. Sehingga dengan temperatur dan kelembaban udara masuk FCU yang rendah maka temperatur dan kelembaban udara yang keluar FCU juga akan rendah jika dibanding dengan temperatur FCU yang tinggi.

4.3.2. Analisis Pengaruh Beban Pendingin Terhadap Efek Refrigerasi.

Tabel 4. 5 Pengaruh Beban Pendingin Terhadap Efek Refrigerasi

Beban Pendingin (kW)	Efek Refrigerasi (kJ/kg)
10,20	74,5
11,43	74,0
12,87	74,0
14,20	73,5
18,36	73,5
19,00	72,5
22,82	73,5
26,32	73,0
30,88	73,0
31,72	72,0
32,64	72,5
35,56	71,0



Gambar 4. 2 Grafik Pengaruh Perubahan Beban Pendingin Terhadap Efek Refrigerasi, Refrigeran R-22.

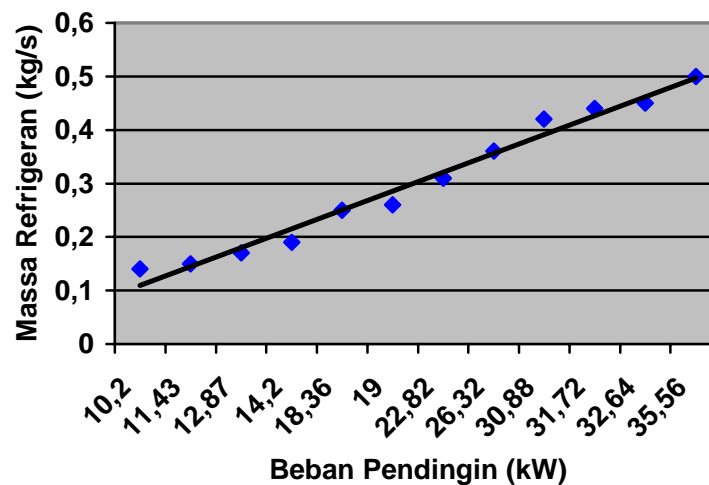
Gambar 4.2 memperlihatkan bahwa pada beban pendingin 10,2 kW efek refrigerasinya sebesar 74,5 kJ/kg dan pada beban pendingin 35,56 kW efek refrigerasinya sebesar 71 kJ/kg, sehingga terjadi penurunan rata-rata efek refrigerasi sebesar 0,39 % yang diakibatkan oleh bertambahnya beban pendingin.

Dengan bertambahnya beban pendingin maka efek refrigerasi semakin kecil yang mengakibatkan pendinginan ruangan menurun. Hal ini terjadi karena persamaan efek refrigerasi adalah selisih antara entalpi 1 dan entalpi 4. Dengan semakin besar entalpi 1 maka dampak refrigerasinya semakin besar pula. Dalam hal ini, entalpi 1 (keluar evaporator) yang menentukan dalam besar kecilnya efek refrigerasi.

4.3.3. Analisis Pengaruh Perubahan Beban Pendingin Terhadap Laju Aliran Massa refrigeran.

Tabel 4. 6 Pengaruh Beban Pendingin Terhadap Laju Aliran Massa Refrigerasi

Beban Pendingin (kW)	Laju Aliran Massa Refrigerasi (kg/s)
10,20	0.14
11,43	0.15
12,87	0.17
14,20	0.19
18,36	0.25
19,00	0.28
22,82	0.31
26,32	0.36
30,88	0.42
31,72	0.44
32,64	0.45
35,56	0.50



Gambar 4.3 Grafik Pengaruh Beban Pendingin Terhadap Massa Refrigeran, Refrigeran R-22.

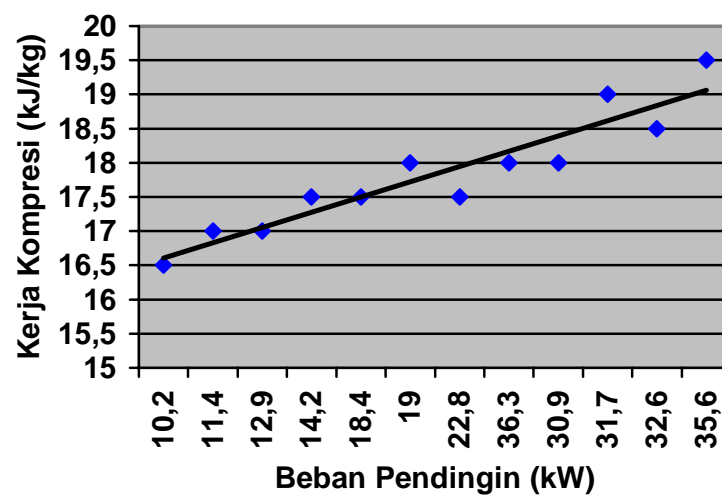
Gambar 4.3 di atas menunjukkan bahwa beban pendingin berpengaruh terhadap laju aliran massa refrigeran, dimana kenaikan beban pendingin sebanding dengan laju aliran massa refrigeran.

Fenomena ini dapat dibuktikan dengan gambar 4.3 terlihat bahwa pada beban pendingin 10,2 kW laju aliran massa refrigeran sebesar 0,14 kg/s dan pada beban pendingin 35,56 kW laju aliran massa refrigerannya sebesar 0,50 kg/s, sehingga terlihat jelas massa refrigeran mengalami kenaikan rata-rata sebesar 21,43 % .

4.3.4. Analisis Pengaruh Perubahan Beban Pendingin Terhadap Kerja Kompresi

Tabel 4. 7 Pengaruh Beban Pendingin Terhadap Kerja Kompresi

Beban Pendingin (kW)	Kerja Kompresi (kJ/kg)
10,20	16,5
11,43	17,0
12,87	17,0
14,20	17,5
18,36	17,5
19,00	18,0
22,82	17,5
26,32	18,0
30,88	18,0
31,72	19,0
32,64	18,5
35,56	19,5



Gambar 4. 4 Grafik Pengaruh Perubahan Beban Pendingin Terhadap Kerja Kompresi, Refrigeran R-22.

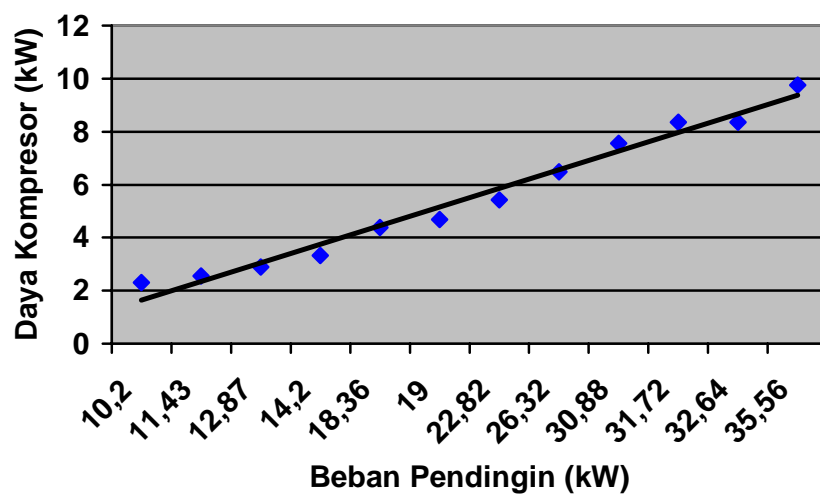
Dari gambar 4.4 terlihat bahwa pada beban pendingin 10,2 kW, kerja kompresinya sebesar 16,5 kW dan pada beban pendingin 35,56 kW kerja kompresinya sebesar 19,5 kJ/kg, maka terjadi kenaikan kerja kompresi sebesar 1,52 % dengan bertambahnya beban pendingin.

Hal ini menunjukkan bahwa kerja kompresi akan naik jika beban pendingin semakin besar atau dengan kata lain kenaikan kerja kompresi sebanding dengan kenaikan beban pendingin. Selain itu juga dengan beban pendingin besar akan memperberat kerja kompresi yang berakibat dapat mempengaruhi temperatur keluar evaporator.

4.3.5. Analisis Pengaruh Perubahan Beban Pendingin Terhadap Daya Kompresor.

Tabel 4. 8 Pengaruh Beban Pendingin Terhadap Daya Kompresi

Beban Pendingin (kW)	Daya Kompresi (kW)
10,20	2.31
11,43	2.55
12,87	2.89
14,20	3.33
18,36	4.38
19,00	4.68
22,82	5.43
26,32	6.48
30,88	7.56
31,72	8.36
32,64	8.36
35,56	9,75



Gambar 4. 5 Grafik Pengaruh Perubahan Beban Pendingin Terhadap Daya Kompresor, Refrigeran R-22.

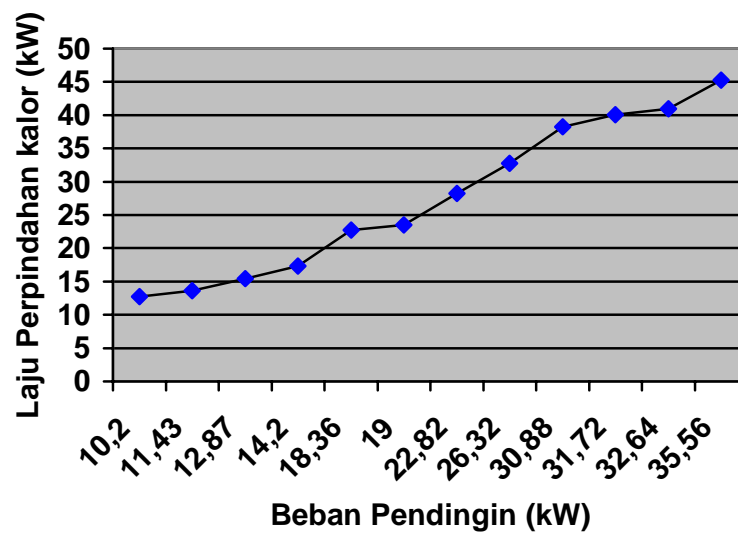
Gambar 4.5 terlihat bahwa daya yang dibutuhkan kompresor mengalami kenaikan seiring dengan kenaikan beban pendingin. Daya kompresor ini diperoleh dari perkalian massa refrigerasi dengan kerja yang dilakukan kompresor/ kerja kompresi.

Pada beban pendingin 10,2 kW daya yang dibutuhkan kompresor sebesar 2,31 kW dan pada beban pendingin 35,56 kW daya kompresor yang dibutuhkan sebesar 9,75 kW, sehingga mengalami kenaikan rata-rata sebesar 26,84 %. Hal ini dapat dikatakan bahwa semakin besar beban pendingin maka daya yang dibutuhkan kompresor juga semakin berat.

4.3.6. Analisis Pengaruh Perubahan Beban Pendingin Terhadap Laju Pelepasan Kalor Kondenser (q_c)

Tabel 4.9 Pengaruh Beban Pendingin Terhadap Laju Pelepasan Kalor kondensor.

Beban Pendingin (kW)	Perpindahan kalor kondensor (kW)
10,2	12.74
11,43	13.65
12,87	15.47
14,2	17.29
18,36	22.75
19	23.53
22,82	28.21
26,32	32.76
30,88	38.22
31,72	40.04
32,64	40.95
35,56	45,25



Gbr 4.6 Grafik Pengaruh Perubahan Beban Pendingin Terhadap Laju Pelepasan Kalor Kondensor, Refrigeran R-22.

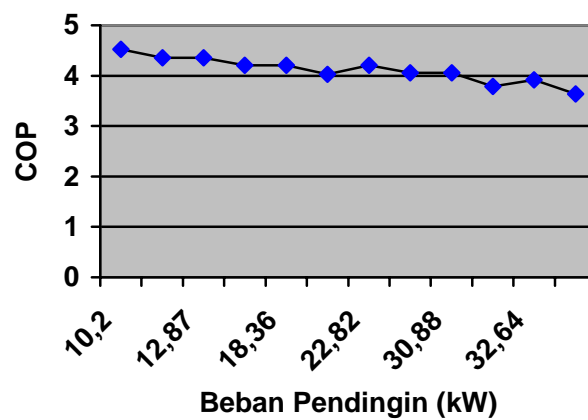
Dari gambar 4. 6 terlihat bahwa pada beban pendingin 10,2 kW laju pelepasan kalor kondensor sebesar 12,74 kW, sedangkan pada beban pendingin 35,56 kW laju pelepasan kalor kondensor sebesar 45,25 kW, sehingga mengalami kenaikan rata-rata sebesar 21,27 %.

Maka laju pelepasan kalor kondensor naik sebanding dengan kenaikan beban pendingin dan sebanding dengan laju aliran massa refrigeran (kg/s) dan sebanding dengan selisih entalpi masuk kondensor (h_2) dan entalpi keluar kondensor (h_3). Sedangkan nilai dari laju pelepasan kalor evaporator naik sebanding dengan efek refrigerasi (kJ/kg) dan laju aliran massa refrigeran (kg/s).

4.3.7. Analisis Pengaruh Perubahan Beban Pendingin Terhadap *Coofisien Of Performance (COP)*.

Tabel 4. 10 Pengaruh Beban Pendingin Terhadap COP.

Beban Pendingin (kW)	COP
10,2	4.53
11,43	4.35
12,87	4.35
14,2	4.2
18,36	4.2
19	4.03
22,82	4.2
26,32	4.06
30,88	4.06
31,72	3.79
32,64	3.92
35,56	3.64



Gbr. 4. 7 Grafik Pengaruh Beban Pendingin Terhadap COP, Refrigeran R-22.

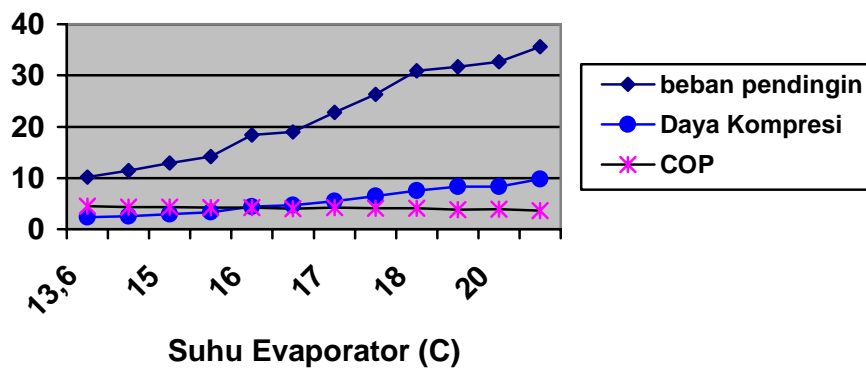
Dari gambar 4.7 terlihat bahwa koefisien prestasi (COP) terendah sebesar 3,64 pada beban pendingin 35,56 kW dan tertinggi pada 4,52 pada beban pendingin 10,2 kW, sehingga mengalami penurunan sebesar 1,64 %. Nilai dari COP sebanding dengan dampak refrigerasi dan berbanding terbalik dengan kerja kompresinya.

Besarnya nilai COP menjadi acuan bahwa refrigeran yang digunakan pada sistem pendingin memiliki prestasi/kemampuan pendingin yang baik.

4.3.8. Analisis Pengaruh Perubahan Suhu Evaporator Terhadap Beban Pendingin, Daya kompresi dan *Coofisien Of Performance* (COP).

Tabel 4.11 Pengaruh Suhu Evaporator Terhadap Beban Pendingin, Daya Kompresi, COP.

Suhu Evaporator ($^{\circ}$ C)	Beban Pendingin (kW)	Daya Kompresi (kJ/kg)	COP
13.6	10,20	2.31	4.53
14.8	11,43	2.55	4.35
15.0	12,87	2.89	4.35
15.6	14,20	3.33	4.20
16.0	18,36	4.38	4.20
16.3	19,00	4.68	4.03
17.0	22,82	5.43	4.20
17.7	26,32	6.48	4.06
18.0	30,88	7.56	4.06
19.0	31,72	8.36	3.79
20.0	32,64	8.36	3.92
21.0	35,56	9,75	3.64



Gb. 4.8 Grafik Pengaruh Suhu Evaporator Terhadap Beban Pendingin, Daya kompresi dan COP.

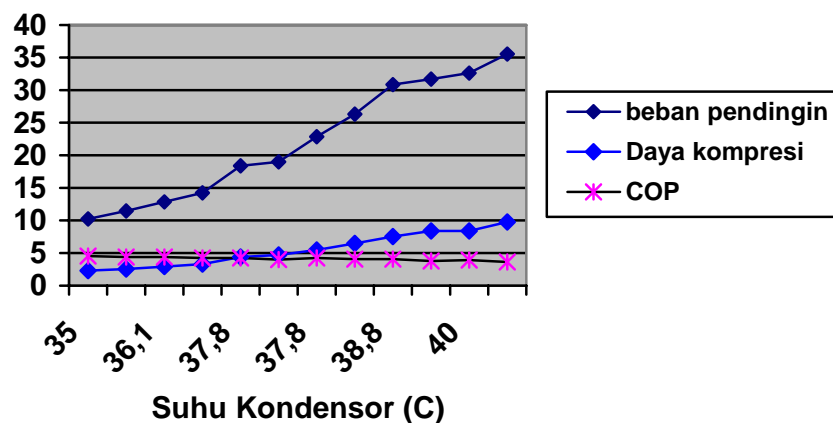
Gambar 4.8 di atas menunjukkan bahwa suhu evaporator berpengaruh terhadap beban pendingin, daya kompresi dan COP. Dari grafik tersebut di atas terlihat bahwa beban pendingin dan daya kompresi mengalami kenaikan sedangkan COP mengalami penurunan.

Fenomena ini dapat dibuktikan dengan gambar 4.8 yang menunjukkan bahwa pada suhu evaporator $13,6^{\circ}\text{C}$ beban pendingin, daya kompresi dan COP sebesar 10,2 kW, 2,31 kJ/s dan 4,53. Pada suhu evaporator 21°C beban pendingin, kerja kompresi dan COP sebesar 35,56 kW, 9,75 kJ/kg dan 3,64, sehingga beban pendingin dan daya kompresi mengalami kenaikan sebesar 20,72 % dan 26,82 %, dan COP mengalami penurunan sebesar 1,64 %.

4.3.9. Analisis Pengaruh Perubahan Suhu kondensor Terhadap Beban Pendingin, Daya kompresi dan COP.

Tabel 4.12 Pengaruh Suhu Evaporator Terhadap Beban Pendingin, Daya Kompresi, COP.

Suhu Kondensor ($^{\circ}$ C)	Beban Pendingin (kW)	Daya Kompresi (kJ/kg)	COP
35,0	10,20	2.31	4.53
36,1	11,43	2.55	4.35
36,1	12,87	2.89	4.35
36,7	14,20	3.33	4.20
37,8	18,36	4.38	4.20
38,3	19,00	4.68	4.03
37,8	22,82	5.43	4.20
38,3	26,32	6.48	4.06
38,8	30,88	7.56	4.06
39,4	31,72	8.36	3.79
40,0	32,64	8.36	3.92
40,6	35,56	9,75	3.64



Gb. 4.9 Grafik Pengaruh Suhu Kondensor Terhadap Beban Pendingin, Daya Kompresi dan COP

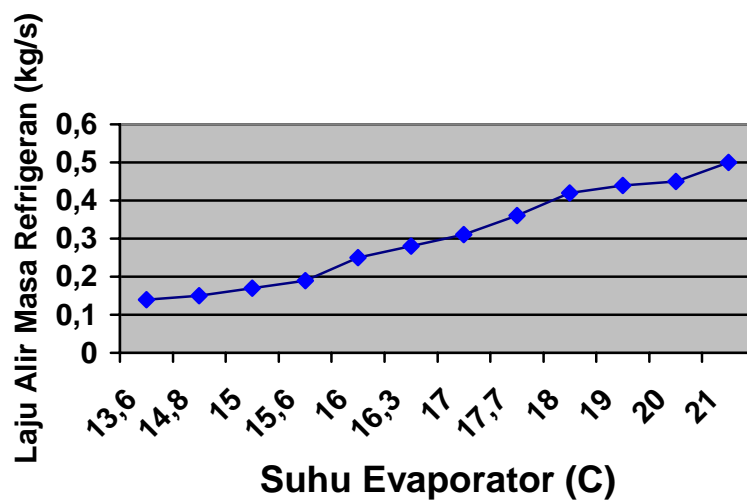
Gambar 4.9 di atas menunjukkan bahwa suhu kondensor berpengaruh terhadap beban pendingin, daya kompresi dan COP. Dari grafik tersebut di atas terlihat bahwa beban pendingin dan daya kompresi mengalami kenaikan sedangkan COP mengalami penurunan.

Fenomena ini dapat dibuktikan dengan gambar 4.9 yang menunjukkan bahwa pada suhu kondensor 35°C beban pendingin, daya kompresi dan COP sebesar 10,2 kW, 2,31 kJ/s dan 4,53. Pada suhu kondensor $40,6^{\circ}\text{C}$ beban pendingin, daya kompresi dan COP sebesar 35,56 kW, 9,75 kJ/s dan 3,64. Data tersebut menunjukkan bahwa beban pendingin dan daya kompresi mengalami kenaikan sebesar 20,72 % dan 1,52 %, sedangkan COP mengalami penurunan sebesar 1,64 %.

4.3.10. Analisis Pengaruh Perubahan Suhu Evaporator Terhadap Laju Aliran Massa Refrigeran.

Tabel 4.13 Pengaruh Suhu Evaporator Terhadap Laju Alir Masa Refrigeran.

Suhu Evaporator ($^{\circ}$ C)	Laju Aliran Massa Refrigeran (kg/s)
13.6	0.14
14.8	0.15
15.0	0.17
15.6	0.19
16.0	0.25
16.3	0.28
17.0	0.31
17.7	0.36
18.0	0.42
19.0	0.44
20.0	0.45
21.0	0.50



Grafik 4.10 Pengaruh Suhu Evaporator Terhadap Laju Aliran Massa Refrigeran, refrigeran R-22

Gambar 4.10 di atas menunjukkan bahwa suhu evaporator berpengaruh terhadap laju aliran massa refrigeran. Fenomena ini dapat dibuktikan dengan gambar 4.10 yang menunjukkan bahwa pada suhu evaporator $13,6^{\circ}\text{C}$ laju aliran massa refrigerannya sebesar $0,14\text{ kg/s}$, sedangkan pada suhu evaporator 21°C laju aliran massa refrigerannya sebesar $0,50\text{ kg/s}$.

Data ini menunjukkan bahwa laju aliran massa refrigeran mengalami kenaikan sebesar $21,34\%$ yang di ikuti dengan naiknya suhu evaporator.

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Didalam hasil penelitian tugas akhir dengan judul studi eksperimen performa mesin pengkondisian udara (AC) Mc Quay dengan refrigeran R-22 pada Laboratorium Teknik Mesin Universitas Negeri Semarang Tahun 2005 dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Beban pendingin sangat berpengaruh terhadap besar kecilnya COP mesin refrigerasi yang ada di Laboratorium Teknik Mesin.

Semakin besar beban pendingin yang diberikan kepada mesin refrigerasi maka semakin kecil COP yang dihasilkan mesin refrigerasi tersebut, begitu juga sebaliknya.

2. Beban pendingin berpengaruh terhadap kualitas udara yang dihasilkan mesin refrigerasi.

Jika beban pendingin mengalami kenaikan maka udara yang dihasilkan akan semakin panas atau tidak sesuai dengan harapan dan tidak nyaman lagi untuk digunakan, begitu juga sebaliknya.

3. Beban pendingin berpengaruh terhadap daya kompresor mesin refrigerasi.

Dengan semakin besar beban pendingin yang diserap oleh evaporator maka kerja kompresor akan semakin besar pula dan begitu juga sebaliknya dengan beban pendingin yang semakin ringan akan memperingan kerja dari kompresor.

4. Beban pendingin berpengaruh terhadap perpindahan kalor/ panas pada evaporator dan kondensor.

Jika beban pendingin ditambah maka laju perpindahan kalornya akan bertambah seiring dengan penambahan beban tersebut , begitu juga sebaliknya.

5.2 Saran

Dengan berhasilnya tugas akhir yang saya buat ini semoga bermanfaat bagi pustaka Teknik Mesin. Selain itu juga dapat digunakan sebagai acuan untuk melakukan praktikum teknik pendingin sehingga mahasiswa benar-benar memahami dengan jelas dari sistem refrigerasi. Dengan semakin paham sistem refrigerasi ini maka diharapkan lulusan mahasiswa teknik pendingin dapat mengaplikasikannya didalam kehidupan masyarakat atau dunia industri dan perusahaan.

Selain hal di atas saya juga berharap perlu adanya penelitian tentang perancangan untuk sebagian gedung E9 Lt. 2 dan penelitian tentang penggunaan media pendingin air (*Water Chiler*) pada kondensor serta pengaruhnya. Selain itu yang tidak kalah penting adalah diadakan praktek pembuatan panel beban pendingin sehingga memudahkan dalam penentuan *Cooling Load* dalam ruangan dan penempatan *ducting* yang dapat dengan mudah dijangkau oleh mahasiswa.

DARTAR PUSTAKA

- Arismunandar W., Saito H., 1986, *Penyegaran udara*, PT. Pradnya Paramita, Jakarta
- Arora C.P., 1981, *Refrigeration and Air Conditioning*, Tata McGraw-Hill Publishing Company, New Delhi
- Carrier Air Conditioning Company, 1965, *Handbook of Air Conditioning System Design*, McGraw-Hill Book Company, New-York
- Doosat, R.J., 1981, *Principle of Refrigeration*, John Wiley & Sons, New-York
- Gunawan R., 1998, *Pengantar Teori Teknik Pendingin (Refrigerasi)*, Direktorat Jendral Pendidikan Tinggi, Jakarta
- Karyanto E., Paringga E., 2003, *Teknik Mesin Pendingin*, CV. Restu Agung, Jakarta
- I.R. Prajitno, 2003, *Pendingin dan Pemanas (TKM 543)*, Edisi Pertama, Teknik Mesin UGM, Yogyakarta
- Stoecker W.F., Jones J.W., 1982, *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara*, Airlangga, Jakarta

Tabel L.1. Data Pengujian Mesin Refrigerasi di TM UNNES

Variasi	P1 Psia	P2 Psia	P3 Psia	P3 Psia	P4 Psia	T1 F	T2 F	T3 F	T4 F
Low	41	190	185	1.02	80	56	180	95	39
	44	210	200	1.27	84	57	184	97	40
	45.5	220	210	1.63	88	58	191	100	43
	47	223	220	1.93	93	59.5	200	102	48
Medium	43	210	200	1.17	83	58	183	97	40
	45	220	210	1.42	86	60	186.8	98	41
	46.8	225	220	1.88	92	61	193.1	101	46
	47.5	227.5	225	2.04	95	62.5	202	104	52
High	44	220	210	1.53	85	59	189.5	100	42
	45.5	225	220	1.9	89	60.5	194	101	44
	48	230	223	2.44	95	62	203.9	103	48
	49	232.5	230	2.59	100	64	204.8	105	56

Gambar L.1. Contoh Penerapan Diagram Psikometrik (Stoecker, 1992 : 39)

Gambar L.2. Diagram P-h Refrigeran R-22,
E.I. DU PONT DE NEMOURS & COMPANY, INC, 1964

Gambar L.3. LAY-OUT PENEMPATAN PARAMETER

Gambar L.4. Posisi Komponen Refrigeran pada Laboratorium

Tabel L.2. Faktor perolehan kalor matahari (SHGF) untuk kaca yang kena matahari, W/m dengan posisi 32 der lintang utara

	utara	TL/BL	T/B	BD	S	Hor
Des	69	69	510	775	795	500
Jan,nov	75	90	550	785	775	555
Feb/okt	85	2005	645	780	700	685
Mar.seb	100	330	695	700	545	780
Apr,agus	115	450	700	580	355	845
Mei,juli	120	530	685	480	230	865
juni	140	555	675	440	190	870

(Stoecker, 1982 :70)

Ket. T : timur, B : barat, S :selatan

Tabel L.3. koofisien peneduh (untuk menghitung hal 60)

Jenis kaca	ketebalan	Tanpa peneduh krei pelindung	Tirai gulung
Kaca tunggal			
Lembaran biasa	3	1	0,64
pelat	6-12	0,95	0,64
penyerap panas	6	0,70	0,57
	10	0,50	0,54
Kaca rangkap			
Lembaran biasa	3	0,90	0,51
pelat	6	0,83	0,51
penyerap panas	6	0,2-0,4	

(Stoecker, 1982 :70)

Tabel L.4. Faktor beban pendingin dari penerangan (untuk menghitung hal 61)

Lama jam setelah penyalaaan	Lampu terbenam <u>Lama jam penyalaaan</u>		Lampu tak terbenam <u>Lama penyalaaan</u>	
	10	16	10	16
2	0,66	0,75	0,81	0,83
3	0,69	0,77	0,84	0,83
4	0,73	0,80	0,88	0,89
5	0,75	0,82	0,90	0,91

(Stoecker, 1982 :69)

Tabel L.5. perolehan kalor dari penghuni (untuk menghitung hal 61)

Lama jam setelah memasuki ruangan	Total jam didalam ruangan				
	2	4	6	8	10
1	0,49	0,49	0,50	0,51	0,53
2	0,58	0,59	0,60	0,61	0,62
3	0,17	0,66	0,67	0,67	0,69
4	0,13	0,71	0,72	0,72	0,74
5	0,10	0,27	0,76	0,76	0,77
6	0,08	0,21	0,79	0,80	0,80

(Stoecker, 1982 :68)