



UNIVERSITAS INDONESIA

**INSTALASI DAN PENGUJIAN SISTEM REFRIGERASI
PADA MINI ICE PLANT**

SKRIPSI

ARKOM RIZKY PRIMARY

06 06 02 93 15

**FAKULTAS TEKNIK
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
DEPOK
JUNI 2010**



UNIVERSITAS INDONESIA

**INSTALASI DAN PENGUJIAN SISTEM REFRIGERASI
PADA MINI ICE PLANT**

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

**ARKOM RIZKY PRIMARY
06 06 02 93 15**

**FAKULTAS TEKNIK
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
DEPOK
JUNI 2010**

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

**Skripsi ini adalah hasil karya saya sendiri,
dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk
telah saya nyatakan dengan benar**

Nama : Arkom Rizky Primary

NPM : 06 06 02 93 15

Tanda Tangan :

Tanggal : 21 Juni 2010

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh :
Nama : Arkom Rizky Primary
NPM : 06 06 02 93 15
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Skripsi : Instalasi dan Pengujian Sistem Refrigerasi Pada
Mini Ice Plant

Telah berhasil dipertahankan di hadapan Dewan Penguji dan diterima sebagai bagian persyaratan yang diperlukan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Indonesia

DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Dr.Ir. M. Idrus Alhamid ()
Pembimbing : Dr.-Ing. Ir. Nasruddin, M.Eng ()
Penguji : Mohamad Taufik Dipl. -Ing., MM ()

Ditetapkan di :
Tanggal :

KATA PENGANTAR/ UCAPAN TERIMA KASIH

Puji syukur saya panjatkan kepada Tuhan Yang Maha Esa, karena atas berkat dan rahmat-Nya, saya dapat menyelesaikan skripsi ini. Penulisan skripsi ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Sarjana Teknik Program Studi Teknik Mesin Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Saya menyadari bahwa, tanpa bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak, dari masa perkuliahan sampai pada penyusunan skripsi ini, sangatlah sulit bagi saya untuk menyelesaikan skripsi ini. Oleh karena itu, saya mengucapkan terima kasih kepada:

- (1) Dr. Ir. Muhamad Idrus Alhamid dan Dr. -Ing. Ir. Nasruddin M.Eng, selaku dosen pembimbing yang telah menyediakan waktu, tenaga, dan pikiran untuk mengarahkan saya dalam penyusunan skripsi ini;
- (2) Segenap staff karyawan Departemen Teknik Mesin;
- (3) Orang tua dan keluarga saya yang telah memberikan bantuan dukungan material dan moral;
- (4) Semua teman-teman teknik mesin angkatan 2006 yang telah membantu dalam pengerjaan skripsi ini;
- (5) Bapak Lubi Rahadiyan dari PT Guntner yang telah membantu untuk mendapatkan header kondenser yang baru;
- (6) Bapak Harnedi dan kawan kawan dari PT Harbayu yang sangat membantu dalam instalasi mini ice plant;
- (7) Bapak Tabat yang telah membantu dalam pembuatan mini ice plant;
- (8) Dan semua pihak yang tidak dapat saya sebutkan satu per satu disini yang telah membantu dalam penyusunan skripsi ini

Akhir kata, saya berharap Tuhan Yang Maha Esa berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu. Semoga skripsi ini membawa manfaat bagi pengembangan ilmu.

Depok, 18 Mei 2010

Penulis

**HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI
TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS**

Sebagai sivitas akademik Universitas Indonesia, saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Arkom Rizky Primary

NPM : 06 06 02 93 15

Program Studi : Teknik Mesin

Departemen : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik

Jenis karya : Skripsi

demikian demi pengembangan ilmu pengetahuan, menyetujui untuk memberikan kepada Universitas Indonesia **Hak Bebas Royalti Noneksklusif (*Non-exclusive Royalty-Free Right*)** atas karya ilmiah saya yang berjudul :

**INSTALASI DAN PENGUJIAN SISTEM REFRIGERASI
PADA MINI ICE PLANT**

beserta perangkat yang ada (jika diperlukan). Dengan Hak Bebas Royalti Noneksklusif ini Universitas Indonesia berhak menyimpan, mengalihmedia/formatkan, mengelola dalam bentuk pangkalan data (*database*), merawat, dan memublikasikan tugas akhir saya selama tetap mencantumkan nama saya sebagai penulis/pencipta dan sebagai pemilik Hak Cipta.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada tanggal : 21 Juni 2010

Yang menyatakan

(Arkom Rizky Primary)

ABSTRAK

Nama : Arkom Rizky Primary
Program Studi : Teknik Mesin
Judul : **INSTALSI DAN PENGUJIAN SISTEM REFRIGERASI PADA MINI ICE PLANT**

Pabrik es mini *portable* yang bisa dibawa kemana saja dapat dijadikan salah satu solusi untuk memenuhi kebutuhan nelayan didaerah terpencil akan es batu yang digunakan untuk mendinginkan ikan hasil tangkapan agar tetap awet dan tidak membusuk. *Mini ice plant* ini dibangun disebuah kontainer berukuran 20ft. Kontainer tersebut dilengkapi dengan sistem refrigerasi untuk membekukan 1,5 ton air didalam *ice bank*. Skripsi ini membahas tentang instalasi dan pengujian sistem refrigerasi pada *mini ice plant* untuk mengetahui kinerja sistem tersebut.

Mesin untuk mini ice plant ini menggunakan sistem refrijerasi kompresi uap dengan 3 kompresor berkapasitas total 5,5 pk yang disusun secara parallel dengan satu kompresor berkapasitas 2,5 pk dan yang lainnya 1,5 pk. Untuk refrijerannya digunkan R22. Dalam perancangannya, sistem ini dapat digunakan untuk membekukan 1,5 ton air dalam satu hari. Setelah proses instalasi selesai, pengujian dilakukan dengan mengukur tekanan dan temperatur refrigerant dibagian suction dan discharge kompresor, outlet kondenser, inlet dan outlet TXV serta yang terakhir adalah pada outlet evaporator. Kinerja sistem digambarkan dalam diagram p-h. Dengan menggunakan 3 kompresor berkapasitas 5,5 pk, temperatur brine dapat mencapai -3°C , sedangkan dengan menggunakan 2 kompresor berkapasitas 4 pk, temperatur brine hanya -1°C . Dengan kapasitas total kompresor 5,5 pk yang sekarang digunakan masih belum mencukupi untuk memproduksi 1,5 ton es per hari.

kata kunci :
instalasi, kinerja, kompresor, TXV, diagram p-h

ABSTRACT

Name : Arkom Rizky Primary
Study Program : Mechanical engineering
Title : Installation And Experiment Of Refrigeration System On Mini Ice Plant

Portable mini ice plant which can be brought to everywhere is one of the solution to solve fisherman problem in remote area about their necessity of ice to freeze the fish so it doesn't destroy quickly and decay. Mini ice Plant is built in 20 ft container. Container is equipped with refrigeration system to freeze 1,5 ton of water in an ice bank. This paper explain about installation and testing refrigeration system of mini ice plant to know how its performance.

Mini Ice Plant is vapor compression refrigeration system which use 3 compressor with total capacity is 5,5 hp. It is made in parallel with one compressors have capacity 2,5 hp and 1,5 hp for two other compressors. It has R22 for the refrigerant. It is designed to freeze 1,5 ton of water in a day. After all installation process has finished, experiment is conduct with measure pressure and temperature of refrigerant in suction and discharge compressor, outlet condenser, inlet and outlet TXV, and outlet evaporator. Performance of this system can be seen in pressure-enthalpy diagram. Using 3 compressors with total capacity is 5,5 pk, brine temperature reach -3°C . In the other hand, using 2 compressors with total capacity is 4 pk, brine temperature only reach -1°C . With the total capacity of compressor is 5,5 pk, system refrigeration of mini ice plant can not produce 1,5 ton of ice in a day.

key word:
installation, performance, compressor, TXV, p-h diagram

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	I
HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS.....	II
HALAMAN PENGESAHAN.....	III
DEWAN PENGUJI.....	III
UCAPAN TERIMA KASIH.....	IV
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI.....	V
ABSTRAK.....	VI
ABSTRACT.....	VII
DAFTAR ISI.....	VIII
DAFTAR GAMBAR.....	X
DAFTAR TABEL.....	XII
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 LATAR BELAKANG	1
1.2 PERUMUSAN MASALAH.....	4
1.3 TUJUAN DAN MANFAAT PENELITIAN	4
1.4 RUANG LINGKUP DAN BATASAN PENELITIAN	5
1.5 METODOLOGI PENELITIAN	5
1.6 SISTEMATIKA PENULISAN	6
BAB 2 DASAR TEORI.....	8
2.1 KALOR (HEAT).....	8
2.2.1 Kalor Sensible (<i>sensible heat</i>).....	8
2.2.1 Kalor Laten (<i>latent heat</i>).....	9
2.2 SIKLUS REFRIGERASI.....	10
2.3 SIKLUS REFRIGERASI KOMPRESI UAP SATU TINGKAT.....	12
2.3.1 Siklus Refrigerasi Satu Tingkat Ideal.....	13
2.3.2 Siklus Refrigerasi Satu Tingkat Aktual.....	14
2.4 PERSAMAAN SISTEM REFRIGERASI.....	15
2.5 KOMPONEN UTAMA SISTEM REFRIGERASI.....	16
2.5.1 Kompresor.....	16
2.5.2 Evaporator	18
2.5.2.1 Sistem Pengaturan aliran refrigeran ke evaporator.....	19
2.5.2.1 Jenis-jenis evaporator.....	20
2.5.3 Kondenser	22
2.5.4 Katup Ekspansi.....	23
2.6 REFRIGERAN PRIMER.....	27
2.7 REFRIGERAN SEKUNDER.....	28
BAB 3 SISTEM REFRIGERASI MINI ICE PLANT.....	31
3.1 MINI ICE PLANT	31
3.2 SISTEM REFRIGERASI PADA MINI ICE PLANT.....	32
3.3 REFRIGERAN PRIMER & SEKUNDER	36
3.4 KOMPONEN SISTEM REFRIGERASI MINI ICE PLANT	37
3.4.1 Kompresor.....	37
3.4.2 Evaporator	38
3.4.3 Kondenser	40
3.4.4 Expansion valve.....	41
3.4.5 Aksesori Sistem Refrigerasi.....	40
3.5 PENGUJIAN KEBOCORAN	46

3.6	VACUUM SISTEM	47
3.7	CHARGING SISTEM	47
3.8	METODE PENGAMBILAN DATA TEKANAN & TEMPERATUR	48
3.9	METODE PENGAMBILAN DATA KUAT ARUS KOMPRESOR	50
BAB 4 ANALISA SISTEM REFRIGERASI MINI ICE PLANT.....		52
4.1	DATA TEKANAN DAN TEMPERATUR	52
4.2	KONVERSI DATA KE DIAGRAM P-H.....	53
4.3	ANALISA DIAGRAM P-H.....	57
4.4	ANALISA PERHITUNGAN SISTEM REFRIGERASI.....	65
4.5	PERHITUNGAN COOLING LOAD	67
4.5.1	<i>Beban Untuk Membekukan air.....</i>	67
4.5.2	<i>Beban Untuk Menurunkan Suhu brine</i>	68
4.5.3	<i>Beban Dari Cetakan Es (Ice Can)</i>	68
4.5.4	<i>Beban Dari Ice Bank.....</i>	69
4.5.5	<i>Beban Dari Pompa Sirkulasi.....</i>	69
4.5.6	<i>Losses (Transmission Wall) Pada Kontainer.....</i>	70
4.5.7	<i>Losses (Transmission Wall) Pada Ice Bank.....</i>	71
4.5.8	<i>Total Cooling Load.....</i>	72
4.6	ANALISA COOLING LOAD.....	73
BAB 5 KESIMPULAN		77
5.1	KESIMPULAN	77
DAFTAR PUSTAKA.....		78
LAMPIRAN.....		79

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2-1 Siklus Kompresi Uap.....	11
Gambar 2-2 Sistem Refrigerasi kompresi uap	12
Gambar 2-3 Siklus Refrigerasi Ideal	13
Gambar 2-4 Siklus Refrigerasi Aktual.....	14
Gambar 2-5 Positive Displacement Compressor: a)reciprocating, b)Rotary, c)Scroll, d)screw	18
Gambar 2-6 Dynamic Compressor: centrifugal compressor.....	18
Gambar 2-7 Dry expansion menggunakan thermostatic expansion valve.....	19
Gambar 2-8 Flooded Evaporator	19
Gambar 2-9 Desain BareTube, a) Flat Zig-zag coil, b) oval trombone coil	21
Gambar 2-10 Plate Surface Evaporator	21
Gambar 2-11 Finned Evaporator	22
Gambar 2-12 kondenser air-cooled.....	23
Gambar 2-13 Tiga keadaan bukaan katub ekspansi	24
Gambar 2-14 Thermostatic Expansion Valve(TXV).....	26
Gambar 2-15 komponen Thermostatic Expansion Valve(TXV).....	27
Gambar 2-16 Skema sistem refrigerasi dengan brines sebagai refrigerant sekunder..	29
Gambar 2-17 titik beku dari brine NaCl	30
Gambar 2-18 massa jenis (density) dari brine NaCl.....	30
Gambar 2-19 specific heat dari brine NaCl	30
Gambar 3-1 kontainer untuk mini ice plant tampak dari luar	31
Gambar 3-2 dimensi <i>ice bank</i>	32
Gambar 3-3 kontainer untuk mini ice plant bagian dalam	32
Gambar 3-4 Sistem refrigerasi mini ice plant	33
Gambar 3-5 Sistem kelistrikan mini ice plant.....	35
Gambar 3-6 Panel box pada sistem kelistrikan	35
Gambar 3-7 komponen-komponen mini ice plant.....	37
Gambar 3-8 kompresor yang dipasang secara paralel	38
Gambar 3-9 kompresor 2,5 pk.....	38
Gambar 3-10 kompresor 1.5 pk.....	38
Gambar 3-11 Evaporator.....	39
Gambar 3-12 posisi evaporator didalam <i>ice bank</i>	40
Gambar 3-13 kondenser mini ice plant	40
Gambar 3-14 TXV pada <i>mini ice plant</i>	41
Gambar 3-15 <i>Liquid receiver</i>	41
Gambar 3-16 <i>Filter dryer</i>	42
Gambar 3-17 <i>oil separator</i>	43
Gambar 3-18 Check valve.....	43
Gambar 3-19 HLP kontrol.....	44
Gambar 3-20 <i>Pressure Gauge suction & discharge</i>	45
Gambar 3-21 <i>Pressure Gauge inlet TXV, outlet TXV, inlet Evaporator</i>	45
Gambar 3-22 Pressure Gauge outlet kondenser	45
Gambar 3-23 <i>Shut-off Valve</i>	46
Gambar 3-24 <i>pompa vakum</i>	47
Gambar 3-25 timbangan digital.....	48

Gambar 3-26 Refrigerant R22 dupont	48
Gambar 3-27 Skema peletakan <i>pressure gauge</i>	49
Gambar 3-28 Thermometer digital	50
Gambar 3-29 Tang ampere.....	51



DAFTAR TABEL

Tabel 2-1 karakteristik beberapa refrigerant sekunder	29
Tabel 3-1 Tabel jenis refrigeran	36
Tabel 3-2 Data tube evaporator	39
Tabel 3-3 Data Evaporator	39
Tabel 4-1 Data hasil percobaan menggunakan 3 kompresor	52
Tabel 4-2 Data hasil percobaan menggunakan 2 kompresor	52
Tabel 4-3 Data tekanan & enthalpy menggunakan 3 kompresor	55
Tabel 4-4 Data tekanan & enthalpy menggunakan 2 kompresor	55
Tabel 4-5 Data p-h diagram untuk 3 kompresor secara isenthalpy pada TXV	58
Tabel 4-6 perbandingan temperatur inlet evap hasil pengukuran dengan temperatur secara isenthalpy dengan 3 kompresor	58
Tabel 4-7 Data p-h diagram untuk 2 kompresor secara isenthalpy pada TXV	58
Tabel 4-8 perbandingan temperatur inlet evap hasil pengukuran dengan temperatur secara isenthalpy dengan 2 kompresor	59
Tabel 4-9 Data rata-rata kuat arus setiap hari dengan 3 kompresor	65
Tabel 4-10 Data rata-rata kuat arus setiap hari dengan 2 kompresor	65
Tabel 4-11 Hasil perhitungan untuk 3 kompresor	66
Tabel 4-12 Hasil perhitungan untuk 2 kompresor	66
Tabel 4-13 Data beban pendinginan	73
Tabel 4-14 Cooling load kompresor	74

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. LATAR BELAKANG

Indonesia sebagai negara kepulauan yang 3/4 wilayahnya merupakan perairan, memiliki potensi sumber daya alam laut yang sangat melimpah. Potensi kelautan dan perikanan Indonesia ini sangat menjanjikan bila dikembangkan untuk meningkatkan perolehan devisa negara maupun untuk kesejahteraan rakyat, bangsa dan negara. Ibarat "mutiara terpendam" potensi kelautan itu belum banyak disentuh, mulai dari Zona Ekonomi Eksklusif (ZEE) maupun kawasan sepanjang pantai. Dari Sabang sampai Merauke dengan luas lautan sekitar 3,1 juta Km², ZEE 2,7 juta Km² dan panjang pantai 81.000 km mengandung potensi ekonomi yang bernilai ekonomis tinggi. Dengan luas perairan yang sangat besar tersebut, negara ini memiliki potensi sumber daya ikan sebesar 6,4 juta ton pertahun. Akan tetapi, saat ini baru sekitar 5.1 juta ton kekayaan laut Indonesia tersebut yang dimanfaatkan^[1].

Untuk meningkatkan kualitas dan jumlah produksi ikan tersebut, dibutuhkan sarana dan prasarana sebagai penunjang dan pendukung bagi para nelayan untuk lebih memanfaatkan potensi sumber daya ikan laut Indonesia. Salah satunya adalah dengan pembuatan pabrik es balok untuk mengawetkan ikan hasil tangkapan para nelayan. Penanganan ikan pasca penangkapan dengan menggunakan es merupakan salah satu cara yang paling efektif, terbaik, dan higienis dibandingkan dengan menggunakan zat-zat kimia seperti formalin ataupun boraks, sehingga produksi es balok menjadi salah satu faktor penting dalam menjaga kualitas dan kesegaran hasil tangkapan para nelayan. Namun sangat disayangkan, produksi es balok di Indonesia tidak mampu mencukupi kebutuhan para nelayannya. Dari jumlah tangkapan yang mencapai sekitar 4 juta ton pertahun, jumlah produksi es balok yang dihasilkan hanya sekitar 2,9 juta ton pertahun. Tentu saja jumlah ini tidak sebanding mengingat selayaknya perbandingan antara jumlah tangkapan dan jumlah es yang harus digunakan

adalah 1:1. Hal ini disebabkan karena kurangnya industri atau pabrik yang menghasilkan es, apalagi di daerah-daerah terpencil diluar pulau jawa.

Berikut ini beberapa contoh daerah yang mengalami kekurangan es:

- **Pantai Barat Kabupaten Mandailing Natal, Sumatera Utara.** Nelayan disana masih kesulitan dalam mendinginkan maupun mengawetkan ikan hasil tangkapannya, karena pabrik es belum terbangun di daerah itu. Warga nelayan disana sudah lama membutuhkan pabrik es, karena kegunaanya sangat yang sangat mendesak untuk hasil tangkapan nelayan dalam setiap harinya. Akibatnya mereka harus mendatangkan es balok dari luar kota yang harganya tentunya jauh lebih mahal ^[2].
- **Gorontalo.** Persediaan es balok terutama untuk proses pengelolaan dan pengawetan ikan di Kota Gorontalo sangat terbatas. Pabrik yang ada tidak sanggup memenuhi permintaan es balok yang menjadi kebutuhan sangat penting bagi para nelayan yang turun menangkap ikan ke laut. Para nelayan disana memilih untuk tidak melaut karena persediaan es balok yang sangat minim, karena saat mencari ikan mereka butuh sekitar 30 sampai 40 balok es untuk mengawetkan hasil tangkapan ^[3].
- **Lhokseumawe, Aceh utara.** Nelayan dan agen ikan di Kecamatan Seunuddon, Aceh Utara, mengeluhkan kekurangan es batangan sejak ditutupnya pabrik es di Matanglada, Kecamatan Seunuddon. Pabrik es ini selama ini sangat membantu ketersediaan es batangan untuk masyarakat setempat, meski hanya mampu memproduksi sekitar 50-100 batang per hari. Sedangkan kebutuhan untuk Seunuddon mencapai 150 batang es per hari^[4].
- **Kuala Idi, Aceh Timur.** Para nelayan di Pelabuhan Ikan Kuala Idi, Aceh Timur, saat ini membutuhkan satu unit pabrik es untuk mendukung kegiatan penangkapan ikan. Hal itu tidak terlepas dari banyaknya hasil tangkapan nelayan, namun tidak bisa disimpan lama. Sehingga, nelayan terpaksa menjual tangkapannya tanpa diawetkan. keberadaan pabrik es di Idi Rayeuk saat ini merupakan kebutuhan vital yang sudah sepatasnya mendapat perhatian serius berbagai pihak. Karena selama ini untuk

persediaan es yang jumlahnya mencapai ribuan batang, masih disuplai dari Langsa maupun Aceh Utara^[5].

- **Kecamatan Nusaniwe, Ambon, Maluku.** Nelayan disana mengeluhkan tidak berfungsinya fasilitas pendukung di Pangkalan Pendaratan Ikan Erie di Kecamatan Nusaniwe, Ambon, Maluku. Sebagai contoh, rusaknya pabrik es mengharuskan nelayan membeli es dari Kota Ambon yang berjarak 20 kilometer dari pangkalan tersebut. jarak yang demikian jauh membuat harga es lebih mahal daripada yang dijual pabrik es di PPI Erie saat masih beroperasi. Penyebabnya, nelayan harus mengeluarkan tambahan biaya transportasi untuk membawa es dari Ambon^[6].
- **Bengkulu.** Puluhan ribu nelayan Bengkulu yang tersebar di 6 kabupaten dari 10 kabupaten/kota mengalami krisis es balok. Hal itu terjadi, akibat pabrik es yang sudah dibangun tidak dapat beroperasi akibat listrik yang berada di kabupaten kekurangan daya^[7].
- **Tegal.** nelayan di Kota Tegal dan sekitarnya kesulitan es balok yang biasa digunakan untuk mengawetkan ikan. Mereka terpaksa mengantre untuk mendapatkannya, sehingga jadwal melaut terhambat. selama ini, es balok untuk nelayan dipasok oleh delapan perusahaan di Kota Tegal, Kabupaten Tegal, dan Pemasang. Meskipun demikian, pasokan tersebut hanya mampu memenuhi sekitar 50 persen kebutuhan nelayan^[8].

Berdasarkan fakta diatas, dapat kita lihat bahwa para nelayan sangat membutuhkan pabrik es untuk kebutuhan menangkap ikan. Minimnya pabrik es yang ada didaerah terpencil baik diluar pulau jawa maupun di jawa sendiri disebabkan oleh beberapa factor, yaitu :

- Kondisi sarana transportasi yang tidak memadai untuk menuju daerah terpencil tersebut sehingga sangat sulit untuk mendatangkan peralatan untuk membangun sebuah pabrik es.
- Proses produksi yang rumit sehingga memerlukan tenaga kerja yang ahli dan banyak untuk membangunnya. Akan sangat mahal apabila tenaga ahli didatangkan langsung dari pulau jawa.

- Memerlukan investasi yang relatif sangat besar untuk mesin dan bangunannya. Untuk mesinnya, dengan kapasitas 10 ton/hari dibutuhkan paling tidak Rp 900 juta, sedangkan untuk bangunannya diperlukan tempat yang yang luas sehingga memerlukan biaya yang cukup besar.
- Dibutuhkan daya listrik yang besar untuk mengoperasikan sebuah pabrik es, selain itu juga pabrik es tidak efisien dari segi energi listrik yang digunakan, sehingga keuntungannya sedikit.

Didasari dari permasalahan-permasalahan yang telah disebutkan diatas, maka perlu dikembangkan suatu pabrik es mini yang *portable* atau dapat dibawa kemana saja bahkan sampai ke daerah-daerah terpencil dengan biaya yang relatif murah dan dapat memproduksi es balok dalam jumlah yang relatif besar. Dengan membantu menyediakan es balok bagi para nelayan, tentunya mereka tidak akan khawatir lagi kekurangan es untuk menjaga mutu dan kesegaran ikan hasil tangkapan. Dengan sendirinya pertumbuhan perekonomian khususnya dibidang perikanan akan meningkat dan peluang untuk meningkatkan nilai ekspor ikan akan semakin besar pula. Pabrik es mini ini diaplikasikan pada sebuah kontainer berukuran 20 ft dimana ditambahkan sistem refrijerasi untuk menghasilkan es balok untuk kebutuhan nelayan.

1.2.PERUMUSAN MASALAH

Permasalahan yang akan dibahas dalam penelitian adalah mengenai pembuatan dan pengujian *portable mini ice plant* yang dibangun disebuah kontainer berukuran 20 ft untuk memenuhi kebutuhan es bagi nelayan didaerah yang terpencil selama mereka mencari ikan dan tangkapan lainnya.

1.3.TUJUAN DAN MANFAAT PENELITIAN

1.3.1. Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah tersedianya pabrik es mini yang dapat digunakan oleh nelayan yang ada didaerah terpencil diluar Jawa dengan biaya yang relatif murah dan hemat energi sehingga kebutuhan es yang dibutuhkan nelayan dapat terpenuhi.

1.3.2. Manfaat Penelitian

Manfaat penelitian ini adalah meningkatnya kualitas dan produksi ikan bagi nelayan-nelayan di daerah terpencil di luar Jawa dengan tersedianya es untuk menjaga kesegaran dan kualitas hasil tangkapan. Dengan demikian, diharapkan pendapatan nelayan akan meningkat sehingga dapat meningkatkan devisa negara.

1.4. RUANG LINGKUP DAN BATASAN PENELITIAN

Ruang lingkup penelitian ini terdiri dari atas beberapa aspek, yaitu:

- Penyediaan es bagi nelayan yang ada di daerah terpencil.
- Pembuatan sebuah pabrik es mini dengan biaya rendah untuk ditempatkan di daerah terpencil yang dapat menghasilkan es sebanyak mungkin untuk memenuhi kebutuhan nelayan.

Adapun batas-batas terhadap penelitian yang dilakukan, yakni:

- Dimensi dari pabrik es mini, yaitu digunakannya satu buah kontainer dengan panjang 20 ft sebagai pabrik es mini.
- Pembuatan dan instalasi *mini ice plant* berdasarkan hasil dari desain yang sebelumnya sudah didesain pada skripsi-skripsi sebelumnya.
- Penelitian yang dilakukan sebatas pada perbandingan antara hasil desain atau rancangan dengan *mini ice plant* yang telah selesai dibuat.

1.5. METODOLOGI PENELITIAN

Pada pelaksanaannya penelitian ini dilakukan dengan metodologi sebagai berikut:

1.5.1. Perumusan Masalah

Permasalahan yang akan dibahas dalam penelitian ini adalah mengenai pembuatan dan pengujian *portable mini ice plant* untuk memenuhi kebutuhan es bagi nelayan selama mereka melaut mencari ikan dan tangkapan.

1.5.2. Pengumpulan data

Pengumpulan data dilakukan dengan cara :

- Pembuatan *portable mini ice plant*

yakni dengan mewujudkan hasil desain atau perancangan dari *portable mini ice plant* yang telah disusun dalam skripsi-skripsi sebelumnya.

- Pengujian mesin refrigerasi pada alat *portable mini ice plant*
Pengujian dilakukan dengan memantau data dari alat ukur seperti *pressure gage*, termometer digital, amperemeter, untuk mengetahui karakteristik refrigeran dan COP sistem secara keseluruhan. Proses pengujian meliputi proses pengambilan data melalui alat ukur, dan perhitungan COP sistem.
- Studi Literatur
Yakni dengan mengacu pada beberapa referensi tentang standar-standar pembuatan es.
- Referensi dari perancangan-perancangan sebelumnya untuk *Mini Ice Plant*

1.5.3. Pengolahan data

- Data yang diperoleh digunakan untuk menentukan range kerja dari kompresor.
- Menentukan kerja aktual dari sistem refrigerasi pada *portable mini ice plant*.
- Melakukan perhitungan beban refrigerasi yang yang mampu ditangani oleh *portable mini ice plant*.

1.6. SISTEMATIKA PENULISAN

Skripsi ini terdiri dari 5 bagian pokok, yaitu:

- BAB I PENDAHULUAN
Bab ini berisi latar belakang, perumusan masalah, tujuan penelitian, manfaat penelitian, batas-batas penelitian, asumsi-asumsi yang digunakan, metodologi penelitian, dan sistematika penulisan.
- BAB II DASAR TEORI
Bab ini berisi teori-teori atau hal-hal yang menjadi pendukung dari penelitian, seperti perpindahan kalor, penjelasan mengenai sistem refrigerasi, *refrigerant*, dan pendingin sekunder.
- BAB III SISTEM REFRIGERASI MINI ICE PLANT

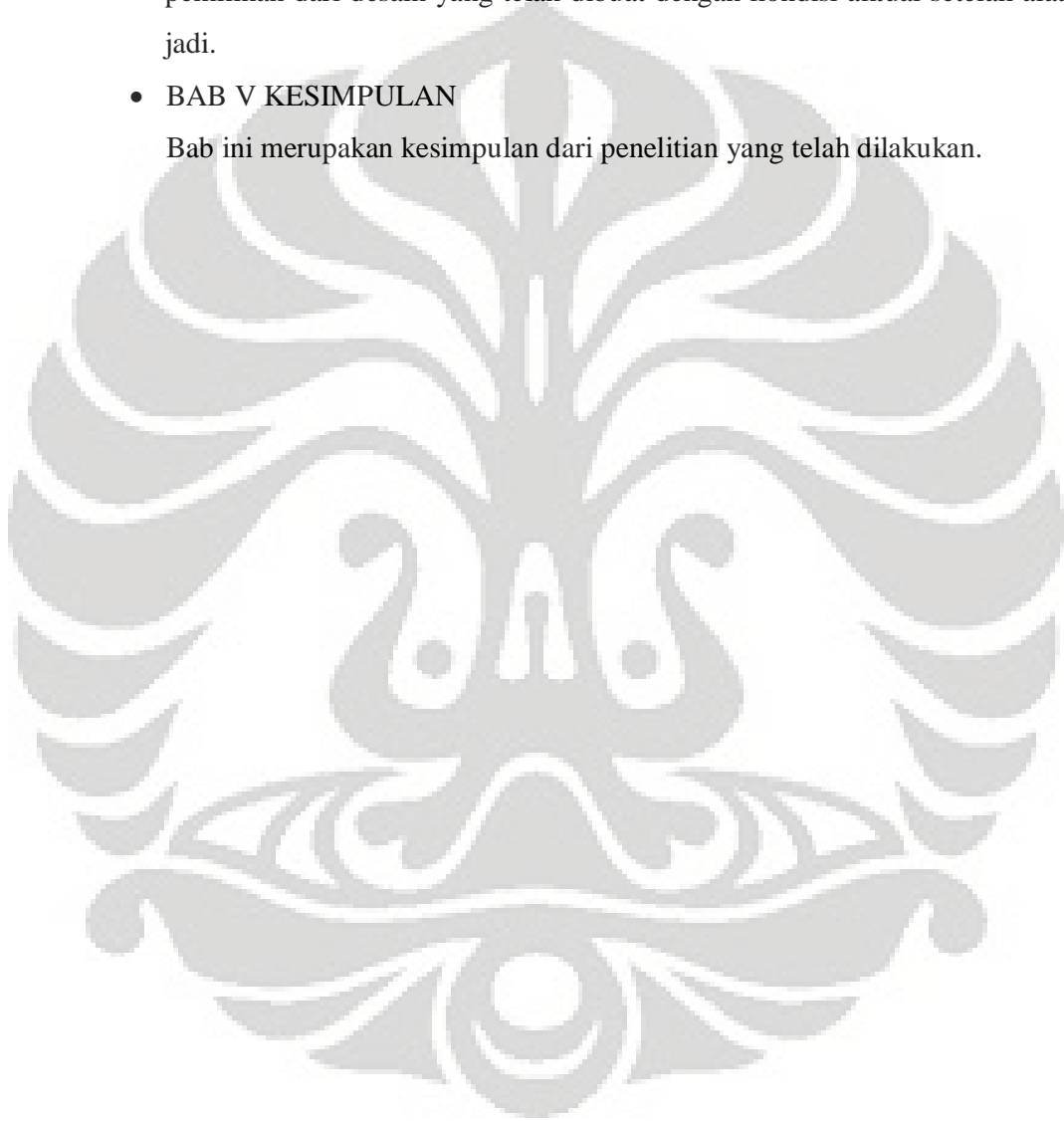
Bab ini berisi alat dan sistem yang digunakan untuk membuat *portable mini ice plant*.

- **BAB IV ANALISA SISTEM REFRIGERASI MINI ICE PLANT**

Bab ini berisikan tentang hasil pengujian dari *portable mini ice plant* dan analisis terhadap perbandingan dari hasil perancangan, perhitungan, dan pemilihan dari desain yang telah dibuat dengan kondisi aktual setelah alat jadi.

- **BAB V KESIMPULAN**

Bab ini merupakan kesimpulan dari penelitian yang telah dilakukan.



BAB II

DASAR TEORI

2.1. KALOR (HEAT)

Panas adalah suatu bentuk energi yang dapat diubah menjadi suatu bentuk energi lainnya. Secara prinsip termodinamika, panas dinyatakan sebagai energi yang berpindah dari satu zat ke zat lainnya sebagai akibat dari adanya perbedaan suhu antara kedua zat tersebut. Bila suatu benda mengalami penurunan temperatur, kita nyatakan bahwa energi panas yang ada pada benda tersebut telah diambil. Begitu pula sebaliknya, bila suatu benda mengalami kenaikan temperatur maka kita nyatakan bahwa energi panas telah diberikan kepada benda tersebut. Apabila suatu zat diberikan atau dilepaskan kalor atau energi panasnya, maka terdapat dua kemungkinan yang dapat terjadi, yaitu zat tersebut akan mengalami perubahan temperatur atau zat tersebut akan mengalami perubahan wujud (fase). Apabila kalor tersebut hanya digunakan untuk perubahan temperatur saja, maka kalor tersebut dikenal dengan kalor sensibel (*sensible heat*), sedangkan jika kalor tersebut digunakan untuk merubah wujud (fase) zat, maka kalor itu disebut dengan kalor laten (*latent heat*).

2.1.1 Kalor Sensibel (Sensible Heat)

Kalor sensibel adalah kalor yang digunakan oleh suatu zat untuk merubah temperatur zat tersebut. Jika zat menerima kalor, maka temperaturnya akan naik, sedangkan jika zat tersebut melepaskan kalor, maka zat tersebut mengalami penurunan temperatur. Kalor sensibel ini tidak sampai menyebabkan zat mengalami perubahan fase. Secara umum kalor sensibel yang digunakan untuk merubah temperatur suatu zat dirumuskan dengan:

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Dimana: Q = Besarnya energi kalor sensibel yang bekerja pada suatu zat (J)
 m = Massa zat yang mengalami perubahan temperatur (kg)
 C_p = Kalor jenis (J/kg.K)
 ΔT = Perubahan temperatur yang terjadi (K)

2.1.2 Kalor Laten (Latent Heat)

Kalor laten adalah kalor yang digunakan untuk merubah wujud atau fase suatu zat. Perubahan fase terjadi apabila suatu zat sudah mencapai titik jenuhnya. Pada saat zat mengalami perubahan fase, zat tersebut tidak mengalami perubahan temperatur.

Ada dua jenis kalor laten pada suatu zat, yakni kalor laten yang digunakan untuk meleburkan atau membekukan suatu zat, atau biasa dikenal dengan kalor lebur atau pun kalor beku, dan kalor laten yang digunakan untuk menguapkan atau mengembunkan suatu zat, atau biasa dikenal dengan kalor uap atau kalor embun. Biasanya energi yang digunakan untuk merubah fase suatu zat lebih besar daripada energi yang digunakan untuk merubah temperturnya. Sehingga, pada tekanan yang sama, lebih sulit untuk merubah fase suatu zat daripada merubah temperturnya saja.

Secara umum, kalor yang digunakan untuk merubah fase suatu zat dirumuskan dengan :

$$Q = m \cdot h_f$$

Dimana : Q = Besarnya energi kalor laten yang bekerja pada suatu zat (J)
 m = Massa zat yang mengalami perubahan temperatur (kg)
 h_f = Kalor laten (kJ/kg)

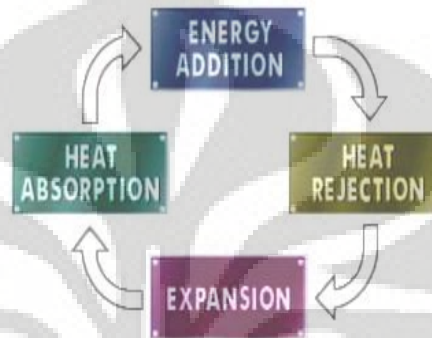
2.2. SIKLUS REFRIGERASI

Sistem refrigerasi adalah suatu sistem yang menjadikan kondisi temperatur suatu ruang dibawah temperatur semula^[9]. Pada prinsipnya kondisi temperatur rendah yang dihasilkan oleh suatu sistem refrigerasi diakibatkan oleh penyerapan panas pada reservoir dingin (low temperature) yang merupakan salah satu bagian sistem refrigerasi tersebut. Panas yang diserap bersama-sama energi (kerja) yang diberikan kerja luar dibuang pada bagian sistem refrigerasi yang disebut reservoir panas (high temperature). Proses pendinginan atau refrijerasi pada hakekatnya adalah merupakan proses memindahkan energi panas dari satu lingkungan ke lingkungan lainnya dengan cara-cara tertentu. Pada dasarnya syarat dari terjadi pendinginan adalah temperatur pendinginan harus lebih rendah dari temperatur ruangan yang akan didinginkan. Siklus refrigerasi dapat diklasifikasikan sebagai berikut :^[9]

1. Siklus kompresi uap (vapor compression refrigeration cycle) dimana refrigeran mengalami proses penguapan dan kondensasi, dan dikompresi dalam fasa uap.
2. Siklus gas (gas refrigeration cycle), dimana refrigeran tetap dalam kondisi gas.
3. Siklus bertingkat (cascade refrigeration cycle), dimana merupakan gabungan lebih dari satu siklus refrigerasi.
4. Siklus absorpsi (absorption refrigeration cycle), dimana refrigeran dilarutkan dalam sebuah cairan sebelum dikompresi.
5. Siklus termoelektrik (thermoelectric refrigeration cycle), dimana proses refrigerasi dihasilkan dari mengalirkan arus listrik melalui 2 buah material yang berbeda.

Untuk proses pendinginan (pemindahan panas), sistem refrijerasi membutuhkan kemampuan heat transfer dari suatu fluida tertentu. Fluida yang dipergunakan dalam siklus refrijerasi sebagai penukar kalor disebut dengan refrigeran. Kegunaan refrigerant ini adalah untuk menyerap panas (heat) pada temperatur yang rendah. Untuk menurunkan dan menjaga temperatur suatu substansi , sistem refrijerasi harus mampu secara terus menerus menyerap panas dan kemudian membuang atau memindahkan panas tersebut dari sistem. Hal ini

dilakukan dengan beberapa langkah berbeda yang disebut sebagai siklus refrijerasi. Salah satu jenis siklus refrijerasi yang sekarang umum digunakan adalah dengan siklus kompresi uap. Karena siklus ini berulang, siklus ini merupakan siklus tertutup dan didesain untuk beroperasi secara continue. Siklus ini menggunakan refrigerant untuk mentransport panas melalui sistem. Ciri khas siklus kompresi uap ini memiliki empat proses yaitu ^[10] :



Gambar 2.1 siklus kompresi uap
(sumber : *Refrigeration and Air Conditioning*, 2.5 edition, by Stoecker and Jones)

1. Heat absorption

Pada proses ini, refrigerant dalam bentuk liquid menyerap atau mengambil panas dari sumber panas. Penyerapan panas menyebabkan refrigerant berubah fase dari liquid (cair) menjadi vapour (uap). Refrigeran dalam bentuk uap ini juga menerima panas dan temperaturnya akan meningkat. Jadi, di tingkat ini refrigerant berubah fase dari bentuk liquid dengan temperatur rendah menjadi uap dengan temperatur tinggi. Proses ini terjadi didalam evaporator.

2. Energy addition

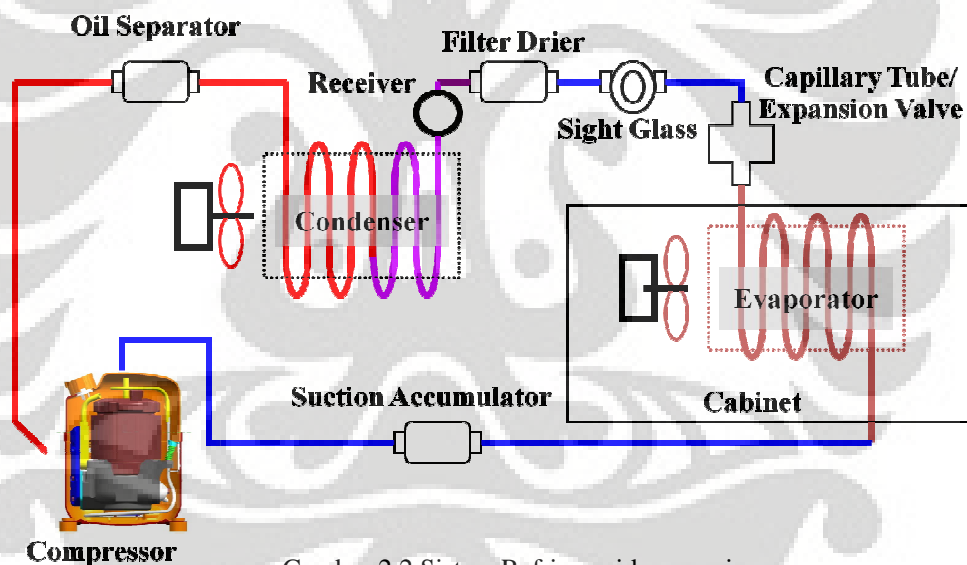
Pada proses ini, energi di ditambahkan ke refrigerant supaya refrigerant dapat melangkah menuju ke tingkat selanjutnya pada siklus refrijerasi. Dalam proses ini yang juga disebut sebagai langkah kompresi, refrigerant dalam bentuk uap dikompresi. Hal ini menyebabkan meningkatnya tekanan dan temperatur refrigerant. Proses ini terjadi dengan bantuan kompresor.

3. Heat rejection

Dalam proses ini uap dengan tekanan dan temperatur yang tinggi kemudian dibuang atau dipindahkan. Di tingkat ini refrigerant membuang panas yang telah diserap pada tingkat heat absorption. Selama proses ini, refrigerant berubah fase dari uap dengan temperatur tinggi menjadi fase cair dengan temperatur rendah kembali. Proses ini berlangsung didalam kondenser.

4. Expansion

Dalam proses ini, refrigerant berbentuk liquid diekspansi yang menyebabkan tekanan liquid menurun. Ketika terjadi penurunan tekanan, temperaturnya juga turun. Setelah proses ekspansi, refrigerant dengan fase liquid berada dalam kondisi tekanan dan temperatur rendah, sehingga liquid sekarang dapat memulai siklus kembali. Proses ini dapat berlangsung dengan adanya katub ekspansi.



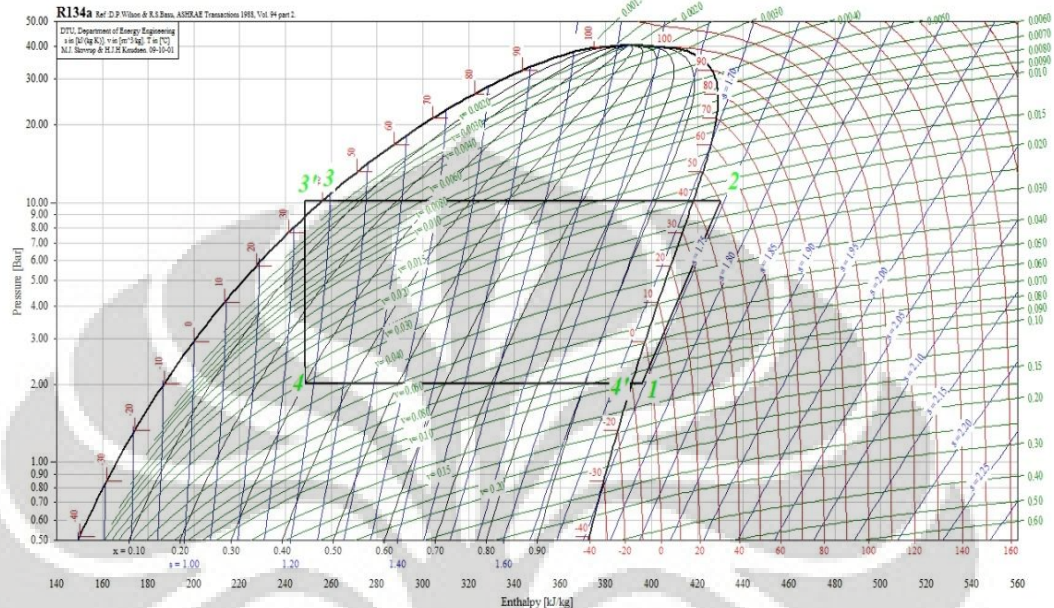
Gambar 2.2 Sistem Refrigerasi kompresi uap
(sumber : PT GUNTNER Indonesia)

2.3. SIKLUS REFRIGERASI KOMPRESI UAP SATU TINGKAT

P-h diagram merupakan penggambaran dari karakteristik suatu refrigeran, p-h diagram menggambarkan kejadian didalam sistem pendingin, dari kompresor, kondenser, katub ekspansi, dan evaporator. Dari p-h diagram ini bisa diketahui besarnya beban pendingin, kapasitas kompresor, kapasitas kondensor, pressure

drop pada katub ekspansi. Dari p-h digram ini juga kita dapat mengetahui apakah kompresor yang digunakan dapat menanggulangi beban pendingin yang ada.^[11]

2.3.1 SIKLUS REFRIGERASI SATU TINGKAT IDEAL



Gambar 2.3 Siklus Refrigerasi Ideal

(sumber : Software CoolPack, department of mechanical engineering, technical university of Denmark)

Gambar diatas menunjukkan sebuah siklus ideal. Dengan penjelasan sebagai berikut :

1-2 : Proses Kompresi Isentropik

Proses dimana langkah kompresi terjadi. Pada bagian ini terjadinya kenaikan tekanan dan temperature dengan kondisi kalor yang ada tidak boleh hilang sehingga entropi tetap.

2-3 : Proses Isobarik

Proses dimana uap superpanas (vapor superheated) masuk ke kondensor, dimana akan terjadi kondensasi menjadi saturasi liquid. Pada tahap ini tekanan dan temperature tetap hanya kalor latennya saja yang dibuang seperti es yang mencair.

3-3' : Proses Subcooling

Proses dimana refrigerant dipastikan bahwa telah berfase cair semua.

3'-4 : Proses Isentalpik

Proses dimana refrigerant yang telah berfase cair masuk kedalam katub ekspansi yang bertujuan untuk menurunkan tekanan dan temperature dari refrigerant dengan kondisi entalpi tetap.

4-4' : Proses Isobarik

Proses dimana refrigerant masuk ke dalam evaporator dari katub ekspansi dengan tekanan dan temperature yang konstan walaupun terjadi perubahan fase dari liquid menjadi gas.

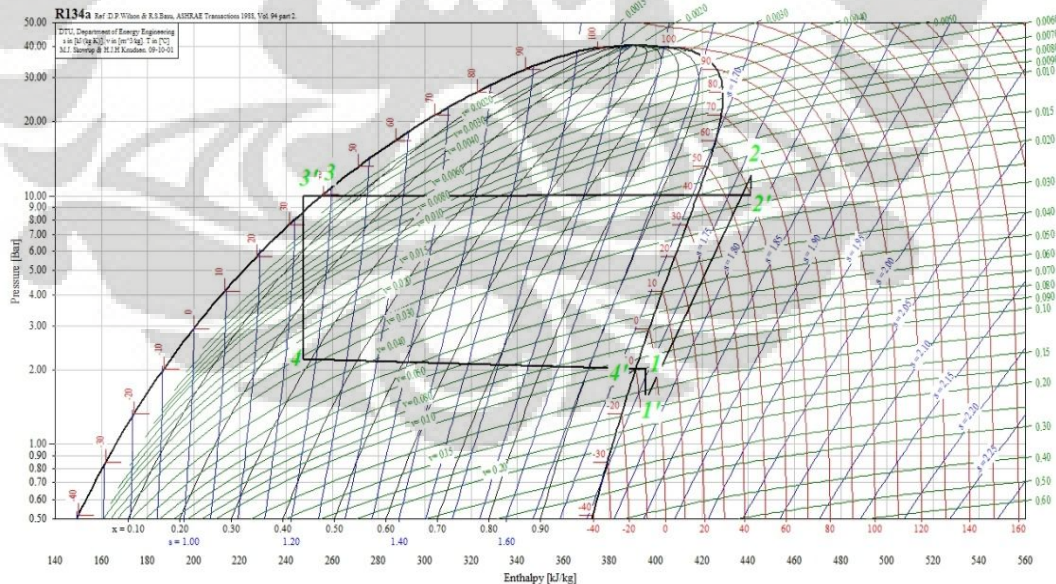
4'-1 : Proses Superheated

Proses dimana refrigeran dipastikan bahwa telah berfase gas semua.

Tetapi siklus ideal diatas sangat sulit untuk dicapai, dikarenakan banyaknya loses yang terjadi pada sistem, untuk itu dibuatlah suatu siklus aktual sesuai dengan besarnya loses yang terjadi pada suatu sistem pendingin.

2.3.1 SIKLUS REFRIGERASI SATU TINGKAT AKTUAL

Pada dasarnya siklus ideal dan actual sama, yang membedakan adalah pada siklus actual dimasukan penurunan tekanan yang terjadi pada evaporator, suction line dan discharge pada kompresor serta penurunan tekanan pada kondensor. Berikut ini adalah penjelasan untuk siklus actual



Gambar 2.4 Siklus Refrigerasi Aktual
(sumber :Software CoolPack, department of mechanical engineering, technical university of Denmark)

1-1' : Suction line

Bagian ini adalah bagian yang menggambarkan kondisi pada pipa penghubung antara evaporator dan kompresor. Pada saat refrigeran keluar dari evaporator dan masuk ke dalam kompresor, terjadi penurunan tekanan dikarenakan terjadinya losses pada saat refrigeran melalui pipa, hal inilah yang menyebabkan mengapa pipa diisolasi yaitu agar refrigeran tidak menyerap panas dari luar sehingga entalpinya tetap konstan.

2-2' : Discharge line

Bagian ini adalah bagian yang menggambarkan kondisi pada pipa penghubung antara kompresor dan kondensor. Pada saat refrigeran keluar dari kompresor dan masuk ke dalam kondensor, terjadi penurunan tekanan dikarenakan losses yang disebabkan oleh pipa, isolasi pada pipa dilakukan agar refrigeran tidak melepas panas ke lingkungan sehingga entalpinya berkurang.

2'-3 : Pressure drop pada kondenser

Bagian ini adalah bagian yang menggambarkan pressure drop yang terjadi pada kondensor, hal ini disebabkan oleh adanya penurunan tekanan yang disebabkan oleh pipa berliku yang ada pada kondenser.

3-3' : Proses Subcooling

Proses dimana refrigerant dipastikan bahwa telah berfase cair semua.

4-4' : Pressure drop pada evaporator

Bagian ini adalah bagian yang menggambarkan pressure drop yang terjadi pada evaporator, penyebabnya sama seperti pada kondensor yaitu penurunan tekanan dikarenakan pipa yang berliku.

2.4. PERSAMAAN SISTEM REFRIGERASI

Dalam menganalisa suatu sistem refrigerasi, diketahui sistem yang digunakan kemudian dilakukan perhitungan untuk memilih komponen-komponen utama dan tambahan dalam sistem. Berikut perhitungan dasar dalam sebuah sistem refrigerasi standar dengan asumsi bahwa sistem merupakan sistem tertutup . [12]

1. Coefficient of performance (COP)

COP merupakan nilai keefektifan dari suatu sistem refrigerasi karena membandingkan nilai output dengan kerja yang dilakukan. Nilai output suatu sistem merupakan kalor yang diserap oleh evaporator, sedangkan kerja dilakukan merupakan kerja dari kompresor.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{\text{evaporator}}}{\dot{W}_{\text{kompresor}}}$$

2. Daya kompresor

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

3. Kalor yang dibuang kondenser

$$\dot{Q}_{\text{kondenser}} = \dot{m}(h_2 - h_3)$$

4. Kapasitas Pendinginan

$$\dot{Q}_{\text{evaporator}} = \dot{m}(h_4 - h_1)$$

5. Katup ekspansi

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_4 - h_3)$$

$$0 = \dot{m}(h_4 - h_3)$$

$$h_4 = h_3$$

2.5. KOMPONEN UTAMA SISTEM REFRIGERASI

Ada beberapa komponen utama yang mendukung untuk terjadinya suatu sistem refrigerasi yaitu kompresor, evaporator, kondenser, dan katub ekspansi. Tetapi untuk lebih mendapatkan suatu sistem pendingin yang lebih baik maka diberikan komponen-komponen lain sebagai accessories tambahan yang berfungsi sebagai safety control maupun operation control seperti penggunaan pressure control, oil separator, sight glass, filter drier, dll. Berikut ini akan dijelaskan komponen-komponen utama dari sistem refrigerasi.

2.5.1 Kompresor

kompresor merupakan salah satu komponen utama penyusun sistem refrigerasi yang memiliki fungsi untuk mensirkulasikan dan mengkompresi uap

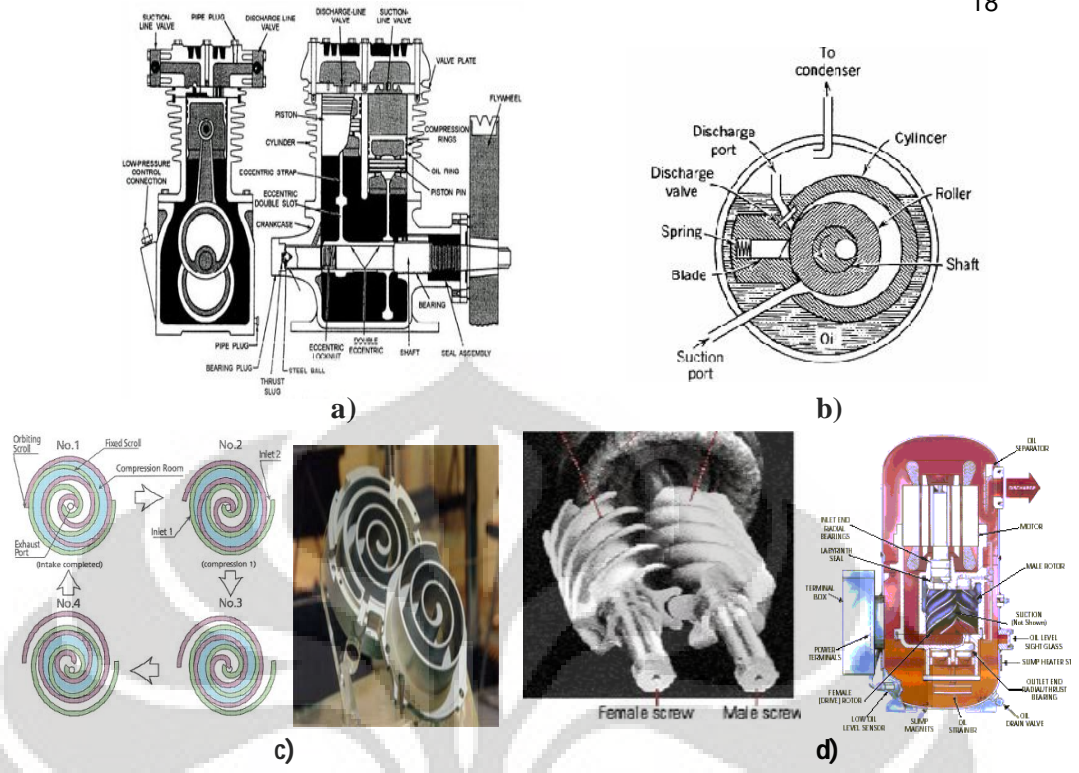
refrigerant sekaligus menjaga perbedaan tekanan refrigeran antara evaporator dan kondenser. Jika diibaratkan tubuh manusia, kompresor merupakan jantung dari sistem refrigerasi.

Kompresor mengubah uap refrigeran yang masuk pada temperatur dan tekanan rendah menjadi uap bertekanan tinggi. Kompresor juga mengubah temperatur refrigeran menjadi lebih tinggi akibat proses yang bersifat isentropik. Kompresor memastikan bahwa suhu gas refrigeran yang disalurkan ke kondenser harus lebih tinggi dari suhu condensing medium. Bila temperatur gas refrigeran lebih tinggi dari temperatur condensing medium (udara atau air) maka energi panas yang dikandung refrigeran dapat dipindahkan ke condensing medium. Akibatnya temperatur refrigerant dapat diturunkan walaupun tekanannya tetap. Oleh karena itu kompresor harus dapat mengubah kondisi gas refrigeran yang bertemperatur rendah dari evaporator menjadi gas yang bertemperatur tinggi pada saat meninggalkan saluran discharge kompresor.

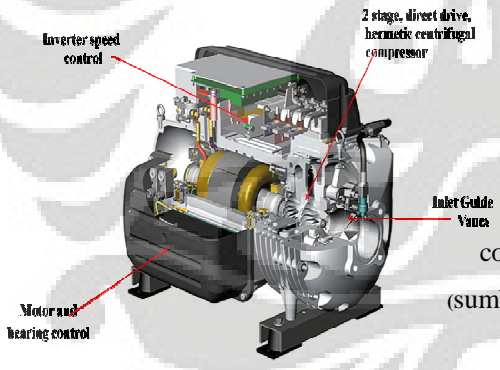
Jenis kompresor secara umum yaitu ^[10] :

- Positive Displacement : kompresor dengan kenaikan Tekanan akibat pengurangan volume secara kontinu. Contohnya : Compressor Reciprocating, rotary (rolling piston, rotary vane dan single & twin screw), scroll
- Dynamic Compressor : kompresor dengan kenaikan tekanan akibat Transfer angular momentum dari bagian yang bergerak. Contohnya : Compressor Centrifugal, aksial.

Kompresor torak mempunyai piston yang bergerak maju mundur di dalam suatu silinder, dengan kapasitas yang bervariasi antara 1 hingga 100 ton pendinginan tiap unit. Kompresor sentrifugal mempunyai satu *impeler* sentrifugal dengan beberapa sudu yang berputar dengan kecepatan tinggi. Kompresor rotari mempunyai satu sirip (*vane*) yang berputar dalam satu silinder. Kompresor torak adalah yang paling umum digunakan.



Gambar 2.5 Positive Displacement Compressor: a)reciprocating, b)Rotary, c)Scroll, d)screw
 (sumber : E-learning mata kuliah teknik pendingin. www.google.com)



Gambar 2.6 Dynamic Compressor: centrifugal compressor
 (sumber : E-learning mata kuliah teknik pendingin. www.google.com)

2.5.2 Evaporator

Evaporator adalah jenis dari penukar panas (heat exchanger) sebagai media pemindahan energi panas melalui permukaan agar refrijeran cair menguap dan menyerap panas dari udara, medium, ataupun produk yang ada di dalam ruang yang ingin didinginkan. Refrijeren yang berada pada keadaan campuran cair jenuh

& uap menyerap kalor sehingga berubah menjadi uap. Heat transfer dapat terjadi karena temperatur refrigerant yang lebih rendah daripada temperatur disekitar evaporator.

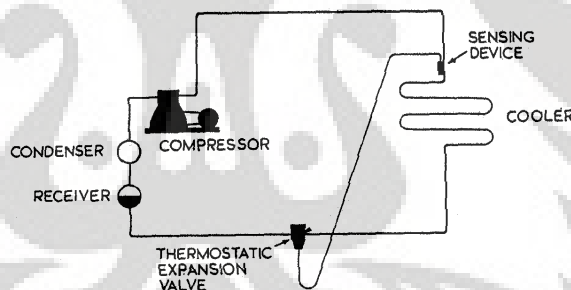
2.5.2.1 Sistem pengaturan aliran refrigeran ke evaporator

Terdapat dua cara untuk mengatur aliran refrigeran yang melalui evaporator, yaitu:

1. Dry Expansion^[13]

Dry expansion adalah type evaporator yang pada bagian keluarannya dirancang selalu terjaga 'kering', artinya di bagian itu refrigeran yang berfasa cair telah habis menguap sebelum terhisap keluar ke saluran masuk kompresor. Pada masukan evaporator sebagian besar refrigeran yang masuk berwujud cair, dengan sebagian kecil berupa uap hasil dari proses *flashing* di evaporator.

Selama refrigeran melalui evaporator, semakin banyak refrigeran yang menguap akibat beban dari evaporator dan pada keluaran evaporator refrigeran hanya berwujud uap *superheat* saja.



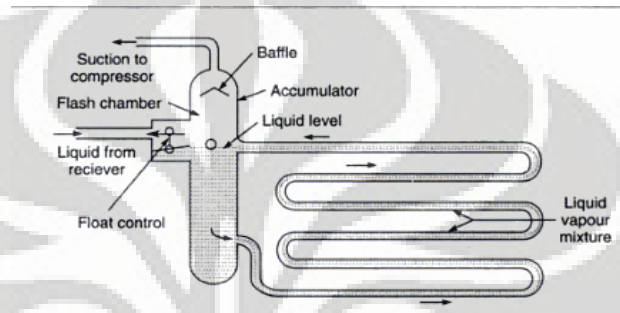
Gambar 2.7 Dry expansion menggunakan thermostatic expansion valve

2. Flooded system^[13]

Flooded ekspansi merupakan jenis evaporator yang mana seluruh permukaan bagian dalam evaporator selalu dibanjiri, atau bersentuhan, dengan refrigeran yang berbentuk cair. Terdapat sebuah tandon (*reservoir, low pressure receiver*), di mana cairan refrigeran terkumpul, dan dari bagian atas tandon tersebut uap refrigeran yang terbentuk dalam evaporator tersebut dihisap masuk ke kompresor.

Pada evaporator jenis ini kuantitas refrigeran pada saluran evaporator diatur pada kondisi konstan oleh *float valve*. Dikarenakan adanya panas yang diberikan oleh bahan(udara) menyebabkan refrigeran menguap dan jumlah

refrigeran didalam evaporator berkurang. Oleh karena itulah digunakan float valve yang berfungsi pada saat jumlah refrigeran berkurang, maka katub akan membuka yang mengijinkan refrigeran masuk sesuai dengan batas yang telah ditetapkan sehingga tingkat refrigeran didalam evaporator selalu konstan. Sebagai hasilnya saluran evaporator akan selalu berisi cairan refrigeran dan permukaan dalam saluran evaporator dibasahi oleh refrigeran cair. Oleh karena itu tipe sistem pendingin ini disebut *flooded expansion*.



Gambar 2.8 Flooded Evaporator

2.5.2.2 Jenis-jenis Evaporator

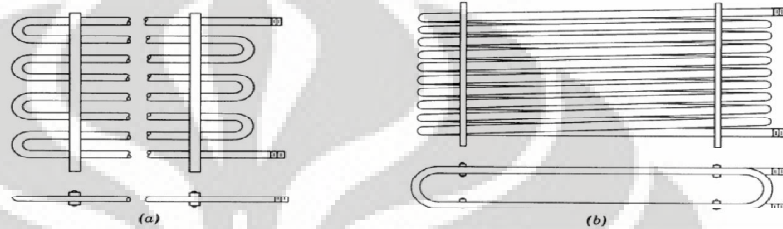
Dilihat dari konstruksinya, evaporator dapat dibagi menjadi tiga kelompok, yaitu bare-tube, plate-surface, dan finned. Evaporator jenis Bare tube dan plate-surface dapat dikelompokkan sebagai evaporator permukaan primer, di mana permukaan untuk transfer panas mempunyai kontak langsung dengan refrigeran cair yang menguap di dalamnya.

Namun evaporator jenis finned, hanya pipa refrigeran yang disebut permukaan primer, sedangkan finned-nya disebut sebagai evaporator permukaan sekunder. Finned hanya berfungsi menangkap udara disekitarnya dan mengubungkannya ke pipa refrigeran. Evaporator Bare-tube dan plate-surface lazim digunakan untuk keperluan pendinginan air dan pendinginan udara yang suhunya di bawah 1°C. Akumulasi bunga es pada permukaan evaporator tidak dapat dicegah. Oleh karena itu perlu adanya suatu alat deforst untuk menghilangkan bunga es di permukaan evaporator.

Berikut ini Jenis-jenis Evaporator berdasarkan konstruksinya :^[9]

1. Bare tube Evaporator^[9]

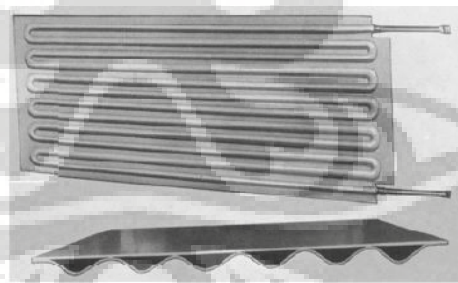
Evaporator jenis bare-tube, terbuat dari pipa baja atau pipa tembaga. Penggunaan pipa baja biasanya untuk evaporator berkapasitas besar yang menggunakan ammonia. Pipa tembaga biasa digunakan untuk evaporator berkapasitas rendah dengan refrijeran selain ammonia. Gambar dibawah memperlihatkan evaporator jenis bare-tube.



Gambar 2.9 Desain BareTube, a) Flat Zig-zag coil, b) oval trombone coil

2. Plate Surface Evaporator^[9]

Evaporator permukaan plat atau plate-surface dirancang dengan berbagai jenis. Beberapa diantaranya dibuat dengan menggunakan dua plat tipis yang dipres dan dilas sedemikian sehingga membentuk alur untuk mengalirkan refrijeran cair. Cara lainnya, menggunakan pipa yang dipasang diantara dua plat tipis kemudian dipress dan dilas sedemikian seperti gambar dibawah ini

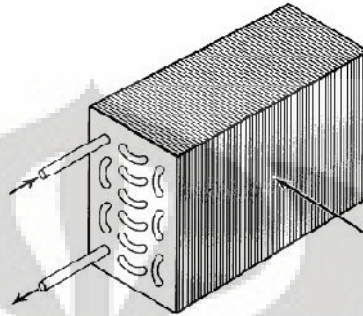


Gambar 2.10 Plate Surface Evaporator

3. Finned Evaporator^[9]

Evaporator jenis finned adalah evaporator bare-tube tetapi dilengkapi dengan sirip-sirip yang terbuat dari plat tipis alumunium yang dipasang disepanjang pipa untuk menambah luas permukaan perpindahan panas. Sirip-sirip alumunium ini berfungsi sebagai permukaan transfer panas sekunder. Jarak antar sirip disesuaikan

dengan kapasitas evaporator, biasanya berkisar antara 40 sampai 500 buah sirip per meter. Evaporator untuk keperluan suhu rendah, jarak siripnya berkisar 80 sampai 200 sirip per meter. Untuk keperluan suhu tinggi, seperti room AC, jarak fin berkisar 1,8 mm.



Gambar 2.11 Finned Evaporator

2.5.3 Kondenser

Kondenser adalah komponen di mana terjadi proses perubahan fasa refrigeran, dari fasa uap yang bertekanan dan bertemperatur tinggi dari discharge kompresor menjadi cairan refrigeran yang bertemperatur lebih rendah dan bertekanan tinggi. ^[13]

Pada saat gas bergerak dari sisi discharge kompresor masuk ke dalam condenser, gas mengandung beban kalor yang meliputi kalor yang diserap oleh evaporator untuk penguapan liquid refrigeran, kalor yang diserap untuk menurunkan suhu liquid refrigeran dari suhu kondensing ke suhu evaporating, kalor yang dihisap oleh silinder chamber dan kalor yang dipakai untuk mengkompresi gas dari evaporator. Kondenser harus mampu membuang kalor tersebut ke cooling medium yang digunakan oleh kondensernya. Untuk membuang kalor yang dikandung refrigeran yang berada di dalam coil kondenser diperlukan cooling medium.

Proses kondensasi akan berlangsung apabila refrigeran dapat melepaskan kalor yang dikandungnya. Kalor tersebut dilepaskan dan dibuang ke lingkungan. Agar kalor dapat lepas ke lingkungan, maka suhu kondensasi harus lebih tinggi dari suhu lingkungan. Karena refrigeran adalah zat yang sangat mudah menguap, maka agar dapat dia dikondensasikan haruslah dibuat bertekanan tinggi. Maka, kondenser adalah bagian di mana refrigeran bertekanan tinggi. Sesuai dengan

jenis cooling medium yang digunakan maka kondenser dapat dibedakan menjadi 3, yaitu :

1. Air Cooled Condenser (menggunakan udara sebagai cooling medium)
2. Water Cooled Condenser (menggunakan air sebagai cooling medium)
3. Evaporative Condenser (menggunakan kombinasi udara dan air)

Pada kondenser air-cooled, panas dilepaskan menggunakan udara, baik sirkulasi natural ataupun paksa (force). Kondenser terbuat dari besi, tube tembaga atau aluminium dilengkapi dengan fan atau kipas untuk meningkatkan perpindahan kalor dengan udara.



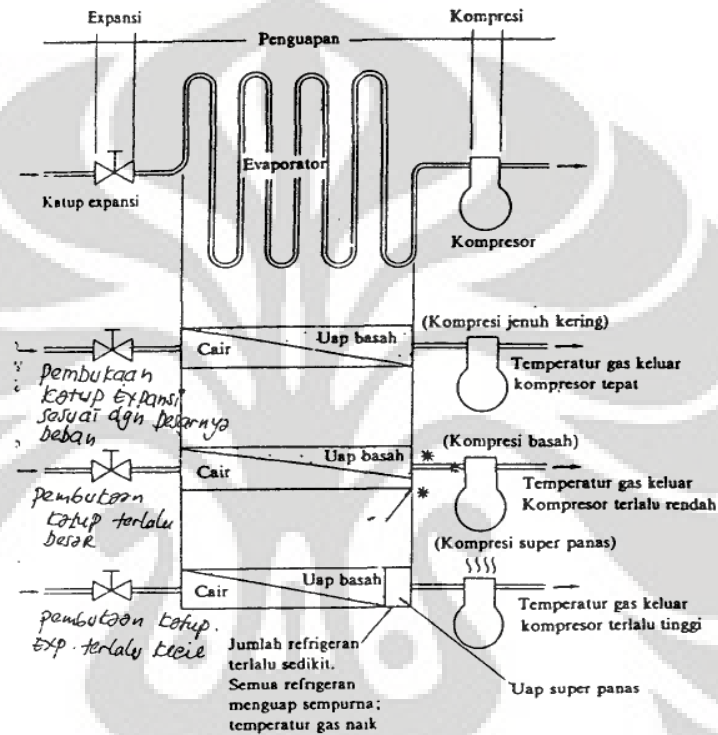
Gambar 2.12 kondenser *air-cooled*

2.5.4 Katup Ekspansi

Refrigeran cair dari kondenser yang akan diuapkan di evaporator dikontrol oleh katub ekspansi. Refrigerant berbentuk liquid diekspansi yang menyebabkan fasenya berubah menjadi campuran cair jenuh & uap (*a saturated liquid-vapor mixture*) dan tekanannya turun. Ketika terjadi penurunan tekanan, temperaturnya juga turun. Apapun jenis katubnya, fungsi utama alat pengontrol laju aliran ini sama yaitu untuk mengekspansikan secara adiabatik cairan refrigerant yang bertekanan dan bertemperatur tinggi sampai tingkat keadaan tekanan dan temperatur rendah. Selain itu katub ekspansi juga digunakan untuk mengatur laju aliran yang masuk kedalam evaporator sesuai dengan beban pendinginan dari

evaporator tersebut. Ada tiga keadaan bukaan katub ekspansi yang mungkin terjadi dalam suatu sistem refrigerasi yaitu:^[9]

1. Pembukaan Katub ekspansi sesuai dengan beban pendinginan
2. Pembukaan Katub Ekspansi yang terlalu besar (beban pendinginan kecil)
3. Pembukaan Katub Ekspansi yang terlalu kecil (beban pendinginan besar)



Gambar 2.13 Tiga keadaan bukaan katub ekspansi

(sumber : Sapto Widodo & Syamsuri Hasan. *Sistem Refrigerasi dan Tata Udara Jilid 1&2*. File type :pdf. Departemen Pendidikan Nasional, 2008)

1. Pembukaan katub ekspansi sesuai dengan beban pendingin

Keadaan yang pertama adalah keadaan dimana bukaan katub ekspansi sesuai dengan beban pendinginan sehingga pada saat refrigerant masuk kedalam evaporator terjadi penguapan sempurna didalam evaporator yang membuat refrigerant menguap sempurna dan berfase gas pada saat keluar dari evaporator. Pada kubah uap keadaan ini diasumsikan sebagai keadaan ideal.

2. Pembukaan katub ekspansi yang terlalu besar (beban pendinginan kecil)

Keadaan kedua adalah kondisi dimana bukaan katub ekspansi terlalu besar atau beban pendinginan kecil yang menyebabkan penguapan yang terjadi didalam evaporator tidak semua menguap sehingga refrigerant yang terisap masuk kedalam kompresor tidak berfase gas semua, karena didalam gas masih terdapat refrigerant yang berbentuk liquid. Refrigerant yang tidak menguap sempurna ini sangat bermasalah karena refrigerant yang berbentuk liquid yang terbawa ke kompresor dapat menyebabkan terjadinya Liquid Hammer yang dapat merusak kompresor. Pada kubah uap terlihat dengan menggunakan acuan beban pendinginan

$$Q = m \cdot \Delta H$$

(sumber : Cengal, Yunas, and Michael Boles. Thermodynamics: An Engineering Approach, Highstown : McGraw Hill, 1998)

Dari rumus diatas dapat disimpulkan bahwa pada keadaan massa refrigerant konstan maka beban pendinginan mempengaruhi perubahan entalpi, dengan semakin besar beban pendinginan maka besarnya perubahan entalpi juga akan semakin besar, begitu pula sebaliknya.

3. Pembukaan katub ekspansi yang terlalu kecil (beban pendinginan besar)

Keadaan yang ketiga adalah kondisi dimana bukaan katub ekspansi terlalu kecil atau beban pendinginan besar, hal ini akan menyebabkan cairan refrigerant menguap sempurna. Dalam hal ini kalor yang diserap bertambah besar yang menyebabkan Hal ini terjadi karena refrigerant menyerap panas yang menyebabkan laju ref. Pengaruh pada kubah uap adalah

$$Q = m \cdot \Delta H$$

(sumber : Cengal, Yunas, and Michael Boles. Thermodynamics: An Engineering Approach, Highstown : McGraw Hill, 1998)

Dengan katub yang terbuka kecil, menyebabkan kecepatan aliran refrigerant meningkat yang menghasilkan tekanan yang rendah pada saat keluar dari katub ekspansi yang menghasilkan perubahan tekanan yang tinggi. Dengan semakin besarnya beban pendingin menyebabkan perubahan entalpi semakin tinggi (temperature superheat semakin besar). Hal ini sangat berpengaruh terhadap

kerja kompresor hal ini disebabkan karena temperature gas melebihi temperature superheat pada saat keluar dari evaporator sehingga kapasitas kompresor melebihi kapasitas semestinya yang menyebabkan kompresor akan cepat rusak.

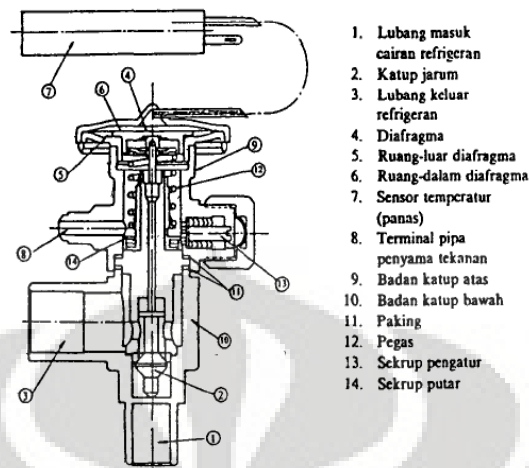
Ada bermacam-macam jenis katup ekspansi, antara lain:^[9]

1. *Automatic Expantion Valve*
2. *Thermostatic Expantion Valve*
3. *Manual Expantion Valve*
4. Float valve
5. Pipa Kapiler.



Gambar 2.14 Thermostatic Expansion Valve(TXV)
(sumber : Danfoss.com)

Katub ekspansi termostatik (TXV) merupakan salah satu jenis katub yang paling banyak digunakan, karena efisiensinya tinggi dan mudah diadaptasikan dengan berbagai aplikasi refrijerasi. Katub ekspansi termostatik adalah katub ekspansi yang menggunakan variasi temperature superheat untuk mengatur bukaan dari katub ekspansi. Katub ini menggunakan semacam suatu sensor yang berguna untuk mengontrol bukaan katub. Sensor ini adalah sensor thermal yang didalamnya berisikan refrigeran, prinsip kerjanya adalah menggunakan perbedaan tekanan yang dihasilkan, apabila perbedaan tekanan antara refrigeran yang keluar dari evaporator dan refrigeran yang ada didalam sensor besar, maka refrigeran yang didalam sensor akan menekan pegas sehingga bukaan katub refrigeran semakin besar yang menyebabkan jumlah refrigeran yang masuk kedalam evaporator semakin banyak.^[9]



Gambar 2.15 komponen *Thermostatic Expansion Valve*(TXV)

(sumber : Sapto Widodo & Syamsuri Hasan. *Sistem Refrigerasi dan Tata Udara Jilid 1&2*. File type :pdf. Departemen Pendidikan Nasional, 2008)

2.6. REFRIGERAN PRIMER

Refrigeran adalah fluida kerja yang bersirkulasi dalam siklus refrigerasi. Refrigeran merupakan komponen terpenting siklus refrigerasi karena refrigeran yang menimbulkan efek pendinginan dan pemanasan pada mesin refrigerasi. ASHRAE (2005) mendefinisikan refrigeran sebagai fluida kerja di dalam mesin refrigerasi, pengkondisian udara, dan sistem pompa kalor. Refrigeran menyerap panas dari satu lokasi dan membuangnya ke lokasi yang lain, biasanya melalui mekanisme evaporasi dan kondensasi. Selama terjadinya proses refrigerasi, *refrigerant* mengalami perubahan fase, yaitu dari fase cair ke uap (proses penguapan) dan dari fase uap kembali lagi ke fase cair (proses pengembunan).

Sebuah *refrigerant* harus dapat melakukan proses ini secara berulang-ulang tanpa mengalami perubahan pada karakteristiknya. Saat ini yang sering dijadikan pertimbangan dalam memilih *refrigerant* untuk suatu sistem refrigerasi, amat dipengaruhi oleh permasalahan lingkungan seperti berlubangnya lapisan ozon dan pemanasan global. Pada umumnya *refrigerant* yang sering digunakan dipasaran adalah jenis R11, R12, R22, R502, R134A, R404A dan ammonia (R717). Diantara *refrigerant-refrigerant* tersebut, yang termasuk kedalam *refrigerant* ramah lingkungan hanya ammonia. Namun demikian ammonia

kurang cocok untuk digunakan pada refrigerasi komersial, hal ini karena sifat ammonia yang beracun dan mudah terbakar.

Karakteristik ideal sebuah *refrigerant* adalah sebagai berikut:

- a) Memiliki kalor jenis yang tinggi
- b) Saat di *suction* memiliki densitas yang tinggi
- c) Tidak korosif, tidak beracun dan tidak mudah terbakar
- d) Cocok dengan material dari komponen dan minyak pelumas
- e) Tekanan kerjanya yang masuk akal (tidak terlalu tinggi atau dibawah tekanan atmosfer)
- f) Mudah di deteksi jika mengalami kebocoran.
- g) Ramah lingkungan.

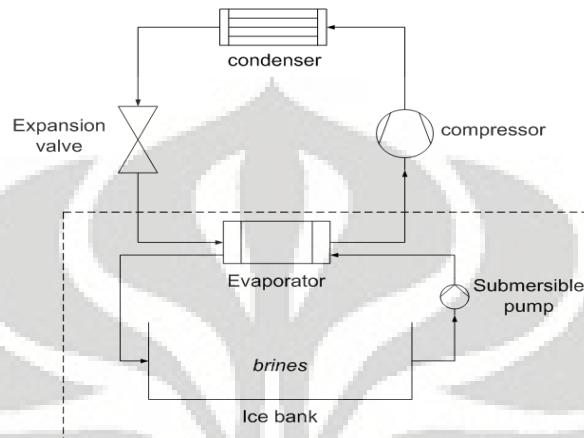
Titik didih refrigeran merupakan indikator yang menyatakan apakah refrigeran dapat menguap pada temperatur rendah yang diinginkan, tetapi pada tekanan yang tidak terlalu rendah. Dari segi termodinamika R12, R22, R500, R502, ammonia dapat dipakai untuk daerah suhu yang luas, dari keperluan pendinginan udara sampai ke refrigerasi.

Pemilihan refrigeran dan suhu pendingin dan beban yang diperlukan menentukan pemilihan *kompresor*, juga perancangan *kondenser*, *evaporator*, dan alat pembantu lainnya. Faktor tambahan seperti kemudahan dalam perawatan, persyaratan fisik ruang dan ketersediaan utilitas untuk peralatan pembantu (air, daya, dll.) juga mempengaruhi pemilihan komponen.

2.7. REFRIGERAN SEKUNDER

Refrigerant sekunder adalah fluida kerja yang berfungsi untuk mengambil kalor dari suatu tempat, dimana kalor tersebut akan diambil lagi oleh *refrigerant* utama. Suhu refrigeran sekunder akan berubah saat refrigeran mengambil panas namun tidak berubah fasa. Salah satu contoh dari *refrigerant* sekunder yang sering digunakan adalah *brines* yang merupakan larutan garam inorganik dalam air. *Brines* akan digunakan saat temperatur kerja pada sistem refrigerasi dibawah 0 °C. Pada umumnya larutan garam yang sering digunakan sebagai *brines* adalah sodium klorida dan kalsium klorida. Dimana fluida refrigeran sekunder

disirkulasikan dan temperatur kerja dibawah 0°C , maka digunakan fluida campuran yang tidak dapat membeku. Fluida ini disebut brine. Brine adalah larutan garam dalam air. Terdapat dua jenis yang umum digunakan yaitu *sodium chloride* dan *calcium chloride*.

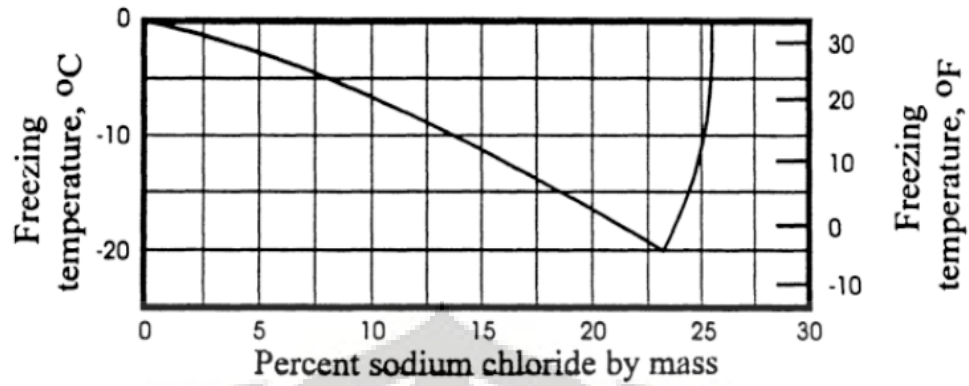


Gambar 2.16 Skema sistem refrigerasi dengan brines sebagai refrigerant sekunder

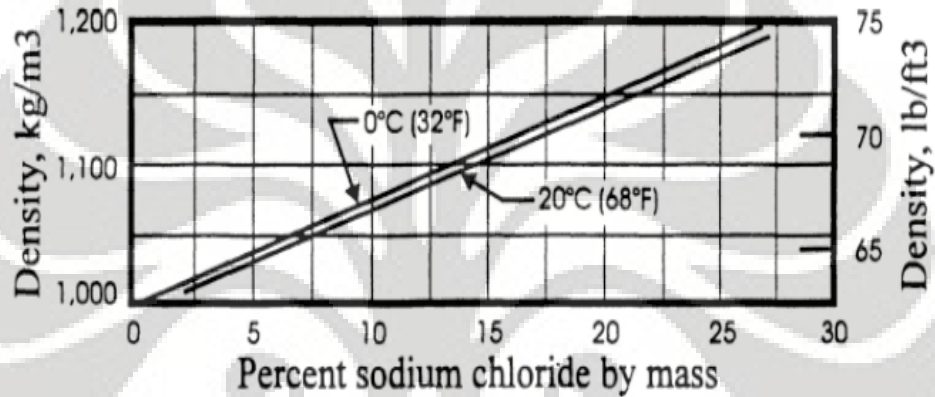
Sodium chloride (NaCl) dapat digunakan untuk industri yang kontak langsung dengan makanan. Sedangkan *calcium chloride* memiliki rasa yang tidak menyenangkan dan tidak diizinkan untuk berkontaminasi dengan makanan.

Tabel 2.1 karakteristik beberapa refrigerant sekunder

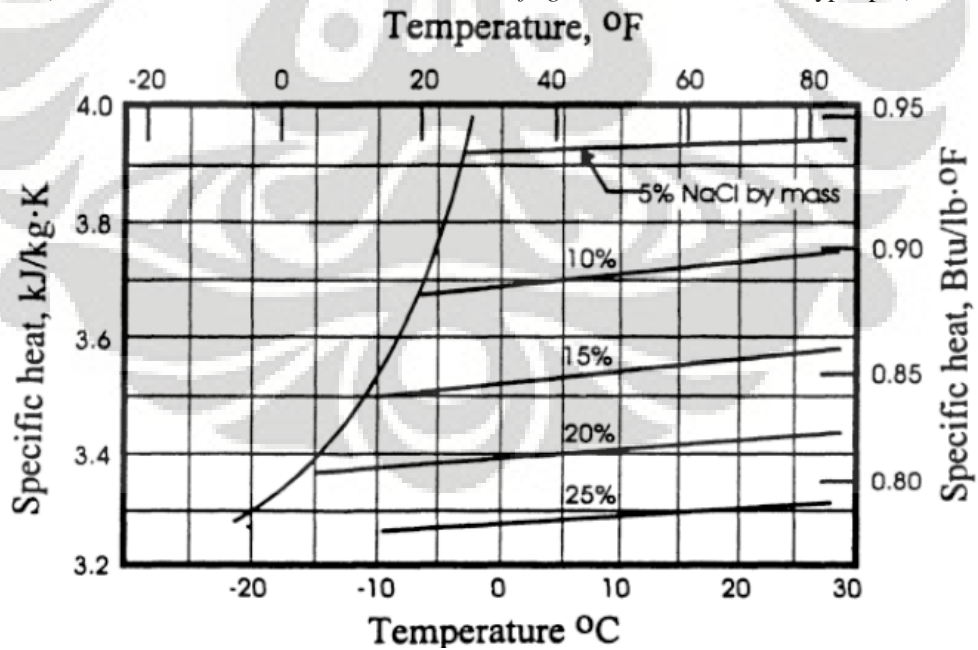
Solute	Minimum freezing temperature, $^{\circ}\text{C}$ ($^{\circ}\text{F}$)	Concentration of solute, percent by mass
Acetone	-94.6 (-138)	100
Calcium chloride (CaCl_2)	-55 (-67)	30
d-limonene	-97 (-142)	100
Ethyl alcohol	-112 (-170)	100
Ethylene glycol	-48.3 (-55)	60
Methyl alcohol	-97.8 (-144)	100
Polydimethylsiloxane ³	-111 (-168)	100
Propylene glycol	-51.1 (-60)	60
Sodium chloride (NaCl)	-20 (-4)	23



Gambar 2.17 titik beku dari brine NaCl
 (sumber : Stoecker F. Wilbert, *industrial refrigeration handbook*, filetype: pdf)



Gambar 2.18 massa jenis (density) dari brine NaCl
 (sumber : Stoecker F. Wilbert, *industrial refrigeration handbook*, filetype: pdf)



Gambar 2.19 specific heat dari brine NaCl
 (sumber : Stoecker F. Wilbert, *industrial refrigeration handbook*, filetype: pdf)

BAB III

SISTEM REFRIGERASI MINI ICE PLANT

III.1 MINI ICE PLANT

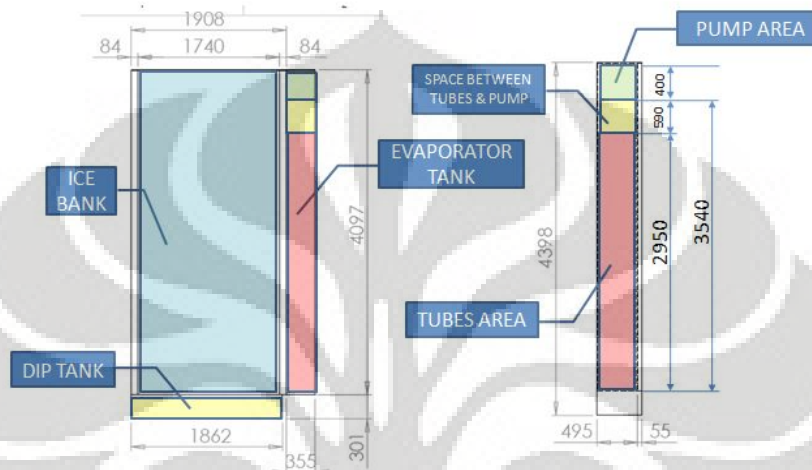
Mini ice plant merupakan sebuah pabrik pembuatan es balok mini (berukuran kecil) yang bersifat *portable* atau mudah dibawa kemana saja khususnya ke daerah-daerah terpencil. Mini ice plant ini dibangun di sebuah kontainer yang dilengkapi dengan sistem refrigerasi sehingga mampu menghasilkan es balok untuk kebutuhan nelayan didaerah-daerah terpencil. Mini ice plant ini dibangun disebuah kontainer karena kontainer merupakan suatu alat penyimpanan yang selain bisa dibawa kemana saja dengan sebuah truk (*trailer*) juga memiliki ukuran yang cukup besar dan kokoh. Sehingga cukup kuat untuk menahan benda-benda yang dibawanya, dan kuat dalam menahan dari guncangan luar ketika sedang bergerak. Untuk kontainernya kami memilih kontainer dengan ukuran 20 ft. Dengan ukuran bagian luar panjang 6.058 m, lebar 2.438 m, tinggi 2.591 m. Sedangkan ukuran interiornya: panjang 5.898 m, lebar 2.352 m, tinggi 2.385 m.



Gambar 3.1 kontainer untuk mini ice plant tampak dari luar

Didalam kontainer, terdapat *ice bank* (bak untuk *brine*) yang diisi dengan *ice can* (tempat untuk es) untuk memproduksi es balok. Untuk mengeluarkan es yang terbentuk didalam *ice can*, digunakan *dip tank* didekat pintu container yang akan diisi dengan air hangat. Selain itu ditempatkan pula evaporator didalam *ice*

bank untuk membekukan air didalam *ice can*. Untuk mensirkulasikan aliran *brine* (air garam) agar temperatur *ice can* pada *ice bank* merata, maka diletakkan pula pompa sirkulasi. Sedangkan untuk kompresor dan kondensernya diletakkan dibagian atas kontainer. Untuk mengisolasi dinding bagian dalam kontainer agar mengurangi *losses*, digunakan lapisan *polyurethane*.



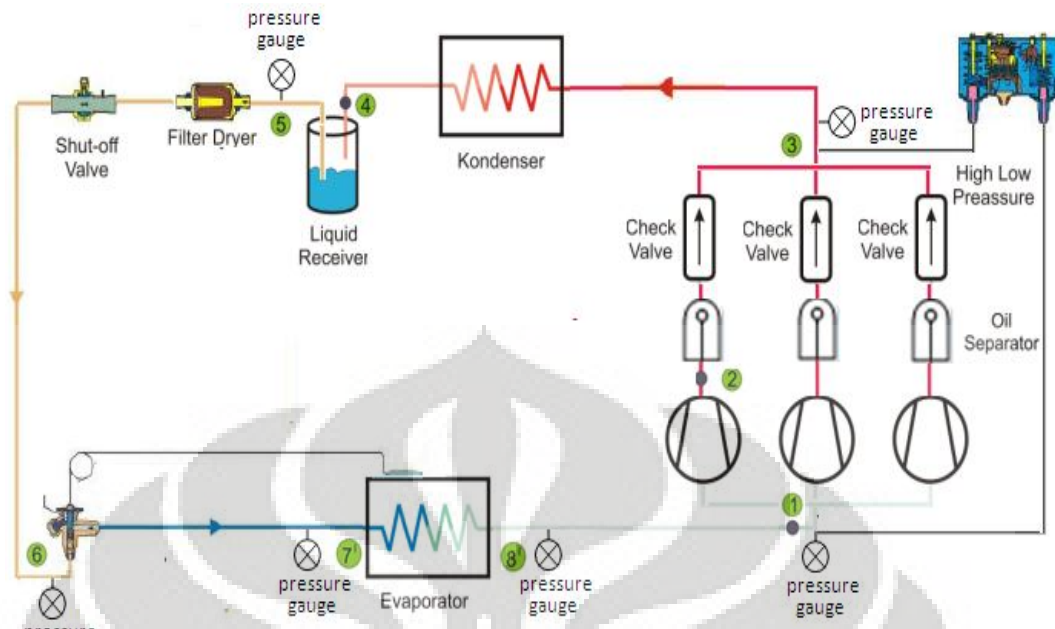
Gambar 3.2 dimensi *ice bank*



Gambar 3.3 kontainer untuk mini ice plant bagian dalam

III.2 SISTEM REFRIGERASI PADA MINI ICE PLANT

Sistem refrigerasi mini ice plant yang telah dibuat yaitu sistem refrigerasi dengan menggunakan 3 kompresor dengan kapasitas berbeda yang disusun secara paralel serta masing masing satu buah evaporator dan kondenser. Sistem refrigerasi tersebut dapat digambarkan sebagai berikut:



Gambar 3.4 sistem refrigerasi mini ice plant

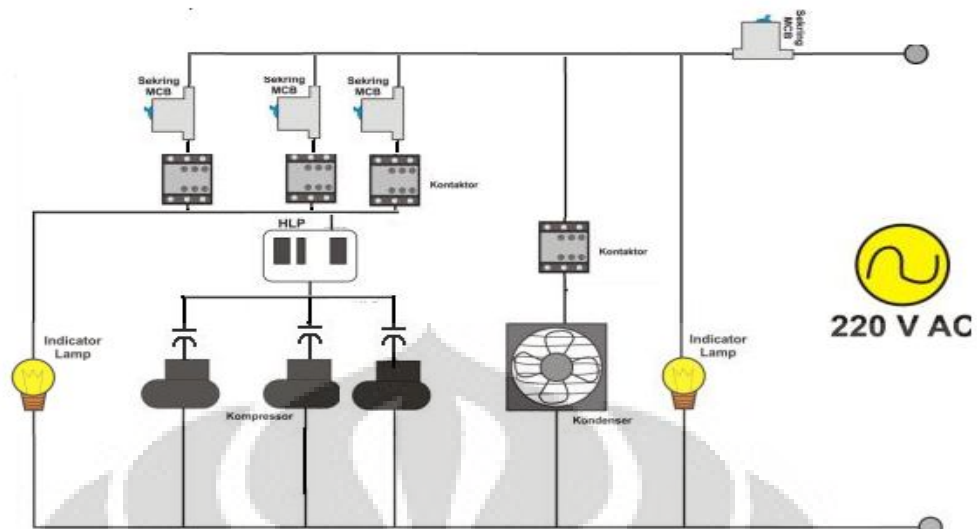
Proses yang terjadi di setiap titik adalah:

- Titik 1 : Uap refrigeran dari evaporator yang melalui *suction line* mengalami pressure drop dan siap untuk masuk ke kompresor. Pada titik ini, refrigeran berada dalam fasa *vapor*.
- Titik 2 : Uap telah dikompres oleh kompresor, memiliki tekanan yang tinggi dengan temperatur dan enthalpy yang tinggi. Pada titik ini, refrigeran berada dalam fasa *super heated vapor*.
- Titik 3: Uap refrigerant yang telah melalui kompresor, bertekanan tinggi dengan temperatur dan enthalpy tinggi dialirkan melalui discharge line. Melewati *high low pressure* guna mengatur tekanan *discharge* kompresor agar tidak terlalu besar. Tekanan menurun (terjadi pressure drop) kemudian uap tersebut dialirkan melalui oil separator untuk memisahkan uap air dan oli yang terbawa dari kompresor sebelum masuk ke kondenser. Selain itu refrigerant juga melewati check valve untuk mengatur aliran refrigerant agar tetap mengalir dalam satu arah. Alat ini dipergunakan untuk mencegah aliran balik yang mungkin terjadi pada refrigerant agar tidak masuk ke kompresor.
- Titik 4 :Refrigeran dialirkan melalui kondenser. Sebagaimana diketahui bahwa kondenser merupakan alat yang digunakan untuk

mendinginkan uap refrigeran agar dapat mengembun menjadi cairan. Pada proses ini terjadi pembuangan kalor dari refrigeran sehingga temperatur dan enthalpy refrigeran turun dan fasanya berubah menjadi liquid dan masuk ke *liquid receiver* yang berguna untuk memisahkan refrigeran yang berada pada fasa uap dan yang masih berupa liquid dimana refrigerant yang dipergunakan ialah refrigerant yang berfase liquid untuk menyerap kalor saat di evaporator.

- Titik 5 : Pada *liquid receiver*, refrigeran telah berada pada fasa liquidnya dan dialirkan melalui filter dryer untuk menghilangkan kotoran yang terlarut dalam aliran refrigeran cair serta menghilangkan sisa uap lembab yang mungkin terjadi disamping juga untuk menetralkan asam yang terbentuk dari interaksi uap lembab dan oli. Refrigeran juga melewati shut-off valve yang berfungsi untuk mengganti filter drier apabila diperlukan.
- Titik 6 :Setelah melalui komponen-komponen tersebut, refrigeran siap dialirkan menuju katup ekspansi untuk diturunkan lagi tekanannya dengan thermostatic expansion valve (TXV).
- Titik 7 : Pada titik ini aliran refrigerant menuju evaporator. Refrigeran yang telah melalui katup ekspansi mengalami penurunan tekanan, berubah fasanya menjadi campuran liquid dan vapor, seiring dengan penurunan temperatur, kemudian refrigeran siap dialirkan menuju evaporator untuk diubah fasanya menjadi vapor.
- Titik 8 : Refrigeran yang telah melalui evaporator mengalami perubahan fasa menjadi vapor karena mendapat kalor dari lingkungan dan membuat enthalpy dari refrigeran juga meningkat. Kemudian uap refrigeran dialirkan ke *suction line*.

Sistem kelistrikan yang dibuat pada *mini ice plant*, dapat dijabarkan sebagai berikut:



Gambar 3.5 Sistem kelistrikan mini ice plant

Dimana sumber listrik dari sumber power yang dihubungkan pada MCB power kemudian dihubungkan ke MCB fan kondenser. Kemudian dari MCB fan kondenser dihubungkan ke kontaktor fan kondenser dan ke MCB untuk ketiga kompresor. MCB untuk ketiga kompresor seterusnya dialirkan ke kontaktor untuk diteruskan ke HLP (high low pressure) control. High low pressure control ini berguna untuk mematikan kerja kompresor saat perbedaan tekanan antara suction dan discharge melampaui batas yang telah ditentukan.

Sistem kelistrikan tersebut dimasukkan ke dalam satu panel box tersendiri yang diletakkan didalam container, yaitu sebagai berikut:



Gambar 3.6 Panel box pada sistem kelistrikan

III.3 REFRIGERANT PRIMER & SEKUNDER

Refrigeran merupakan komponen terpenting siklus refrigerasi karena refrigerantlah yang menyerap panas dari satu lokasi dan membuangnya ke lokasi yang lain melalui mekanisme evaporasi dan kondensasi. Beberapa jenis refrigerant yang sering dipakai untuk sistem refrigerasi diantaranya yaitu :

Tabel 3.1 Tabel jenis refrigeran

Refrigerant	ODP	HGWP	Temperatur Didih	Efek Refrigerasi (Kj/kg)	COP	Safety	Harga (\$/kg)
R22	0,05	0,40	-40,81	162,67	4,66	A1	7,5
R134a	0,0	0,26	-26,074	148,03	4,6	A1	8,75
R404A	0,0	0,94	-46,222	114,15	4,21	A1	20,12
R407C	0,0	0,7	-43,627	163,27	4,5	A1	27,56
R507A	0,0	0,98	-46,741	110,14	4,18	A1	26,11
R717	0,0	0,0	-33,327	1103,14	4,76	B2	1,7

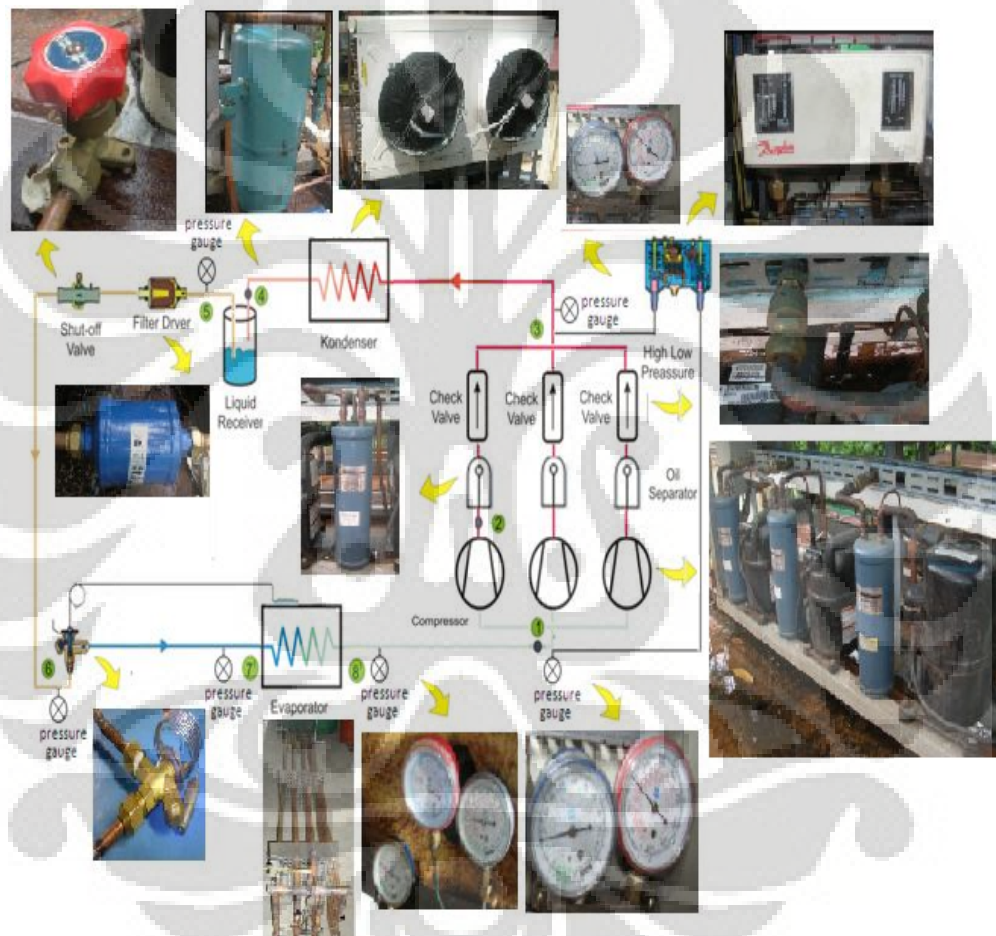
Refrigerant yang dipilih untuk digunakan dalam sistem ini adalah R22, karena selain memiliki efek refrigerasi yang cukup besar, R22 juga telah banyak digunakan dan hampir semua produsen kompresor memproduksi untuk R22. Meskipun indeks ODP (Ozon Depletion Potential) R22 masih lebih dari nol dan pada 2012 sudah mulai dilarang penggunaannya, tetapi harganya lebih murah dari refrigeran lainnya yang memiliki efek refrigerasi yang cukup tinggi. Sehingga biaya produksi dapat lebih ditekan. Refrigeran yang dipakai dalam sistem ini adalah refrigerant R22 Dupont sebanyak 17 kg.

Untuk refrigerant sekunder, digunakan larutan garam dan air (brine). Hal ini dikarenakan garam harganya murah dan mudah didapat serta dikenal oleh masyarakat secara umum. Selain itu garam juga tidak beracun dan tidak merusak lingkungan. Refrigerant sekunder harus memiliki titik beku yang lebih rendah daripada temperatur evaporator. Oleh karena itu, berdasarkan teori, kami menggunakan larutan garam atau *Sodium chloride* (NaCl) dengan fraksi massa 20

% (titik beku $\pm -17^{\circ}\text{C}$). Untuk mendapatkan fraksi massa 20 % kami mencampur air dengan volume $2,2 \text{ m}^3$ didalam *ice bank* dengan garam sebanyak 500 kg.

III.4 KOMPONEN SISTEM REFRIGERASI MINI ICE PLANT

Berikut ini adalah komponen-komponen yang digunakan pada sistem refrigerasi mini ice plant :



gambar 3.7 komponen-komponen mini ice plant

III.4.1 Kompresor

Sistem refrigerasi pada mini ice plant ini menggunakan 3 kompresor bermerek Tecumseh (katalog telah dilampirkan) untuk R22, yaitu 2 kompresor dengan daya 1,5 pk dengan tipe AJB5515EXC, dan 1 kompresor dengan daya 2,5 pk dengan tipe AWA5522EGE. Ketiga kompresor tersebut adalah jenis

kompresor torak (reciprocating) dengan tipe hermetic. Ketiga kompresor tersebut disusun secara paralel, yang berarti sistem dari kompresor saling berhubungan dan bekerja secara bersama-sama. Dengan kompresor yang disusun secara paralel, maka dapat mengurangi biaya operasi melalui pengontrolan yang besar terhadap kapasitas dan konsumsi daya. Dimana kompresor berhenti dan bekerja menurut kondisi beban yang dibutuhkan, dengan menyesuaikan daya yang dikonsumsi dengan kapasitas yang dibutuhkan.



Gambar 3.8 kompresor yang dipasang secara paralel



Gambar 3.9 kompresor 2,5 pk



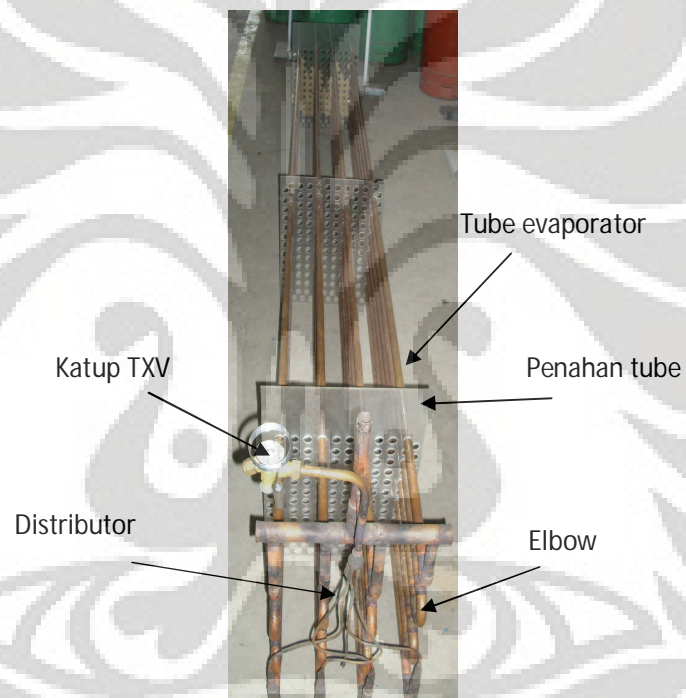
Gambar 3.10 kompresor 1.5 pk

III.4.2 Evaporator

Evaporator yang digunakan adalah jenis bare-tube, dengan sistem *direct expansion* yang terbuat dari pipa tembaga. Evaporator yang digunakan di sistem ini adalah produk hasil rancangan.

Tabel 3.2 data tube evaporator

Tube		
1	Material pipa evaporator	Tembaga
2	Konduktivitas termal tube (k_c)	394 W/m.K
3	Densitas tembaga	8960 kg/m ³
4	Diameter nominal	¾ inch
5	Diameter luar	0,875 inch = 0,0222 [m]
6	Diameter dalam	0,745 inch = 0,0189 [m]
7	Ketebalan (type K)	0,065 inch



Gambar 3.11 Evaporator

Tabel 3.3 data evaporator

NO	Parameter	jumlah
1	Ukuran ruang evaporator	3540 x 30 x 45 mm
2.	Jumlah pipa	24
3.	Jumlah pass	12
4.	Jumlah baris	4



Gambar 3.12 posisi evaporator didalam *ice bank*

III.4.3 Kondenser

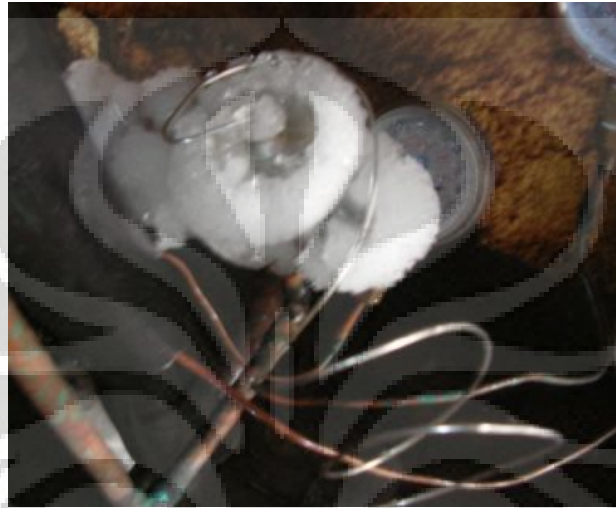
Performa pengambilan kalor oleh refrigerant di evaporator tergantung pada kinerja dari kondenser yang digunakan untuk membuang kalor ke lingkungan. Untuk itu, kondenser yang digunakan harus mampu mendinginkan refrigerant sehingga refrigerant berubah fasa menjadi *liquid* dan bahkan harus mampu mendinginkan refrigerant hingga mencapai temperatur subcool-nya sesuai dengan yang diinginkan. Jadi, kondenser harus mampu membuang kalor yang diserap refrigerant di evaporator dan kalor yang dihasilkan oleh kompresor. Jenis kondenser yang digunakan adalah *air-cooled* kondenser dengan pertimbangan kemudahan instalasi. Untuk sistem ini digunakan kondenser dari Guntner dengan unit tipe G 100-500-N.



gambar 3.13 kondenser mini ice plant

III.4.4 Expansion Valve

Untuk katup ekspansi digunakan TXV (thermal expansion valve) buatan Danfoss dimana besar kecilnya bukaan katup tergantung dari respon temperature dari sensor berupa *Bulb* yang ditempelkan pada aliran refrigerant keluar dari evaporator.



Gambar 3.14 TXV pada *mini ice plant*

III.4.5 Aksesoris Sistem Refrigerasi

1. *Liquid Receiver*

Liquid receiver Berfungsi untuk menampung refrigerant cair dari kondensor, pada tabung ini refrigeran cair akan berada dibawah bagian tabung dan gas pada bagian atas. Alat ini berfungsi untuk benar-benar memastikan bahwa yang akan masuk kedalam katub ekspansi adalah telah berbentuk liquid. liquid receiver yang digunakan buatan *P&M*.



gambar 3.15 *Liquid receiver*

2. Filter Dryer

Berguna untuk menyaring uap air, kotoran atau debu yang ada di dalam sistem pendinginan. Biasanya masuk ke dalam sistem akibat proses instalasi awal dimana masih terdapat kotoran di dalam pipa sehingga tertinggal di dalam sistem. *Filter dryer* yang digunakan dalam sistem ini adalah merek *alco controls EK-164*, inlet outlet $\frac{1}{2}$ inc sae, sambungan dengan flare.



gambar 3.16 *Filter dryer*

3. Oil separator

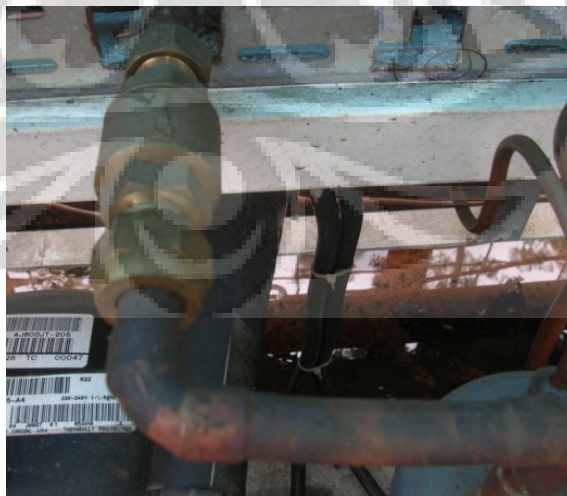
Oil separator adalah alat yang digunakan untuk memisahkan oli dari refrigeran. Campuran oli dengan refrigeran akan masuk ke inlet oil separator dan melalui serangkaian baffle yang menyebabkan partikel oli terkumpul dan jatuh ke bagian bawah oil separator. Oli tersebut akan kembali ke crankcase karena tekanan pada oil separator yang lebih tinggi dibanding crankcase, tetapi jika tekanan oli lebih rendah maka ada katup khusus yang akan menutup untuk mencegah refrigerant masuk ke crankcase. Oli berguna untuk melumasi bagian-bagian bergerak dari kompresor, tetapi kandungan oli dalam refrigeran akan mengurangi kinerja refrigeran dalam memindahkan kalor. Sebagai solusinya dipasang *oil separator setelah kompresor*, dimana *oil separator* ini memisahkan oli dari refrigeran sehingga refrigeran yang masuk ke kondensor sudah tidak tercampur dari kandungan oli. Oli yang sudah dipisahkan kemudian dimasukkan lagi ke dalam *suction line* untuk kemudian dimasukkan lagi ke dalam kompresor. *Oil separator* yang digunakan buatan *AIRMENDER*.



Gambar 3.17 *oil separator*

4. Check valve

Check valve berfungsi untuk mengatur aliran refrigerant agar tetap mengalir dalam satu arah. Alat ini dipergunakan untuk mencegah aliran balik yang mungkin terjadi pada uap refrigerant. Check valve yang digunakan buatan Buatan *castel*.



Gambar 3.18 *Check valve*

5. HLP (High low preassure)

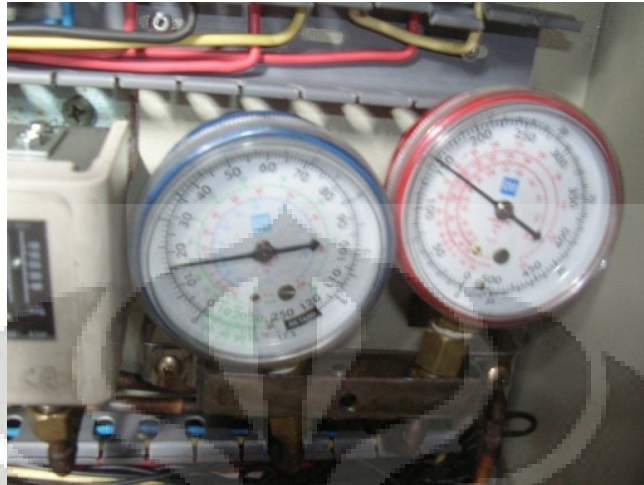
Merupakan suatu alat untuk mengontrol tekanan *discharge* dari kompresor agar tidak terlampau besar. Alat ini berguna sebagai sistem pengaman agar tidak terjadi *breakdown* pada sistem akibat overload dari kompresor. Selain itu juga untuk mengontrol tekanan *suction* agar tidak terlalu rendah. Apabila terlalu rendah maka secara otomatis alat ini akan mematikan jalannya kompresor.



Gambar 3.19 HLP kontrol

6. Pressure gauge

Merupakan penunjuk nilai tekanan pada bagian *suction* (kiri) dan bagian *discharge* (kanan). Dalam sistem refrigerasi mini ice plant ini terdapat 6 buah pressure gauge. Masing-masing 3 pressure gauge untuk high pressure (merah), dan 3 buah pressure gauge untuk low pressure (biru). Tempat peletakannya adalah di suction & discharge kompresor, output kondenser, input TXV, output TXV, dan output evaporator. Tujuan diletakannya *pressure gauge* di 6 tempat tersebut adalah untuk mengetahui kerja atau siklus sistem refrigerasi sehingga dapat diplot ke p-h diagram.



Gambar 3.20 *Pressure Gauge suction & discharge*



Gambar 3.21 *Pressure Gauge inletTXV, outlet TXV, dan outlet evaporator*



Gambar 3.22 *Pressure Gauge outlet kondenser*

7. Shut-off valve

Berfungsi untuk mengatur besar kecil atau pun menutup aliran refrigerant yang mengalir secara manual. *Shut-off valve* adalah aksesoris yang digunakan sebagai keran buka tutup aliran refrijeran dan mem-*by pass* aliran apabila ingin dilakukan maintenance tanpa mematikan kerja sistem pendinginan, seperti mengganti adsorbent *filter drier*. *Shut-off valve* biasanya berada di antara *filter drier* dengan *sight glass*, *sight glass* dengan *expansion valve* di *liquid line* atau *receiver* dengan *filter drier*. Untuk sistem *mini ice plant*, shut off valve diletakkan setelah *filter dryer*.



Gambar 3.23 Shut-off Valve

III.5 PENGUJIAN KEBOCORAN

Setelah semua sistem pemipaan serta komponennya terpasang, maka terlebih dahulu dilakukan tes kebocoran. Bocor pada sistem pemipaan refrigerasi merupakan penyebab gangguan yang dapat menggagalkan kerja sistem dan yang paling banyak dialami oleh unit refrigerasi/Ac. Tanpa menghiraukan bagaimana dan penyebab terjadinya kebocoran pada sistem, yang sudah pasti, adalah bahaya yang dapat timbul yang disebabkan oleh bocornya unit refrigerasi/ac, yaitu :

- 1) Hilangnya sebagian atau bahkan mungkin seluruh isi refrigeran charge.
- 2) Memungkinkan udara dan uap air masuk ke dalam sistem pemipaan refrigerasi.

Udara dan uap air merupakan gas kontaminan yang sangat serius dan merupakan barang haram yang sangat berbahaya Sebab disamping dapat mencemari kemurnian oli refrigeran juga berkontribusi terhadap timbulnya lumpur dan korosi. Dilain pihak uap air yang ada di dalam sistem dapat menjadi beku atau freeze up pada saat mencapai katub ekspansi. Oleh karena adanya kebocoran harus dapat dideteksi secara dini. Metoda yang digunakan untuk pengujian kebocoran dalam sistem pemipaan mini ice plant ini adalah dengan Buble test method.

Bubble test method adalah pelacakan lokasi kebocoran dengan menggunakan busa sabun. Tube-tube dan pipa yang mempunyai daerah kritis seperti las belokan, harus diperhatikan sekali, karena daerah ini mudah terjadi

kebocoran. Apabila terjadi kebocoran, indikasinya adalah air sabun akan menggelembung.

III.6 VACUUM SISTEM

Setelah dipastikan tidak ada kebocoran pada sistem, maka langkah selanjutnya adalah melakukan evakuasi sistem menggunakan pompa vakum. Langkah ini dimaksudkan untuk memastikan sistem tidak mengandung uap air. Adapun prosedurnya adalah sebagai berikut:

- Unit dalam keadaan OFF
- Hubungkan selang pompa vakum pada katup *suction kompresor*.
- Start pompa vakum hingga selama kurang lebih 30 menit.
- Tutup katup *suction kompresor* dan lepaskan selang pompa vakum.
- Stop pompa vakum.



Gambar 3.24 pompa vakum

III.7 CHARGING SISTEM

Setelah proses evakuasi sistem dengan menggunakan pompa vakum selesai dan sudah dipastikan tidak ada kebocoran didalam sistem, maka dilanjutkan dengan pengisian refrigeran ke dalam sistem sesuai dengan kebutuhan. Adapun prosedurnya adalah sebagai berikut:

- Unit dalam keadaan OFF
- Hubungkan selang refrigeran atau manifold pada suction kompresor.
- Buka katup tabung refrigeran.
- Purge/flash refrigeran beberapa saat pada katup kompresor.

- Kencangkan selang refrigeran pada suction kompresor.
- Start Unit
- Charge R22 kedalam sistem melalui suction kompresor sesuai dengan komposisinya (perhatikan timbangan digital). Selama proses charging, kompresor dalam keadaan menyala.
- Refrigeran R22 yang digunakan adalah merek Dupon sebanyak 17 kg.



Gambar 3.25 timbangan digital



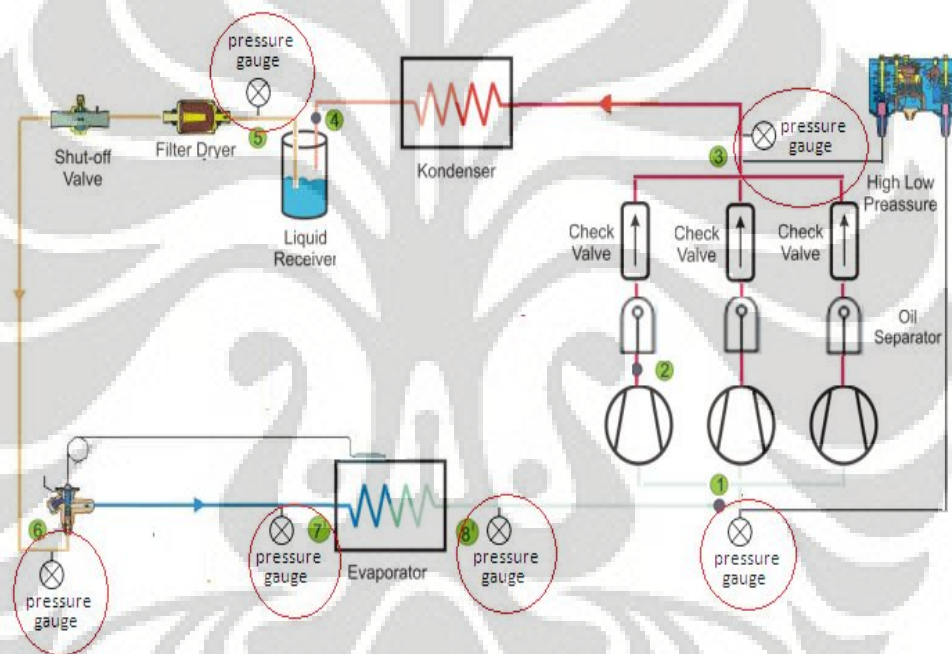
gambar 3.26 refrigeran R22 Dupont

III.8 METODE PENGAMBILAN DATA TEKANAN & TEMPERATUR

Setelah semua proses persiapan dilewati (instalasi, tes kebocoran, evakuasi sistem, dan charging sistem), maka pengambilan data bisa dilakukan. Pertama-tama sistem dinyalakan sampai stabil. Dalam hal ini pengambilan data pertama kali dilakukan setelah sistem menyala selama kurang lebih 30 menit. Kemudian

pengambilan data berikutnya dilakukan setiap satu hari sekali. Pengambilan data tekanan dilakukan dengan menggunakan *pressure gauge* yang dipasang pada beberapa titik di sistem refrigerasi mini ice plant, yaitu :

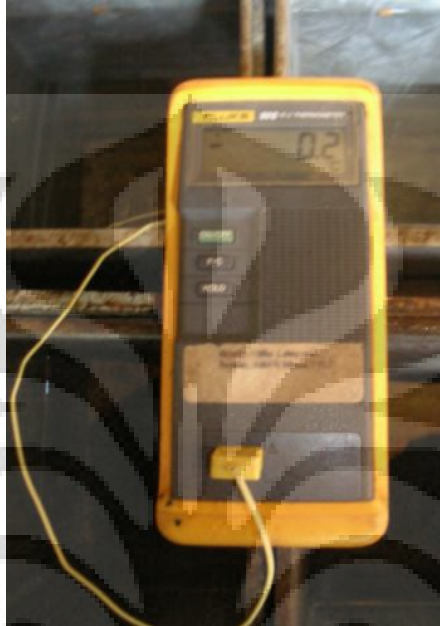
1. *Suction* kompresor
2. *Discharge* kompresor
3. outlet kondenser
4. inlet TXV
5. inletevaporator
6. outletevaporator



Gambar 3.27 skema peletakan *pressure gauge*

Pengambilan data di tiap titik diatas bertujuan agar siklus refrigerasi pada mini ice plant dapat digambarkan pada diagram p-h. Oleh karena itu, selain data tekanan kita juga membutuhkan data enthalpy yang dalam hal ini dapat dicari dengan menggunakan hubungan antara tekanan dan temperatur refrigerant R22. Jadi, selain data tekanan kami juga mengukur data temperatur di tiap titik *pressure gauge* dengan menggunakan thermometer digital. Pengukuran temperatur dilakukan dengan menempelkan sensor temperatur pada pipa tembaga disekitar *pressure gauge* dipasang. kemudian pipa tembaga diisolasi dengan *superlon* agar temperatur yang terbaca akurat dan tidak terpengaruh dengan kondisi lingkungan.

Temperatur yang terbaca oleh thermometer dianggap sama dengan temperatur refrigerant yang ada didalamnya. Berikut ini thermometer digital yang digunakan untuk mengambil data temperatur



Gambar 3.28 Thermometer digital

III.9 METODE PENGAMBILAN DATA KUAT ARUS KOMPRESOR

Untuk mengetahui berapa ampere kuat arus pada tiap kompresor yang memiliki kapasitas 2,5 pk, dan 1,5 pk, kami menggunakan tang ampere. Data kuat arus pada tiap kompresor digunakan untuk menghitung daya kompresor. Dengan mengetahui daya kompresor dan perbedaan entalphy pada kerja kompresor maka akan didapat mass flow dalam sistem refrigerasi mini ice plant. Pengambilan data kuat arus dilakukan saat sistem menyala. Setiap hari diambil data kuat arus dengan tang ampere selama beberapa kali, selama 5 hari berturut turut. Berikut ini tang ampere yang digunakan untuk mengukur kuat arus kompresor pada sistem refrigerasi mini ice plant :



Gambar 3.29 tang ampere



BAB IV

ANALISA SISTEM REFRIGERASI

MINI ICE PLANT

IV.1 DATA TEKANAN DAN TEMPERATUR

Setelah semua proses instalasi telah selesai dan sistem refrigerasi pada *mini ice plant* dapat berjalan dan berfungsi dengan baik, didapat data tekanan dan temperatur dengan 2 kondisi berbeda. Kondisi pertama adalah ketika sistem menggunakan ketiga kompresor secara bersamaan (kapasitas total kompresor 5,5 pk). Sedangkan kondisi kedua adalah ketika sistem hanya menggunakan 2 kompresor yang memiliki kapasitas kompresor 1,5 pk dan 2,5 pk (kapasitas total kompresor 4 pk). Pengambilan data dilakukan setiap hari sejak sistem pertama kali *running* sampai hari ke lima. berikut ini data yang didapat :

Tabel 4.1 Data hasil percobaan menggunakan 3 kompresor

Hari	kompresor				kondenser		TXV		evaporator			
	suction		discharge		outlet		inlet		inlet		outlet	
	P (bar)	T (⁰ C)	P (bar)	T (⁰ C)	P (bar)	T (⁰ C)	P (bar)	T (⁰ C)	P (bar)	T (⁰ C)	P (bar)	T (⁰ C)
1	0.75	24.2	11.37	76.5	10.16	23.7	11.72	26.4	0.96	-24.3	0.82	21.2
2	0.68	21.4	11.37	76.3	10.16	23.5	11.72	26.1	0.82	-25.1	0.68	20.3
3	0.55	20.2	10.68	74.1	9.97	20.8	11.03	23.4	0.82	-24.9	0.68	20.2
4	0.82	25.8	11.72	77.4	10.34	24.1	11.72	26.3	1.03	-23.5	0.89	19.7
5	0.75	24.2	11.37	76.6	9.99	21.11	11.37	24.2	1.03	-23.4	0.89	19.6

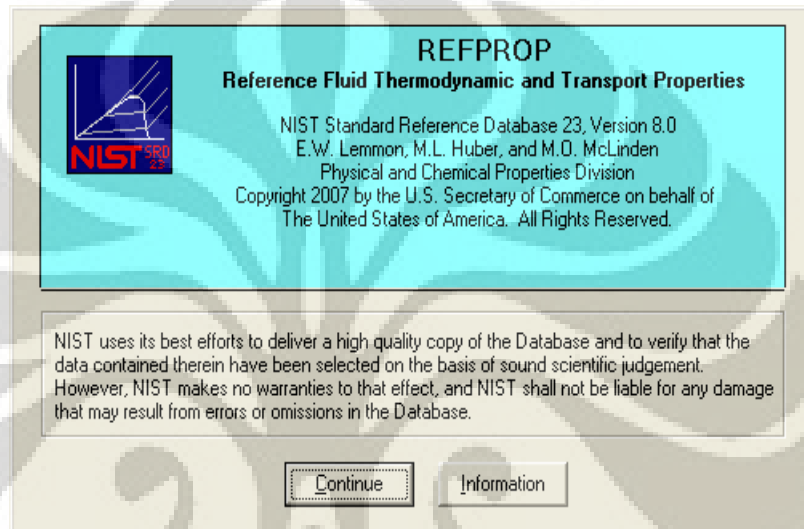
Tabel 4.2 Data hasil percobaan menggunakan 2 kompresor

hari	kompresor				kondenser		TXV		evaporator			
	suction		discharge		outlet		inlet		inlet		outlet	
	P (bar)	T (⁰ C)	P (bar)	T (⁰ C)	p (bar)	T (⁰ C)	p (bar)	T (⁰ C)	p (bar)	T (⁰ C)	p (bar)	T (⁰ C)
1	1.58	7.9	12.41	76.3	11.03	30.2	12.41	33.1	1.79	-14.8	1.58	7.5
2	1.51	7.5	12.41	77.1	11.37	31.2	12.41	32.3	1.79	-14.7	1.58	7.1
3	1.51	7.4	12.41	78.8	11.72	32.3	12.41	32.6	1.79	-14.5	1.58	9.1
4	1.37	6.8	12.06	79.3	10.68	29.1	12.06	31.7	1.65	-15.8	1.44	9.8
5	1.24	6.3	11.72	79.8	10.51	28.7	12.06	30.4	1.37	-18.9	1.31	6.1

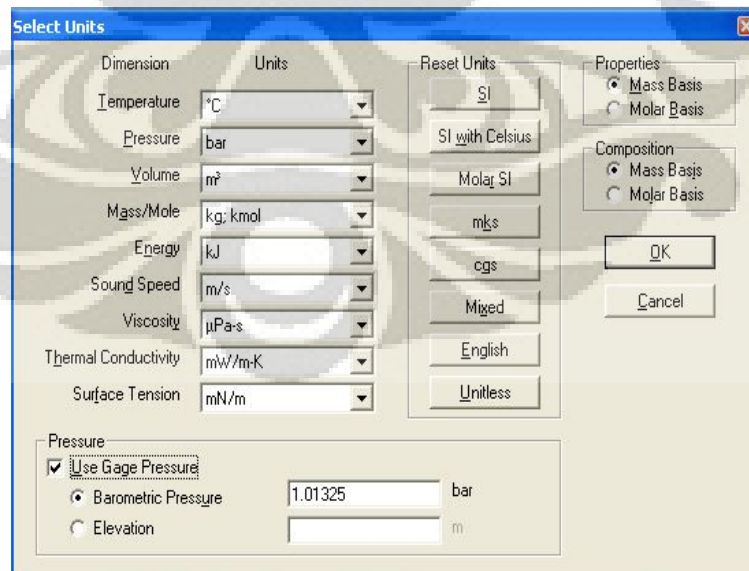
IV.2 KONVERSI DATA KE DIAGRAM P-H

Dengan data tekanan dan temperatur, kita belum bisa mengkonversinya ke diagram p-h. Untuk mendapatkan nilai enthalpy kita perlu menggunakan bantuan software *Refprop*. Dimana dengan memasukkan nilai tekanan dan temperatur refrigeran untuk R22 maka kita akan mendapatkan nilai enthalpy refrigeran pada keadaan tersebut. berikut ini langkah-langkah menggunakan *refprop* :

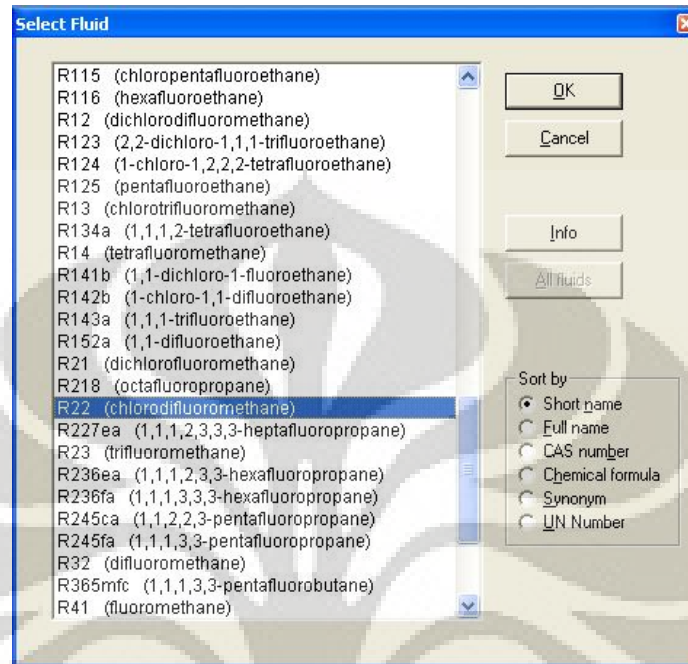
1. Buka software *refprop*



2. Tentukan unit satuan yang akan kita pakai pada menu options. kemudian pada parameter tekanan pilih *use gage pressure*.



3. Tentukan refrigerant yang kita gunakan pada menu substance, karena menggunakan R22, maka yang kita pilih adalah *pure fluid (single compound)*.



4. Kemudian pilih menu *calculate*. Karena kita ingin menentukan nilai enthalpy pada titik tertentu sesuai tekanan dan temperaturnya maka kita pilih *specified state points*. Masukkan nilai tekanan dan temperatur, maka akan didapat nilai enthalpy.

REFPROP (R22) - NIST Reference Fluid Properties - [1: R22: Specified state points [Barometric pressure: 1.0133 bar]]

File Edit Options Substance Calculate Plot Window Help Cautions

	Temperature (°C)	Pressure (bar_g)	Density (kg/m³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
1	24.200	0.75000	6.3313	427.70	1.9246
2	-21.400	0.68000	6.1364	425.93	1.9224
3	20.200	0.55000	5.6787	425.32	1.9278
4	25.800	0.82000	6.5511	428.67	1.9242
5	24.200	0.75000	6.3313	427.70	1.9246
6	7.9000	1.5800	10.073	415.40	1.8463
7	7.5000	1.5100	9.8034	415.26	1.8483
8	7.4000	1.5100	9.8075	415.19	1.8480
9	6.8000	1.3700	9.2605	415.04	1.8527
10	6.3000	1.2400	8.7506	414.94	1.8575
11					

Berikut ini hasil enthalpy refrigerant pada tekanan dan temperatur tertentu dengan menggunakan bantuan software *Refprof* :

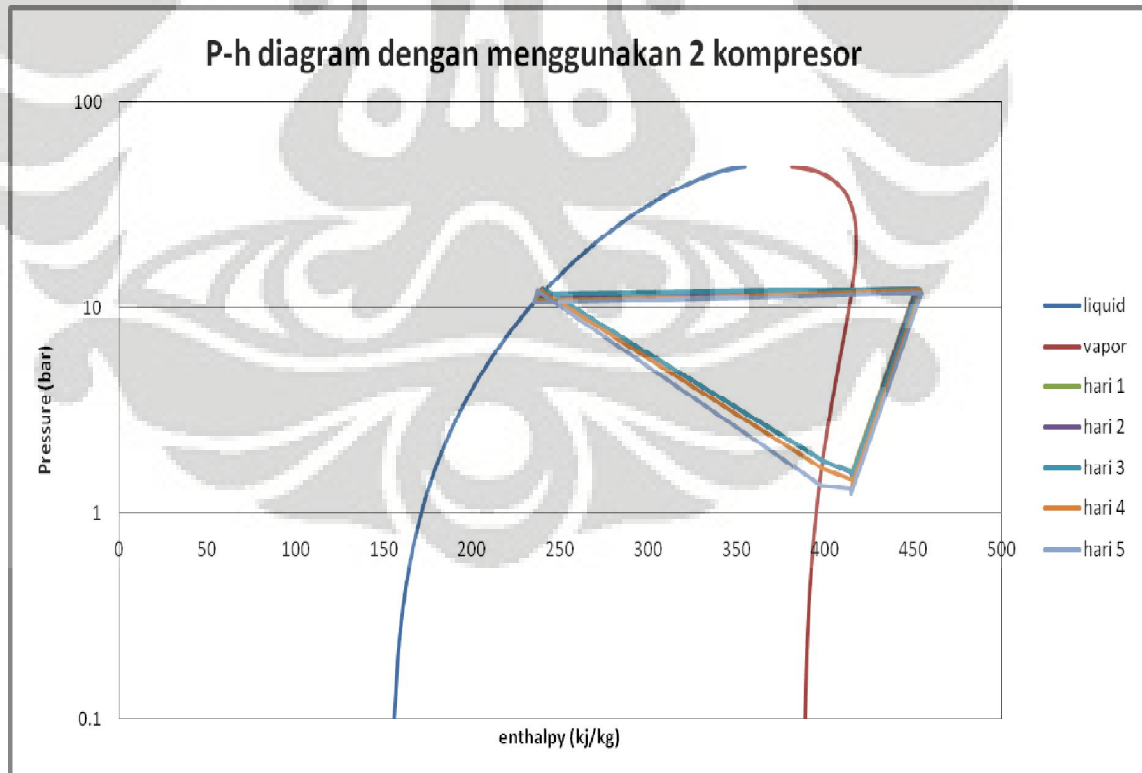
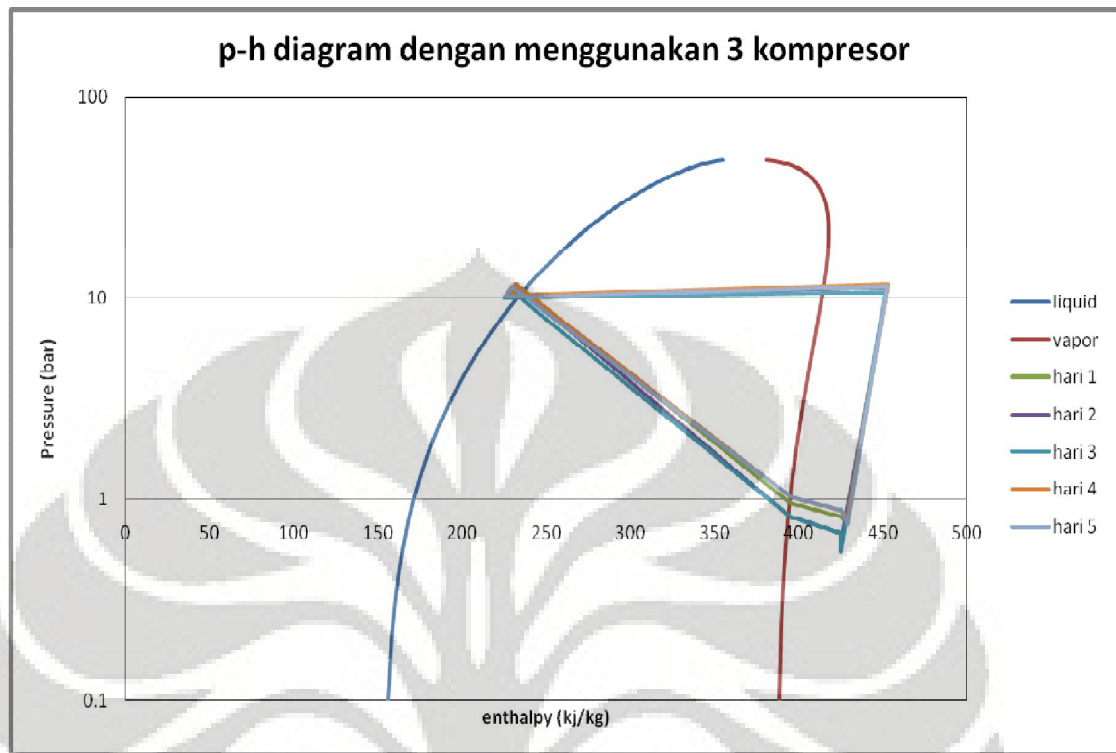
Tabel 4.3 Data tekanan & enthalpy menggunakan 3 kompresor

Hari	kompresor				kondenser		TXV		evaporator			
	suction		discharge		outlet		inlet		inlet		outlet	
	P (bar)	h (kJ/kg)	P (bar)	h (kJ/kg)	P (bar)	h (kJ/kg)	P (bar)	h (kJ/kg)	P (bar)	h (kJ/kg)	P (bar)	h (kJ/kg)
1	0.75	429.17	11.37	452.72	10.16	228.66	11.72	232.05	0.96	395.46	0.82	425.58
2	0.68	425.93	11.37	452.56	10.16	228.41	11.72	231.67	0.82	395.31	0.68	425.19
3	0.55	425.32	10.68	451.59	9.97	225.05	11.03	228.29	0.82	395.44	0.68	425.13
4	0.82	428.67	11.72	453.05	10.34	229.16	11.72	231.92	1.03	395.8	0.89	424.47
5	0.75	429.17	11.37	452.8	9.99	225.43	11.37	229.28	1.03	395.87	0.89	425.95

Tabel 4.4 Data tekanan & enthalpy menggunakan 2 kompresor

hari	kompresor				kondenser		TXV		evaporator			
	suction		discharge		outlet		inlet		inlet		outlet	
	P (bar)	h (kJ/kg)	P (bar)	h (kJ/kg)	P (bar)	h (kJ/kg)	P (bar)	h (kJ/kg)	P (bar)	h (kJ/kg)	P (bar)	h (kJ/kg)
1	1.58	415.4	12.41	451.32	11.03	236.88	12.41	240.6	1.79	399.68	1.58	415.13
2	1.51	415.26	12.41	451.98	11.37	238.16	12.41	239.57	1.79	399.75	1.58	414.86
3	1.51	415.19	12.41	453.38	11.72	239.57	12.41	239.95	1.79	399.89	1.58	416.21
4	1.37	415.04	12.06	454.2	10.68	235.48	12.06	238.8	1.65	399.35	1.44	416.92
5	1.24	414.94	11.72	455.01	10.51	234.97	12.06	237.13	1.37	397.97	1.31	414.68

Data tekanan dan entalphy diatas kemudian akan dikonversi ke diagram p-h dengan menggunakan bantuan software Microsoft excel. sebagaimana kita telah ketahui bersama bahwa h-h diagram merupakan penggambaran dari karakteristik suatu refrigeran, p-h diagram menggambarkan kejadian didalam sistem pendingin, dari kompresor, kondenser, katub ekspansi, dan evaporator. Dari p-h diagram ini bisa diketahui besarnya mass flow, beban pendingin, kapasitas kompresor, kapasitas kondensor, pressure drop pada katub ekspansi. Dari p-h digram ini juga kita dapat mengetahui apakah kompresor yang digunakan dapat menanggulangi beban pendingin yang ada atau tidak. Berikut ini p-h diagram untuk yang menggunakan 3 kompresor dan 2 kompresor :



IV.3 ANALISA DIAGRAM P-H

Dari diagram p-h yang telah dibuat pada dua kondisi yang berbeda, dapat kita lihat bahwa pada titik inlet evaporator atau output TXV terletak didaerah *vapor*, karena dari data tekanan dan temperatur yang diambil dititik tersebut memang menunjukkan hal tersebut. Namun demikian, hal tersebut tidak mungkin terjadi karena seharusnya setelah keluar TXV dan masuk evaporator, refrigerant seharusnya dalam fasa *liquid* untuk kemudian disalurkan ke evaporator untuk menyerap kalor yang mengakibatkan refrigerant berubah fase menjadi uap (menguap). Namun dalam diagram p- h diatas sebelum masuk evaporator refrigerant telah berubah fase menjadi uap.

Telah kita ketahui bersama bahwa pada p-h diagram, daerah pada fasa campuran cair dan uap memiliki tekanan dan temperatur yang sama (hanya memiliki satu nilai temperatur pada tekanan tertentu). Oleh karena itu sangat sulit untuk memperoleh data temperatur refrigerant pada titik tersebut disaat tekanannya sudah diketahui. Hal ini besar kemungkinan disebabkan karena pembacaan temperatur dititik tersebut yang kurang akurat dikarenakan pada saat pengambilan data, isolasi pada pipa kurang rapat sehingga masih ada pengaruh dari lingkungan, apalagi pada titik tersebut temperatur refrigerannya sampai lebih dari -20°C . Sehingga pasti terbentuk bunga es disekitar pipa tersebut. Faktor lainnya adalah asumsi di awal yang menyatakan bahwa temperatur refrigerant mendekati temperatur pada pipa. Perbedaan temperatur refrigerant yang sebenarnya dengan temperatur pipa sekecil apapun pasti sangat berpengaruh, karena sekali lagi, didaerah campuran uap dengan cair hanya memiliki satu nilai temperatur pada tekanan tertentu.

Untuk mengatasi masalah diatas, maka pada TXV, proses penurunan tekanan dianggap ideal, yaitu secara isenthalpy atau enthalpy tetap. Jadi, enthalpy pada output TXV atau input evaporator dianggap sama dengan enthalpy input TXV. Walaupun mungkin secara aktual enthalpynya tidak selalu sama (kecenderungannya naik), karena refrigerant yang keluar dari TXV memiliki kualitas uap (x) yang berbeda-beda. Namun karena untuk menentukan kualitas campurannya juga sulit, maka dianggap prosesnya berlangsung pada enthalpy yang sama. Karena pada input evaporator dianggap memiliki enthalpy yang sama

dengan input TXV, maka data temperatur pada input evaporator tidak dipakai. Yang digunakan adalah data tekanan inlet evaporator dengan enthalpy inlet TXV. Dengan data tekanan dan enthalpy tersebut, maka akan didapat data temperatur refrigerant yang seharusnya pada inlet evaporator. Namun, sangat sulit untuk mendapatkan nilai temperatur yang sama dengan menggunakan thermometer. Berikut ini p-h diagram dengan proses isenthalpy pada inlet evaporator:

Tabel 4.5 Data p-h diagram untuk 3 kompresor secara isenthalpy pada TXV

Hari	kompresor				kondenser		TXV		evaporator					
	suction		discharge		outlet		inlet		inlet			outlet		
	P (bar)	h (kj/kg)	P (bar)	h (kj/kg)	p (bar)	h (kj/kg)	p (bar)	h (kj/kg)	p (bar)	T (°C)	h (kj/kg)	p (bar)	h (kj/kg)	
1	0.75	429.17	11.37	452.72	10.16	228.66	11.72	232.05	0.96	-25.5	232.05	0.82	425.58	
2	0.68	425.93	11.37	452.56	10.16	228.41	11.72	231.67	0.82	-27.3	231.67	0.68	425.19	
3	0.55	425.32	10.68	451.59	9.97	225.05	11.03	228.29	0.82	-27.3	228.29	0.68	425.13	
4	0.82	428.67	11.72	453.05	10.34	229.16	11.72	231.92	1.03	-24.6	231.92	0.89	424.47	
5	0.75	429.17	11.37	452.8	9.99	225.43	11.37	229.28	1.03	-24.6	229.28	0.89	425.95	

Tabel 4.6 perbandingan temperatur inlet evap hasil pengukuran dengan temperatur secara isenthalpy dengan 3 kompresor

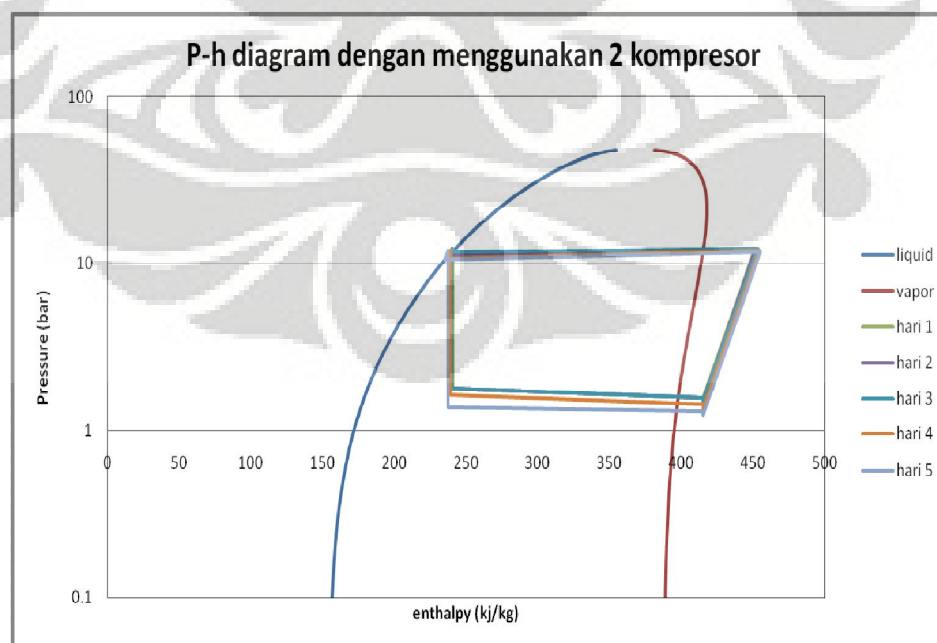
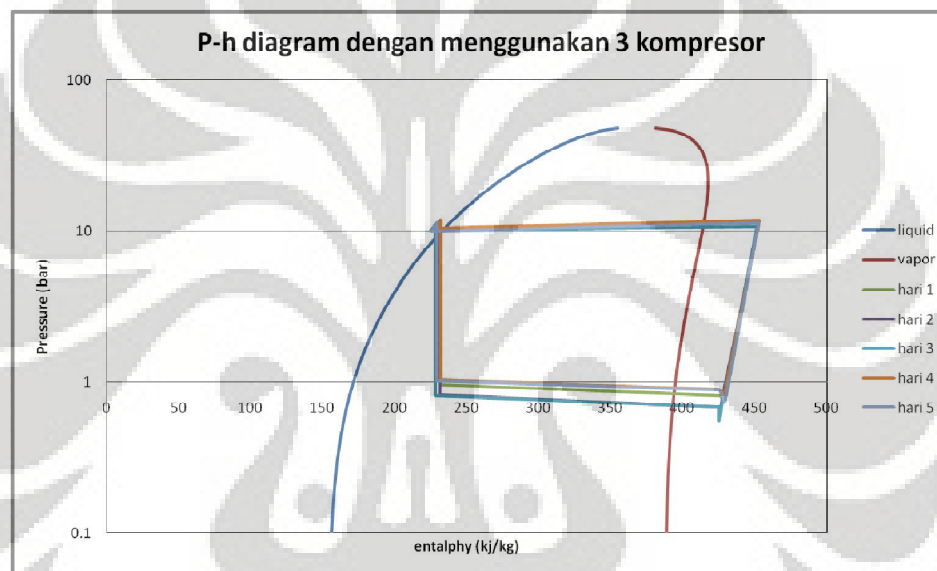
Hari	evaporator					
	inlet (isenthalpy)			inlet (hasil pengukuran)		
	p bar	T C	h kj/kg	p bar	T C	h kj/kg
1	0.96	-25.5	232.05	0.96	-24.3	395.46
2	0.82	-27.3	231.67	0.82	-25.1	395.31
3	0.82	-27.31	228.29	0.82	-24.9	395.44
4	1.03	-24.6	231.92	1.03	-23.5	395.8
5	1.03	-24.64	229.28	1.03	-23.4	395.87

Tabel 4.7 Data p-h diagram untuk 2 kompresor secara isenthalpy pada TXV

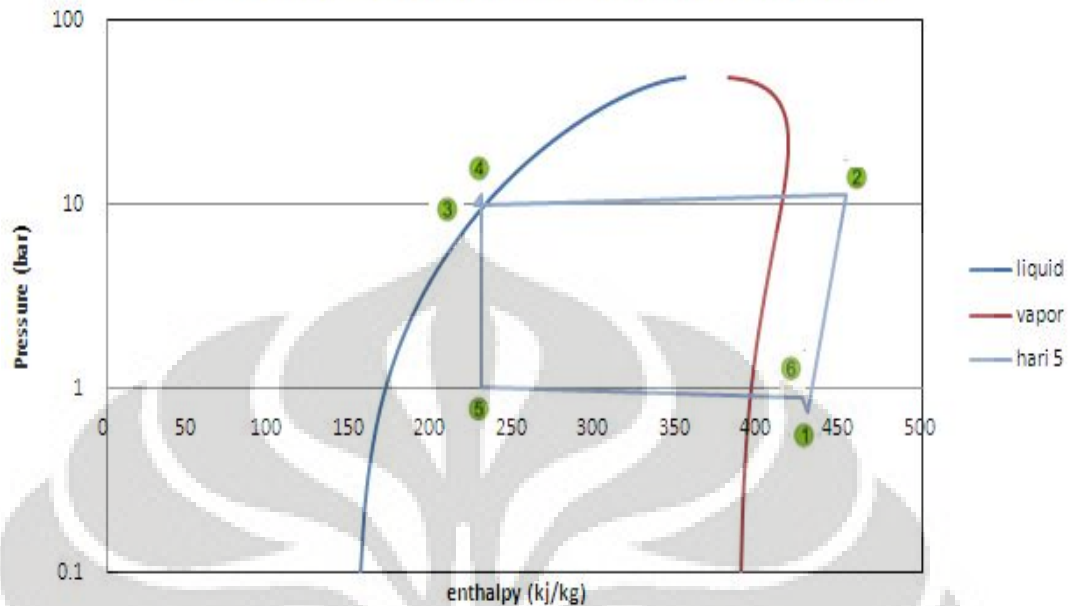
hari	kompresor				kondenser		TXV		evaporator					
	suction		discharge		outlet		inlet		inlet			outlet		
	P (bar)	h (kj/kg)	P (bar)	h (kj/kg)	p (bar)	h (kj/kg)	p (bar)	h (kj/kg)	p bar	T C	h kj/kg	p (bar)	h (kj/kg)	
1	1.58	415.4	12.41	451.32	11.03	236.88	12.41	240.6	1.79	-16.48	240.6	1.58	415.13	
2	1.51	415.26	12.41	451.98	11.37	238.16	12.41	239.57	1.79	-16.48	239.57	1.58	414.86	
3	1.51	415.19	12.41	453.38	11.72	239.57	12.41	239.95	1.79	-16.48	239.95	1.58	416.21	
4	1.37	415.04	12.06	454.2	10.68	235.48	12.06	238.8	1.65	-17.84	238.8	1.44	416.92	
5	1.24	414.94	11.72	455.01	10.51	234.97	12.06	237.13	1.37	-20.74	237.13	1.31	414.68	

Tabel 4.8 perbandingan temperatur inlet evap hasil pengukuran dengan temperatur secara isenthalpy dengan 2 kompresor

Evaporator			evaporator		
inlet (isenthalpy)			inlet (hasil pengukuran)		
p	T	h	p	T	h
bar	C	kJ/kg	bar	C	kJ/kg
1.79	-16.48	240.6	1.79	-14.8	399.68
1.79	-16.48	239.57	1.79	-14.7	399.75
1.79	-16.48	239.95	1.79	-14.5	399.89
1.65	-17.84	238.8	1.65	-15.8	399.35
1.37	-20.74	237.13	1.37	-18.9	397.97



P-h diagram dengan menggunakan 3 kompresor



Analisa p-h diagram dengan 3 kompresor (contoh pada hari ke-5):

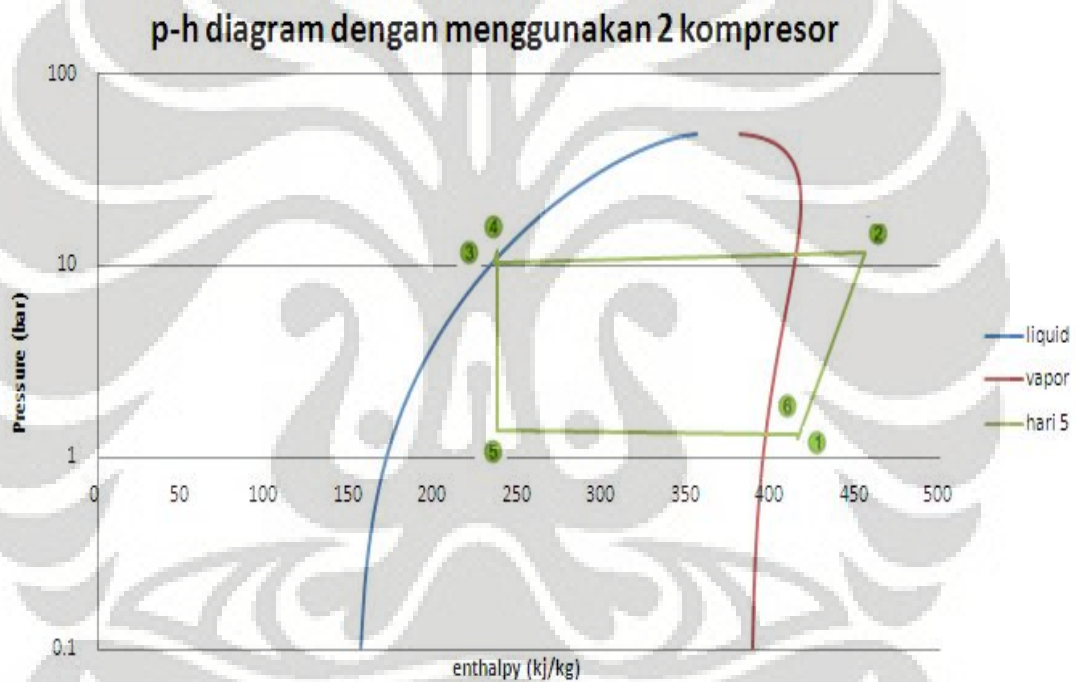
- **titik 1** : *Suction* kompresor, Uap refrigeran dari evaporator yang melalui *suction line* mengalami *pressure drop* dan siap untuk masuk ke kompresor. *Pressure drop* diakibatkan karena pipa yang menghubungkan evaporator dan kompresor cukup panjang dengan arah menuju ke atas kontainer (vertikal). Pada titik ini, refrigeran berada dalam fasa *vapor* dengan tekanan 0,75 bar dan temperatur 24,2 °C.
- **titik 2** : *Discharge* kompresor, Uap telah dikompres oleh kompresor, sehingga memiliki tekanan yang lebih tinggi dengan temperatur dan enthalpy yang tinggi juga. Pada titik ini, refrigeran masih berada dalam fasa *vapor*, dengan tekanan 11,37 bar dan temperatur 76,6 °C. Di titik ini refrigerant sudah melewati *oil separator* dan *check valve* kemudian menuju ke kondenser
- **titik 3** : Outlet kondenser dimana Refrigeran dialirkan melalui kondenser. Sebagaimana diketahui bahwa kondenser merupakan alat yang digunakan untuk mendinginkan uap refrigeran agar dapat mengembun dan berubah fase menjadi cairan. Pada proses ini terjadi pembuangan kalor dari refrigeran sehingga temperatur dan enthalpy refrigeran turun dan fasanya berubah menjadi liquid dan masuk ke *liquid receiver* yang berguna untuk

memisahkan refrigeran yang masih berada pada fasa uap dan yang sudah berupa liquid dimana refrigerant yang dipergunakan ialah refrigerant yang berfase liquid untuk menyerap kalor saat di evaporator. Disini refrigerant juga mengalami *pressure drop* karena melewati kondenser dan pipa-pipa penghubung. Selain itu juga dikarenakan refrigerant masuk ke dalam *liquid receiver* yang menyebabkan tekanannya turun. Pada titik ini refrigerant memiliki tekanan sebesar 9,99 bar dan temperatur 21,11 °C.

- **titik 4** : inlet TXV, setelah keluar dari liquid receiver, refrigerant mengalir melalui *filter drier* dan *shut off valve*, kemudian turun kembali menuju ke dalam kontainer. Dititik ini tekanan refrigerant mengalami kenaikan menjadi sama seperti di titik discharge kompresor, hal ini mungkin disebabkan karena adanya pengaruh dari *liquid receiver* yang sebelumnya memisahkan refrigerant berfase uap dengan cair, sehingga setelah keluar dari liquid receiver tekanannya kembali naik. Faktor lainnya mungkin dikarenakan pipa refrigerant yang arahnya turun dari atas kontainer menuju ke dalam kontainer, sehingga karena pengaruh gravitasi refrigerant cair tekanannya naik kembali sebesar 11,37 bar. Temperatur dititik ini juga meningkat menjadi 24,2°C karena refrigerant menyerap kalor dari lingkungan selama melewati pipa-pipa, sehingga enthalpynya pun ikut meningkat.
- **titik 5** : inlet evaporator, refrigerant telah melewati *thermostatic expansion valve (TXV)*, sehingga tekanannya turun dari yang semula 11,37 bar menjadi 1,03 bar. Pada proses ini dianggap berjalan secara isenthalpic (enthalpy tetap), meskipun sebenarnya tidak. Hal ini untuk memudahkan saja karena sulit untuk menentukan temperatur dititik ini mengingat dalam fase campuran temperatur dan tekanan nilainya tetap dan hanya memiliki satu nilai saja. Ketika parameter tekanan sudah diketahui, sangat sulit mendapatkan nilai temperaturnya. Pada *pressure gauge* tekanan terbaca 1,03 bar dan seharusnya memiliki temperatur -24,6 °C, namun temperatur yang terbaca pada thermometer digital hanya -23,4 °C. Jika menggunakan temperatur hasil dari thermometer, maka titiknya akan berada difase *vapor*. Hal ini lebih tidak masuk akal lagi karena refrigerant

yang melalui TXV seharusnya berada difase campuran, untuk menyerap kalor dievaporator.

- **titik 6** : *outlet* evaporator, refrigeran yang telah melalui evaporator mengalami perubahan fasa menjadi vapor karena mendapat kalor dari lingkungan dan membuat enthalpy dari refrigeran juga meningkat. Kemudian uap refrigeran dialirkan ke *suction line*. Dititik ini refrigerant juga mengalami *pressure drop* menjadi 0,89 bar dengan temperatur meningkat menjadi 19,6 °C karena refrigerant melewati tube-tube pada evaporator yang panjang dan berliku sekaligus menyerap kalor dari *brine* uap menyebabkan enthalpynya naik.



Analisa p-h diagram dengan 2 kompresor (contoh pada hari ke-5):

- **titik 1** : *Suction* kompresor, Uap refrigeran dari evaporator yang melalui *suction line* mengalami *pressure drop* dan siap untuk masuk ke kompresor. *Pressure drop* diakibatkan karena pipa yang menghubungkan evaporator dan kompresor cukup panjang dengan arah menuju ke atas kontainer (vertikal). Pada titik ini, refrigeran berada dalam fasa *vapor* dengan tekanan 1,24 bar dan temperatur 6,3 °C. Tekanan *suction* lebih tinggi daripada yang menggunakan 3 kompresor, karena dengan hanya 2

kompresor yang bekerja maka daya hisap kompresor untuk menghisap refrigerant jadi berkurang. Temperatur superheat yang lebih dingin yaitu $6,3^{\circ}\text{C}$ dapat membantu mendinginkan kompresor.

- **titik 2** : *Discharge* kompresor, Uap telah dikompres oleh kompresor, sehingga memiliki tekanan yang lebih tinggi dengan temperatur dan enthalpy yang tinggi juga. Pada titik ini, refrigeran masih berada dalam fasa *vapor*, dengan tekanan 11,72 bar dan temperatur $79,8^{\circ}\text{C}$. Dengan hanya menggunakan 2 kompresor, tekanan discharge sedikit lebih tinggi daripada ketika menggunakan 3 kompresor, hal ini berarti kalor yang dibawa/diserap lebih banyak daripada ketika menggunakan 3 kompresor. Dititik ini refrigerant sudah melewati *oil separator* dan *check valve* kemudian menuju ke kondenser.
- **titik 3** : Outlet kondenser dimana Refrigeran dialirkan melalui kondenser. Sebagaimana diketahui bahwa kondenser merupakan alat yang digunakan untuk mendinginkan uap refrigeran agar dapat mengembun dan berubah fase menjadi cairan. Pada proses ini terjadi pembuangan kalor dari refrigeran sehingga temperatur dan enthalpy refrigeran turun dan fasanya berubah menjadi liquid dan masuk ke *liquid receiver* yang berguna untuk memisahkan refrigeran yang masih berada pada fasa uap dan yang sudah berupa liquid dimana refrigerant yang dipergunakan ialah refrigerant yang berfase liquid untuk menyerap kalor saat di evaporator. Disini refrigerant juga mengalami *pressure drop* karena melewati kondenser dan pipa-pipa penghubung. Selain itu juga dikarenakan refrigerant masuk ke dalam *liquid receiver* yang menyebabkan tekanannya turun. Pada titik ini refrigerant memiliki tekanan sebesar 10,51 bar dan temperatur $28,7^{\circ}\text{C}$.
- **titik 4** : inlet TXV, setelah keluar dari liquid receiver, refrigerant mengalir melalui *filter drier* dan *shut off valve*, kemudian turun kembali menuju ke dalam kontainer. Dititik ini tekanan refrigerant mengalami kenaikan menjadi sama seperti di titik discharge kompresor, hal ini mungkin disebabkan karena adanya pengaruh dari *liquid receiver* yang sebelumnya memisahkan refrigerant berfase uap dengan cair, sehingga setelah keluar dari liquid receiver tekanannya kembali naik. Faktor lainnya mungkin

dikarenakan pipa refrigerant yang arahnya turun dari atas kontainer menuju ke dalam kontainer, sehingga karena pengaruh gravitasi refrigerant cair tekananya naik kembali sebesar 12,06 bar. Temperatur dititik ini juga meningkat menjadi 30,4 °C karena refrigerant menyerap kalor dari lingkungan selama melewati pipa-pipa, sehingga enthalpynya pun ikut meningkat.

- **titik 5** : *inlet* evaporator, refrigerant telah melewati thermostatic expansion valve (TXV), sehingga tekanannya turun dari yang semula 12,06 bar menjadi 1,37 bar. Pada proses ini dianggap berjalan secara isenthalpic (enthalpy tetap), meskipun sebenarnya tidak. Hal ini untuk memudahkan saja karena sulit untuk menentukan temperatur dititik ini mengingat dalam fase campuran temperatur dan tekanan nilainya tetap dan hanya memiliki satu nilai saja. Ketika parameter tekanan sudah diketahui, sangat sulit mendapatkan nilai temperaturnya. Pada *pressure gauge* tekanan terbaca 1,37 bar dan seharusnya memiliki temperatur -20,74 °C, namun temperatur yang terbaca pada thermometer digital hanya -18,9 °C. Jika menggunakan temperatur hasil dari thermometer, maka titiknya akan berada difase *vapor*. Hal ini lebih tidak masuk akal lagi karena refrigerant yang melalui TXV seharusnya berada difase campuran, untuk menyerap kalor dievaporator.
- **titik 6** : *outlet* evaporator, refrigeran yang telah melalui evaporator mengalami perubahan fasa menjadi vapor karena mendapat kalor dari lingkungan dan membuat enthalpy dari refrigeran juga meningkat. Kemudian uap refrigeran dialirkan ke *suction line*. Dititik ini refrigerant juga mengalami pressure drop menjadi 1,31 bar dengan temperatur meningkat menjadi 6,1 °C karena refrigerant melewati tube-tube pada evaporator yang panjang dan berliku sekaligus menyerap kalor dari *brine* yang menyebabkan enthalpynya naik.

IV.4 ANALISA PERHITUNGAN SISTEM REFRIGERASI

Data kuat arus yang diperoleh dengan menggunakan tang ampere adalah sebagai berikut :

tabel 4.9 Data rata-rata kuat arus setiap hari dengan 3 kompresor

hari	kompresor 2.5 pk (ampere)	kompresor 1.5 pk (ampere)	kompresor 1.5 pk (ampere)	Total
1	5.2	3.91	3.88	12.99
2	5.22	3.95	3.93	13.1
3	5.21	3.99	3.87	13.07
4	5.23	3.94	3.9	13.07
5	5.24	3.96	3.88	13.08

tabel 4.10 Data rata-rata kuat arus setiap hari dengan 2 kompresor

hari	kompresor 2.5 pk	kompresor 1.5 pk	total
1	5.23	3.94	9.17
2	5.24	3.96	9.2
3	5.15	4.01	9.16
4	5.22	4.03	9.25
5	5.23	4.04	9.27

Data diatas digunakan untuk mencari daya kompresor dengan menggunakan persamaan dibawah ini :

$$P = \eta_{\text{komp}} \cdot V \cdot I$$

Dengan asumsi voltase yang konstan yaitu 220 volt dan efisiensi kompresor 75 %, maka didapat *mass flow* untuk sistem mini ice plant ini. Untuk siklus refrigerasi, yang digunakan adalah siklus refrigerasi dengan kerja TXV secara isenthalpy. Jadi, p-h diagram yang digunakan dalam perhitungan ini menggunakan p-h diagram dengan proses isenthalpy pada input evaporator. Berikut ini hasil perhitungan *mass flow* dan COP untuk kondisi 3 kompresor menyala dan 2 kompresor menyala.

Tabel 4.11 hasil perhitungan untuk 3 kompresor

hari	enthalpy						Δh komp resor (kj/kg)	Δh evap orator (kj/kg)	total ampere	Q komp resor (kw)	m (kg/s)	Q evap (kw)	Q Kond Enser (kw)	COP
	suction	discharge	outlet kondenser	inlet TXV	inlet evap	outlet evap								
1	429.17	452.72	228.66	232.05	232.05	425.58	23.55	193.53	12.99	2.14	0.091	17.61	20.39	8.21
2	425.93	452.56	228.41	231.67	231.67	425.19	26.63	193.52	13.1	2.16	0.081	15.70	18.19	7.26
3	425.32	451.59	225.05	228.29	228.29	425.13	26.27	196.84	13.07	2.15	0.082	16.15	18.6	7.49
4	428.67	453.05	229.16	231.92	231.92	424.47	24.38	192.55	13.07	2.15	0.088	17.03	19.8	7.89
5	429.17	452.8	225.43	229.28	229.28	425.95	23.63	196.67	13.08	2.15	0.091	17.96	20.77	8.32

Tabel 4.12 hasil perhitungan untuk 2 kompresor

hari	enthalpy						Δh komp resor (kj/kg)	Δh evapo rator (kj/kg)	total ampere	Q komp resor (kw)	m (kg/s)	Q evap (kw)	Q Kond Enser (kw)	COP
	suction	discharge	outlet kondenser	inlet TXV	inlet evap	outlet evap								
1	415.4	451.32	236.88	240.6	240.6	415.13	35.92	174.53	9.17	1.51	0.042	7.35	9.03	4.86
2	415.26	451.98	238.16	239.57	239.57	414.86	36.72	175.29	9.2	1.52	0.041	7.25	8.84	4.77
3	415.19	453.38	239.57	239.95	239.95	416.21	38.19	176.26	9.16	1.51	0.04	6.98	8.46	4.62
4	415.04	454.2	235.48	238.8	238.8	416.92	39.16	178.12	9.25	1.53	0.039	6.94	8.52	4.55
5	414.94	455.01	234.97	237.13	237.13	414.81	40.07	177.68	9.27	1.53	0.038	6.78	8.4	4.43

Dapat kita lihat hasil perhitungan diatas bahwa nilai COP ketika 3 kompresor dinyalakan secara bersama-sama sekaligus lebih besar daripada nilai COP ketika hanya 2 kompresor dinyalakan. Nilai rata-rata COP ketika ketiga kompresor menyala adalah 7,83 sedangkan rata-rata COP ketika hanya 2 kompresor yang menyala hanya 4,65. Hal ini menunjukkan bahwa dengan tiga kompresor, sistem mini ice plant lebih efektif karena efek refrigerasi yang lebih besar. Dengan menggunakan 3 kompresor, kapasitas evaporator juga lebih besar daripada kapasitas evaporator jika hanya 2 kompresor yang digunakan. Dengan begitu dapat disimpulkan bahwa penggunaan 3 kompresor secara bersamaan sangat cocok digunakan pada saat beban puncak atau beban tertinggi yaitu ketika pada siang hari (losses yang tinggi) dan air yang akan dibekukan baru dimasukkan. Sedangkan penggunaan dua kompresor dapat dilakukan saat sistem sudah steady atau hanya untuk menjaga temperatur es yang sudah jadi. Bisa juga dilakukan disaat malam hari dimana faktor temperatur udara luar tidak menimbulkan losses pada sistem.

IV.5 PERHITUNGAN COOLING LOAD

Beban refrigerasi untuk mini ice plant secara garis besar terdiri dari :

1. Beban untuk membekukan air
2. Beban untuk menurunkan suhu *brine*
3. Beban dari cetakan es (*ice can*)
4. Beban dari *ice bank*
5. Beban dari pompa
6. Losses (*transmission wall*) pada kontainer
7. Losses (*transmission wall*) pada ice bank

IV.5.1 Beban untuk membekukan air

➤ Kalor Sensibel Air

Kalor yang dibutuhkan untuk membekukan air menjadi es (kalor sensibel) sampai temperaturnya 0 °C, dengan Cp air 4180 J/kg.K, dan massa air dalam satu cetakan 12 kg, maka:

$$\begin{aligned} Q_{\text{air}} &= \text{massa}_{\text{air}} \cdot C_p \text{ air} \cdot \Delta T \\ &= (12) \cdot (4180) \cdot (300-273) \\ &= 1.354.320 \text{ Joule} = 1354,3 \text{ kJ} \end{aligned}$$

➤ Kalor Laten

Untuk merubah fasa air dari cair menjadi padat (es), maka diperhitungkan kalor latent es, dengan kalor latent es sebesar 334000 J/kg, maka nilai kalor latent es sebesar :

$$\begin{aligned} Q_{\text{laten}} &= \text{massa}_{\text{air}} \cdot h_{\text{f es}} \\ &= (12) \cdot (334000) \\ &= 4.008.000 \text{ Joule} = 4008 \text{ kJ} \end{aligned}$$

➤ Kalor Beku Es

Untuk memastikan air telah membeku seluruhnya maka temperaturnya diturunkan dari temperatur bekunya. $T_{\text{beku air}} 0^{\circ}\text{C}$ (273K)

dan temperatur akhir $T_{es} -3^{\circ}\text{C}$ (270K). Dengan specific heat es pada -3°C 2036 j/kgK maka:

$$\begin{aligned} Q_{es} &= \text{massa}_{es} \cdot C_{p_{es}} \cdot \Delta T \\ &= (12) \cdot (2036) \cdot (273-270) \\ &= 73296 \text{ Joule} = 73,29 \text{ kJ} \end{aligned}$$

➤ Total Beban untuk membekukan air :

$$\begin{aligned} Q_{total} &= \text{jumlah can} (Q_{air} + Q_{laten} + Q_{es}) \\ Q_{total} &= 128 (1354,3 + 4008 + 73,29) \\ Q_{total} &= 695.755,52 \text{ kj} \end{aligned}$$

IV.5.2 Beban untuk menurunkan suhu *brine*

Brine atau air garam sebagai *secondary* refrigerant merupakan beban refrigerasi karena *brine* itu sendiri harus diturunkan temperaturnya sampai -3°C . Berdasarkan dasar teori, density *brine* Massa *brine* dengan fraksi massa sekitar 20 % adalah 1150 kg/m^3 . Sementara itu volume *brine* merupakan volume ice bank dikurangi dengan volume seluruh ice can, didapatkan volume *brine* $2,2 \text{ m}^3$. Didapat massa *brine* :

$$\begin{aligned} m_{brine} &= v_{brine} \times \rho_{brine} \\ m_{brine} &= 2,2 \times 1150 \\ m_{brine} &= 2530 \text{ kg} \end{aligned}$$

Dengan C_p garam sekitar 3400 j/kgK (gambar 2.19) maka besarnya beban untuk *brine* adalah

$$\begin{aligned} Q &= m \times C_p \times \Delta T \\ Q &= 2530 \times 3400 \times (27-3) \\ Q &= 258060000 \text{ j} = 258060 \text{ kj} \end{aligned}$$

IV.5.3 Beban dari cetakan es (*ice can*)

Pada cetakan tidak terjadi pembekuan sehingga hanya terjadi kalor sensible. Massa satu cetakan adalah $5,27 \text{ kg}$ dengan material baja. Konduktivitas termal baja (C_p) 434 J/kg.K Perubahan temperatur yang terjadi T_{awal} sebesar

27°C (300K) dan $T_{\text{akhir}} -3^{\circ}\text{C}$ (270K), maka beban pendinginan untuk cetakan es sebesar :

$$\begin{aligned} Q_{\text{cetakan}} &= 128 (\text{massa}_{\text{cetakan}} \cdot C_{p\text{cetakan}} \cdot \Delta T) \\ &= 128 ((5,27) \cdot (434) \cdot (300-270)) = 8782771,2 \text{ Joule} \\ &= 8782,77 \text{ kJ} \end{aligned}$$

IV.5.4 Beban dari *ice bank*

Material yang digunakan untuk *ice bank* merupakan carbon steel dengan $C_p = 473 \text{ J/kg.K}$ dan $\text{density} = 7801 \text{ kg/m}^3$. Dimensi dari *ice bank* tersebut yaitu :

panjang \times lebar \times tinggi \times tebal = 4,097 m \times 2,263 m \times 0,6 m \times 0,003 m

volume samping = 2 \times (panjang \times tinggi \times tebal)

$$= 2 \times (4,097 \times 0,6 \times 0,003) = 0,0147 \text{ m}^3$$

volume depan = 2 \times (lebar \times tinggi \times tebal)

$$= 2 \times (2,263 \times 0,6 \times 0,003) = 0,0081 \text{ m}^3$$

volume bawah = panjang \times lebar \times tebal

$$= 4,097 \times 2,263 \times 0,003 = 0,0278 \text{ m}^3$$

Volume *ice bank* total = volume samping + volume depan + volume bawah

$$= 0,0147 + 0,0081 + 0,0278$$

$$= 0,0506$$

Massa *ice bank* = Volume \times density

$$= 0,0506 \times 7801$$

$$= 394,73 \text{ kg}$$

$Q_{\text{ice bank}}$ = $\text{massa}_{\text{ice bank}} \cdot C_{p\text{ice bank}} \cdot \Delta T$

$$= 394,73 \cdot 473 (300-270) = 5601218,7 \text{ Joule}$$

$$= 5601,21 \text{ kJ}$$

IV.5.5 Beban Dari Pompa Sirkulasi

Dari spesifikasi pompa yang digunakan untuk mensirkulasikan *brine* diketahui bahwa daya pompa adalah 750 watt. Dengan menggunakan bantuan tabel dari ASHRAE (*ASHRAE handbook-refrigeration* (SI), 2006) didapat bahwa

untuk *Heat Gain from Typical Electric Motors* dengan daya motor pompa 0,75 kW adalah sebesar 0,99 kW^[14].

IV.5.6 Losses (*transmission wall*) pada kontainer

Dinding pada kontainer terdiri dari dua lapisan yaitu lapisan dalam dilapisi dengan polyurethane (tebal 40 mm) sedangkan lapisan luar berupa plat carbon steel (tebal 10 mm). Kecuali bagian pintu depan dengan material stainless steel (tebal pintu 50 mm) dan bawah kontainer dengan material kayu yang tidak dilapisi dengan polyurethane. Dengan *thermal conductivity* polyurethane $k = 0.025 \text{ W / m.K}$, *thermal conductivity* carbon steel $k = 43 \text{ W/m.K}$, dan *thermal conductivity* stainless steel $k = 16,2 \text{ W/m.K}$ maka Q_{wall} ($Q_{\text{transmission}}$) dapat dicari dengan menggunakan persamaan :

$$Q_{\text{wall}} = U \cdot A \cdot \Delta T$$

Nilai U (*overall heat transfer coefficient*) untuk dinding dan dan atap dapat dihitung dari persamaan berikut :

$$U = \frac{1}{\left(\frac{l}{k}\right)_{CS} + \left(\frac{l}{k}\right)_{PU}} = \frac{1}{\left(\frac{0.01}{43}\right)_{CS} + \left(\frac{0.04}{0.025}\right)_{PU}}$$

$$U = 0,62 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Sedangkan untuk nilai U pada pintu dan lantai tidak dilapisi polyurethane sehingga untuk pintu dihitung dengan persamaan dibawah ini:

$$U_{\text{door}} = \frac{1}{\left(\frac{l}{k}\right)_{SS}} = \frac{1}{\left(\frac{0.05}{16,2}\right)_{SS}}$$

$$U_{\text{door}} = 324 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Sementara untuk bagian lantai atau *floor* menggunakan material kayu. Dengan tebal 30 mm dan nilai $k = 0,13 \text{ W/mK}$ maka didapat nilai U :

$$U_{floor} = \frac{1}{\left(\frac{l}{k}\right)_{wood}} = \frac{1}{\left(\frac{0,03}{0,13}\right)_{wood}}$$

$$U_{floor} = 4,33 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Kemudian setelah menghitung temperatur udara lingkungan pada siang hari disekitar kontainer didapatkan temperatur berikut ini :

T samping = 28 °C,

T depan = 28 °C

T belakang = 28 °C

T roof = 32 °C,

T floor = 25 °C,

T room = 22 °C,

Berikut ini hasil perhitungan Q transmission total:

Wall	p (m)	l (m)	A (m ²)	dT	U	Q
Roof	6.058	2.438	14.76	10	0,62	91.51
Floor	6.058	2.438	14.76	3	4,33	191.73
depan	2.591	2.438	6.31	6	324	12266.64
belakang	2.591	2.438	6.31	6	0,62	23.47
samping	6.058	2.591	15.69	6	0,62	58.36
samping	6.058	2.591	15.69	6	0,62	58.36
Qtotall						12690.08

Q Transmission Total = 12690.08 Watt = 12,69 kWatt

IV.5.7 Losses (*transmission wall*) pada ice bank

Pada ice bank, terdapat 3 lapisan yang terdiri dari :

1. Lapisan luar : plat carbon steel dengan tebal dinding 3 mm
2. Lapisan isolasi (tengah-tengah) : polyurethane dengan tebal 5 cm
3. Lapisan dalam : plat carbon steel dengan tebal dinding 3 mm

Dengan cara yang sama ketika menghitung Losses pada dinding kontainer maka didapat perhitungan sebagai berikut:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{l}{k}\right)_{CS} + \left(\frac{l}{k}\right)_{PU} + \left(\frac{l}{k}\right)_{CS}} = \frac{1}{\left(\frac{0.003}{43}\right)_{CS} + \left(\frac{0.05}{0.025}\right)_{PU} + \left(\frac{0.003}{43}\right)_{CS}}$$

$$U = 0,49 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Wall	p (m)	l (m)	A (m ²)	dT	U	Q
depan	2.263	0.6	1.35	33	0.49	21.82
belakang	2.591	0.6	1.35	33	0.49	21.82
samping	4.097	0.6	2.45	33	0.49	39.61
samping	4.097	0.6	2.45	33	0.49	39.61
Qtotall						122.86

Q Transmission Total = 122.86Watt = 0,12 kWatt

IV.5.8 Total Cooling Load

Dari pembahasan diatas maka beban pendinginan total adalah :

$$\begin{aligned} Q_{\text{pendinginan}} &= Q_{\text{air}} + Q_{\text{brine}} + Q_{\text{can}} + Q_{\text{ice bank}} \\ &= 695755,52 + 258060 + 8782,77 + 5601,21 \\ &= 968199,5 \text{ kW} \end{aligned}$$

Beban pendinginan atau cooling load adalah beban pada evaporator yang harus dicapai ($Q_{\text{evaporator}} = Q_{\text{total}}$). Waktu pembekuan berkisar antara 12 ~ 24 jam karena yang di inginkan 1x panen/hari. Oleh karena itu beban tersebut harus tercapai dalam waktu 1 hari (24 jam), maka :

$$Q_{\text{pembekuan}} = \frac{Q_{\text{pendinginan}}}{\text{waktu pembekuan}}$$

$$Q_{\text{pembekuan}} = \frac{968199,5}{24 \text{ jam} \times 3600}$$

$$Q_{\text{pembekuan}} = 11,2 \text{ kW}$$

Jadi, Q total yang harus diserap oleh evaporator adalah :

$$\text{Cooling load total} = Q_{\text{pembekuan}} + Q_{\text{pompa}} + Q_{\text{loss}}(\text{kontainer dan ice bank})$$

$$\text{Cooling load total} = 11,2 + 0,99 + 12,69 + 0,12$$

$$\text{Cooling load total} = 25 \text{ kW}$$

Untuk safety factor, menurut standar ASHRAE, standar safety factor adalah 5% - 10 %. dengan *safety factor* 10 % maka diperoleh total cooling load:

$$\text{Cooling load total} = 110 \% \times 25 = 27.5 \text{ kW}$$

IV.6 ANALISA COOLING LOAD

Setelah sistem refrigerasi pada mini ice plant dijalankan, ternyata untuk membekukan air 1,5 ton (128 can) dibutuhkan waktu yang sangat lama. Padahal pada desain sistem awal sistem refrigerasi seharusnya mampu membekukan air 1,5 ton selama satu hari (24 jam). Namun kenyataannya, air baru membeku seluruhnya selama 5 hari. Berikut ini hasil analisa yang mungkin menjadi penyebab tidak bisanya air membeku dalam waktu satu hari.

Tabel 4.13 data beban pendinginan

N0	komponen	Cooling load (kW)
1	Beban air	8.05
2	Beban Brine	2.98
3	Beban Ice Can	0.1
4	Beban Ice Bank	0.06
5	Beban Pompa	0.99
6	Losses kontainer	12.69
7	Loses Ice bank	0.12
	Total (x 10% safety factor)	27.489

Dari data cooling load diatas, dapat kita lihat bahwa yang menyebabkan beban refrigerasi untuk *mini ice plant* ini sangat besar adalah berasal dari losses pada kontainer. Hal ini terutama disebabkan oleh pintu kontainer yang tidak diisolasi atau dilapisi dengan polyurethane. Losses ini bahkan lebih besar daripada beban untuk membekukan air. Dari data spesifikasi kompresor yang didapat (terlampir dalam lampiran) tertera bahwa masing-masing kompresor baik itu yang 2,5 pk maupun 1,5 pk memiliki cooling load yang dapat dilihat dibawah ini (cooling capacity pada temperatur evaporasi 20⁰C -25⁰C).

Tabel 4.14 Cooling load kompresor

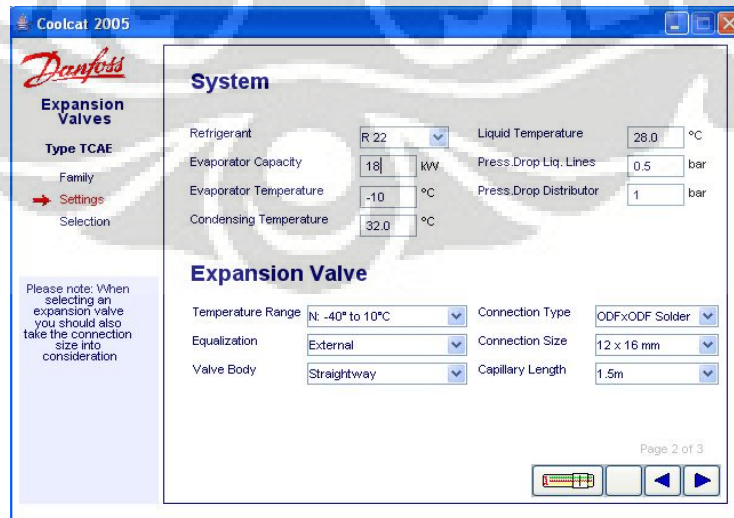
Tipe kompresor	cooling capacity		total (kw)
	btu/hr	kw	
2,5 pk AWA 5522 EGE (Q)	19000	5.56	5.56
1,5 pk AJB 5515 EXC (2 kompresor)	15000	4.39	8.78
			14.34

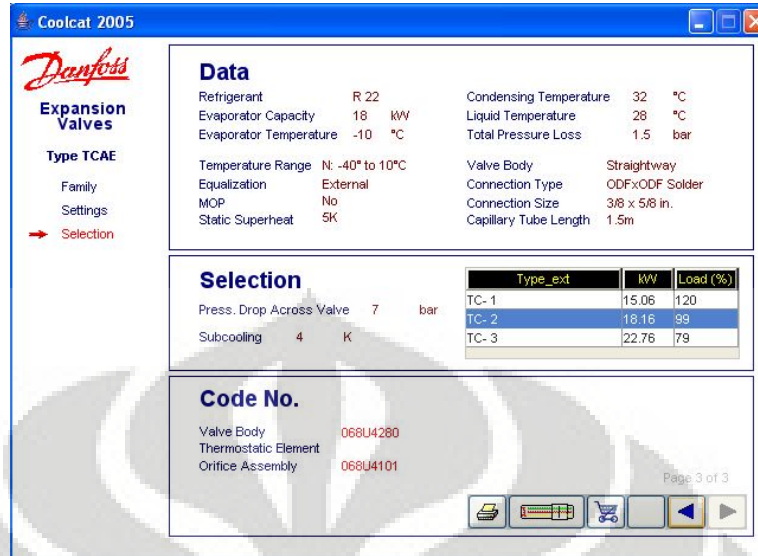
Dari data cooling load diatas, dapat kita lihat bahwa kemampuan ketiga kompresor yang dipakai di sistem refrigerasi mini ice plant hanya mampu menangani beban pendinginan sebesar 14,34 kW. Sedangkan yang dibutuhkan untuk membekukan 128 can air (1,5 ton air) dalam satu hari adalah 27,5 kW. Jadi, dengan kata lain kompresor yang digunakan di sitem ini kurang besar. Apalagi ditambah dengan matinya satu kompresor berkapasitas 1,5 pk yang mengakibatkan saat ini hanya 2 kompresor yang mampu digunakan. Jika menggunakan 3 kompresor temperatur brine dan iar didalam can dapat mencapai -3°C namun dengan hanya dua kompresor temperatur yang dapat dicapai hanya -1°C . Meskipun pada akhirnya air didalam can tetap membeku dan menjadi es, namun tidak dalam satu hari melainkan membutuhkan waktu yang sangat lama (sekitar 5 hari).

Jika dilihat dari analisis data perhitungan sistem refrigerasi pada bab sebelumnya, dengan menggunakan 3 kompresor maka didapatkan $Q_{\text{evaporator}}$ 17,96 kW. Ini pun masih belum cukup untuk membekukan air sebanyak 1,5 ton jika losses yang terjadi masih sangat besar. Salah satu cara agar 1,5 ton air membeku dalam satu hari adalah dengan meminimalisir losses yang terjadi dengan melapisi pintu kontainer dengan polyurethane seperti pada dinding dan atap kontainer. Selain itu perlu juga digunakan kompresor yang lebih besar supaya es dapat terbentuk dalam waktu satu hari.

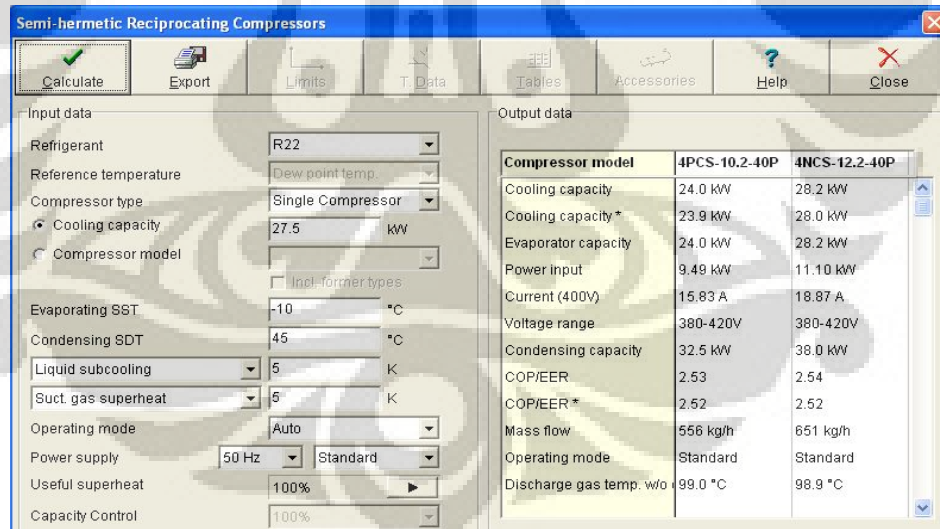
Selain karena beban pendinginan, besarnya beda temperatur antara temperatur evaporasi evaporator dengan temperatur air brine juga bisa menyebabkan cooling capacity yang mampu ditangani kompresor menjadi lebih kecil. Dapat kita lihat bahwa temperatur evaporasi evaporator pada inlet evaporator mencapai -25°C , sedangkan temperatur air brine hanya mencapai -3

$^{\circ}\text{C}$. Untuk hasil optimal, beda temperatur antara air brine dengan temperatur evaporasi adalah antara 5 sampai 7 K. Sedangkan kenyataannya sampai 22 K. Hal ini menyebabkan kemampuan kompresor untuk menangani beban pendinginan menjadi lebih kecil. Hal ini disebabkan karena pemilihan dan penggunaan katup ekspansi yang kurang cocok dengan sistem yang digunakan. Oleh karena itu, dilakukan pemilihan ulang *thermostatic expansion valve* (TXV) dengan software dari danfoss. Temperatur evaporasi yang digunakan adalah -10°C . kapasitas evaporator yang digunakan adalah berdasarkan analisa perhitungan sistem refrigerasi pada bab IV.4 yaitu sampai 18 kW. Dengan kapasitas evaporator tersebut, jenis TXV yang seharusnya digunakan adalah tipe TCAE. Sedangkan tipe TXV yang sekarang digunakan adalah tipe T2.





Dari pemilihan ulang TXV yang digunakan untuk sistem refrigerasi mini ice plant, didapat TXV dengan tipe TC-2 dengan kapasitas 18 kW. Sedangkan TXV yang sekarang digunakan adalah tipe TX 2-06 dengan kapasitas 14,9 kW. Selain itu juga dilakukan pemilihan ulang kompresor dengan menggunakan bantuan software bitzer.



Dari pemilihan kompresor diatas dengan beban pendinginan yang diperoleh dari perhitungan cooling load pada bab IV.5 diperoleh tipe kompresor dengan power input 11,1 kW (14,8 pk). Sedangkan pada kenyataannya, kompresor yang digunakan (Tecumseh) memiliki power input total 5,5 pk (4,1 kW).

BAB V

KESIMPULAN

5.1. KESIMPULAN

1. Sistem Refrigerasi pada *mini ice plant* merupakan sistem refrigerasi kompresi uap yang menggunakan 3 kompresor dengan kapasitas total 5,5 pk yang dipasang secara paralel.
2. Dengan kapasitas total kompresor 5,5 pk yang sekarang digunakan masih belum mencukupi untuk memproduksi 1,5 ton es per hari.
3. *Mass flow* refrigerant dengan 3 kompresor adalah 0,08 kg/s, sedangkan untuk 2 kompresor adalah 0,04 kg/s.
4. Dengan menggunakan 3 kompresor didapat COP (efisiensi sistem refrigerasi) *mini ice plant* sebesar 7,83. Sedangkan dengan menggunakan 2 kompresor didapat COP sebesar 4,65.
5. Beban refrigerasi terbesar berasal dari losses yang disebabkan oleh pintu kontainer yang tidak diisolasi.
6. Dengan menggunakan 3 kompresor, temperatur *brine* dapat mencapai -3°C , sedangkan dengan menggunakan 2 kompresor, temperatur *brine* hanya -1°C .

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Diakses 14 Mei 2010, dari website kapanlagi.com
<http://www.kapanlagi.com/0000072529.html>
- [2] Diakses 14 Mei 2010, dari harian Waspada.
http://www.waspada.co.id/index.php?option=com_content&view=article&id=47159:nalayan-pantai-barat-madina-butuh-pabrik-es&catid=15:sumut&Itemid=28
- [3] Diakses 14 Mei 2010, dari harian Kompas.
<http://regional.kompas.com/read/2010/03/03/00565149/Gorontalo.Terancam.Krisis.Es.Balok>
- [4] Diakses 14 Mei 2010, dari Harian Aceh.
<http://www.harian-aceh.com/ekbis/67-ekbis/3443-nelayan-seunuddon-kekurangan-es.html>
- [5] Diakses 14 Mei 2010, dari Serambi Indonesia.
<http://www.serambinews.com/news/view/26092/nelayan-kuala-idi-butuh-pabrik-es>
- [6] Diakses 14 Mei 2010, dari harian Kompas.
<http://cetak.kompas.com/read/xml/2010/05/12/04205250/fasilitas.di.pangkalan.pendaratan.ikan.erie.tidak.berfungsi>
- [7] Diakses 14 Mei 2010, dari harian media indonesia.
<http://www.mediaindonesia.com/read/2010/03/03/132711/126/101/Nelayan-di-Bengkulu-Krisis-Es-Balok>
- [8] Diakses 14 Mei 2010, dari harian Suara Merdeka.
<http://suaramerdeka.com/v1/index.php/read/cetak/2009/12/07/90618/Kesulitan-Es-Balok-Jadi-Kendala-Utama>
- [9] Sapto Widodo & Syamsuri Hasan. *Sistem Refrigerasi dan Tata Udara Jilid 1&2*.
File type : pdf. Departemen Pendidikan Nasional, 2008
- [10] *E-learning mata kuliah teknik pendingin*. www.google.com
- [11] Matthew Cloutier. *Refrigeration Cycles*, file type : pdf, 2007
- [12] Moran J Michael & Shapiro N. Howard. *Fundamentals Of Engineering Thermodynamics*,
4th edition, filetype :pdf, 2004
- [13] Stoecker and Jones. *Basic Refrigeration and Air Conditioning*, 2.5 edition.
- [14] *ASHRAE handbook-refrigeration (SI)*, 2006
- [15] Stoecker F. Wilbert, *industrial refrigeration handbook*, filetype: pdf
- [15] Software CoolPack
- [16] Software Refprof

LAMPIRAN



TECUMSEH PRODUCTS INDIA LIMITED
(A wholly owned company of TPC, USA).



॥ उष्णान् मा शीतं गमय ॥
(Leading from heat to cool comfort)

Manufacturing Locations : HYDERABAD • BALLABGARH



MARKETING HEADQUARTERS :

BALLABGARH : Tel +91 (0129) 5443338, 5237947, 5442861/62/63/64/65, 5230124/25, 5232924.
Fax : +91 (0129) 5232995/5442863.

EXPORTS :

HYDERABAD : Tel +91 (040) 3079807, 3078103, Fax : +91 (040) 3078945

**The face of the future in
compressor technology**

For online Tecumseh queries, contact : soumen_m@tecumsehindia.com
or Visit us at : www.tecumsehindia.com



This supersedes all the earlier catalogues.



MKT/AWA/01/02/005



AWA - SERIES

AWA SERIES - THE ENERGY EFFICIENT COMPRESSORS

The AW Series of energy efficient compressors from Tecumseh, is undoubtedly most preferred range of compressors for air-conditioners. The AW Series is the choice of several leading international manufacturers of air conditioners. An overwhelming number of air-conditioner manufacturers use Tecumseh designed compressors. The computer designed motor in the AW Series, is tropicalised to function in the extreme conditions, and ruggedly built to perform efficiently in the adverse power conditions with a wide operating voltage range of 180-260V, giving the compressors long life and trouble-free performance. The compressors have been tested for 4,000 hours at 54°C successfully. Meets SASO standards.

Built to match international standards of quality and performance, the AW Series is highly energy efficient, ensuring low power consumption resulting in cost savings. No wonder, leading air conditioner manufacturers prefer these energy efficient, rugged and reliable compressors in Saudi Arabia, UAE, Pakistan, etc. and India.

The state-of-the-art Tecumseh AW Series is manufactured under stringent process controls in India by Tecumseh Products India Limited with Tecumseh's years of global expertise in design and manufacture of compressors, and over three decades of experience in understanding the market and customer requirements.

The quality is backed by manufacturing under ISO 9001 certified quality management system (by BVQI). The product is approved by UL & VDE.

Compressor Model	No. of Cylinders	Displacement per revolution		Nominal Speed	Cooling Capacity		Circuit	Frequency	Rated Voltage	Current	Power	Energy Efficiency Ratio		LRA	Voltage Range	Run Capacitor	Oil Quantity	Weight including Oil
		CC	Cu. In		Btu/hr	K.Cal/hr						Btu./whr	K.Cal./whr					
AWA 5515 EGE	2	30.60	1.867	2900	13500	3400	PSC	50	230	6.20	1300	10.40	2.60	40	180-260	25	950	27.0
AWA 5515 EGE(Q)	2	32.70	1.996	2900	13000	3274	PSC	50	230	6.30	1400	9.30	2.33	40	180-260	25	950	27.0
AWA 5515 EGE (QC)	2	32.70	1.996	2900	13000	3274	PSC	50	230	6.30	1400	9.30	2.33	40	180-260	25	950	25.0
AWA 5522 EGE	2	39.60	2.416	2900	19000	4788	PSC	50	230	8.20	1775	10.70	2.70	51	180-260	36	950	27.7
AWA 5522 EGE (Q)	2	43.26	2.640	2900	19000	4790	PSC	50	230	8.50	1875	10.13	2.56	51	180-260	36	950	27.7
AWA 5524 EGE	2	43.26	2.640	2900	20700	5214	PSC	50	230	10.00	2050	10.10	2.54	51	180-260	36/40	950	27.7
AWA 5530 EGH	2	50.60	3.088	2900	25200	6350	PTCSCR	50	230	11.70	2400	10.50	2.60	79	187-260	45	950	30.0

For AWA 5530 EGH, ptc relay p1cr 015 is recommended if the compressor is likely to be put to use where the voltage is likely to go below 198 Volts.

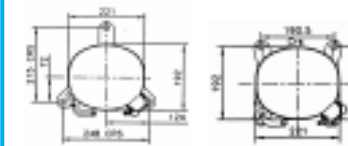
1. Evaporating Temperature Range	-3.9°C to +12.8°C +25 to +55°F	6. Evaporating Temperature	7.2°C, 45°F	12. Suction Pressure	5.34Kg/cm ² , 76Psig
2. Refrigerant	R-22	7. Condensing Temperature	55°C, 131°F	13. Discharge Pressure	21.09Kg/cm ² , 300Psig
3. Refrigerant Control	Capillary	8. Liquid Subcooling Temperature	46°C, 115°F	14. Design	Reciprocating
4. Compressor Cooling	12cmm, 425cfm	9. Return Gas Temperature	35°C, 95°F	15. Internal Pressure Relief Valve	Provided
5. General Application	RAC/SPLIT/WC	10. Ambient Temperature	35°C, 95°F	16. High Potential Test	1500 volts for 1 sec
		11. Phase	1	17. Over Load Protector	Internal

Notes :

- (1) The Compressors conform to IS : 10617-1983, Part - 1.
- (2) Values of cooling capacity, current and power input are nominal and subject to a variation of +5%
- (3) The voltage range refers to terminal voltage and is as per specified rated test conditions. The compressor can start and run (upto 46°C) if the terminal voltage is in the specified range.
- (4) Motor circuit PSC indicates Permanent Split Capacitor type.
- (5) Motor circuit PTCS- CR indicates Positive Temperature Co-efficient Start & Run type.
- (6) Specifications are subject to change without prior notice. Please contact nearest sales office/depot/dealer for further information.
- (7) The product specifications do not conform to any regulatory and other requirements than those mentioned.

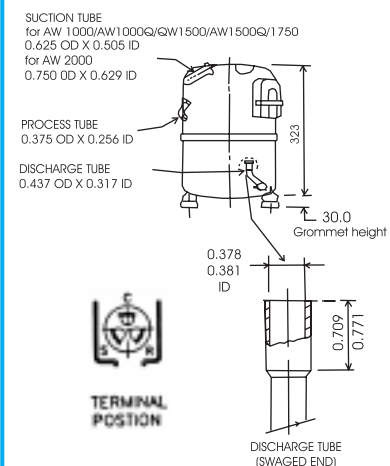
PHYSICAL DIMENSIONS

MOUNTING DIMENSIONS FOR AWA SERIES

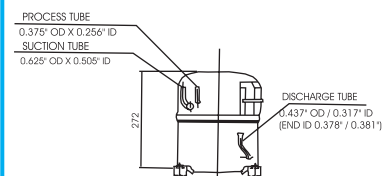


FOR 3-LEG MTG FOR 4-LEG MTG

PHYSICAL DIMENSIONS OF ALL MODELS EXCEPT AWA 5515 EGE (QC).



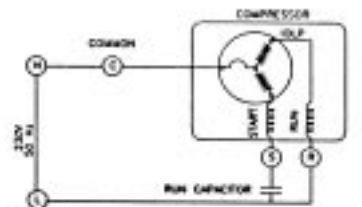
PHYSICAL DIMENSIONS OF AWA 5515 EGE (QC).



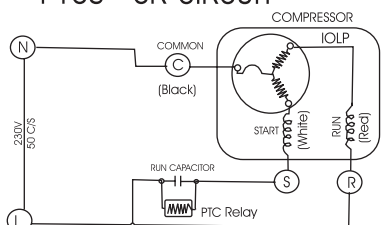
NOTE:
ALL DIMENSIONS ARE IN MILLIMETRES EXCEPT TUBE DIMENSIONS WHICH ARE IN INCHES.

WIRING DIAGRAMS

PSC CIRCUIT



PTCS - CR CIRCUIT





Tecumseh
Wholesale Distribution

[Technical Sheet](#) | [Performance Data](#) | [Coefficient Data](#) | [Wiring Diagrams](#) | [Mounting Diagrams](#)

AJB5515EXV Compressor Data Sheet

[Print](#) [Close](#)

General Information

Compressor Model	AJB5515EXV	Oil Charge (cc)	781
Bill Of Material	AJ600JB-205-J7	Oil Type	SYNTHETIC
Application	Air Conditioning	Heat Pump (Evap range)	N/A
Evaporating Range	-10F to +55F	Displacement	1.594
Rating Conditions	ASRE/T	BTUH	15000
Rating Point	+45F	Horse Power	1 1/2
Refrigerant	R-22	Discharge Line Size	0.3125
Weight (lbs)	48	Suction Line Size	0.5

Electrical Information

Voltage (60 Hz)	265-60-1	Voltage Range (60 Hz)	N/A
Voltage (50 Hz)	N/A	Voltage Range (50 Hz)	239 - 292
Watts at Rating Point	1780	RLA	7.4
LRA	42	Motor Type	PSC
Start Capacitor Mfd/Volt	N/R	Motor Torque	Normal
Run Capacitor Mfd/Volt	20/440	Minimum Circuit Ampacity	N/A
Maximum Continuous Current	9.3	Energy Efficiency Rating	8.43

Component Information

Relay Box	NONE	Integral Relay Box	NONE
Capacitor Cabinet Assembly	NONE	Start Capacitor	NONE
Production Run Capacitor	NONE	ESP Run Capacitor	P85E80
Primary Relay	NONE	Primary Vendor Number	NONE
Secondary Relay	NONE	Secondary Vendor Number	NONE
ESP Relay	P82969*%	Fan Over Load	8300CSTA50
Vendor Over Load	CST30AKN-132	ESP Over Load	P83263
Terminal Cover	70492	Cover Gasket	30640
Bale Strap	70491	Over Load Spring	26056
PRV	NONE	LP Kit	LP15
Grommet	70711	Roto Lock Gasket	NONE
Sleeve	70459	Roto Lock Valve	NONE

Drawing Information (click on the drawing number to open the drawing)

Housing Diagram	DCAJ205	Wiring Diagram	90537-4
-----------------	-------------------------	----------------	-------------------------

[Corporate Capsule](#) | [NACG Home](#) | [FAQ](#) | [Site Map](#)

© 2003 Tecumseh Cool Products. All rights reserved.
This site is best viewed IE 4 or later or Netscape 4.7 or later
Designed and Developed by CADEM Center, TPIPL.





Tecumseh
Wholesale Distribution

[Technical Sheet](#) | [Performance Data](#) | [Coefficient Data](#) | [Wiring Diagrams](#) | [Mounting Diagrams](#)

AJB5515EXD Compressor Data Sheet

[Print](#) [Close](#)

General Information

Compressor Model	AJB5515EXD	Oil Charge (cc)	781
Bill Of Material	AJ600FT-205-J7	Oil Type	SYNTHETIC
Application	Air Conditioning	Heat Pump (Evap range)	N/A
Evaporating Range	-10F to +55F	Displacement	1.594
Rating Conditions	ASRE/T	BTUH	15000
Rating Point	+45F	Horse Power	1 1/2
Refrigerant	R-22	Discharge Line Size	0.3125
Weight (lbs)	49	Suction Line Size	0.5

Electrical Information

Voltage (60 Hz)	208-230-60-1	Voltage Range (60 Hz)	197 - 253
Voltage (50 Hz)	200-50-1	Voltage Range (50 Hz)	180 - 220
Watts at Rating Point	1800	RLA	8.5
LRA	41	Motor Type	PSC
Start Capacitor Mfd/Volt	N/R	Motor Torque	Normal
Run Capacitor Mfd/Volt	20/370	Minimum Circuit Ampacity	N/A
Maximum Continuous Current	12.6	Energy Efficiency Rating	8.33

Component Information

Relay Box	NONE	Integral Relay Box	NONE
Capacitor Cabinet Assembly	NONE	Start Capacitor	NONE
Production Run Capacitor	NONE	ESP Run Capacitor	P85E71
Primary Relay	NONE	Primary Vendor Number	NONE
Secondary Relay	NONE	Secondary Vendor Number	NONE
ESP Relay	P82965*%	Fan Over Load	8300CRAA46
Vendor Over Load	CRA2700-131	ESP Over Load	P83991-1
Terminal Cover	70492	Cover Gasket	30640
Bale Strap	70491	Over Load Spring	26056
PRV	NONE	LP Kit	LP15
Grommet	70496 OR 70711	Roto Lock Gasket	NONE
Sleeve	70459	Roto Lock Valve	NONE

Drawing Information (click on the drawing number to open the drawing)

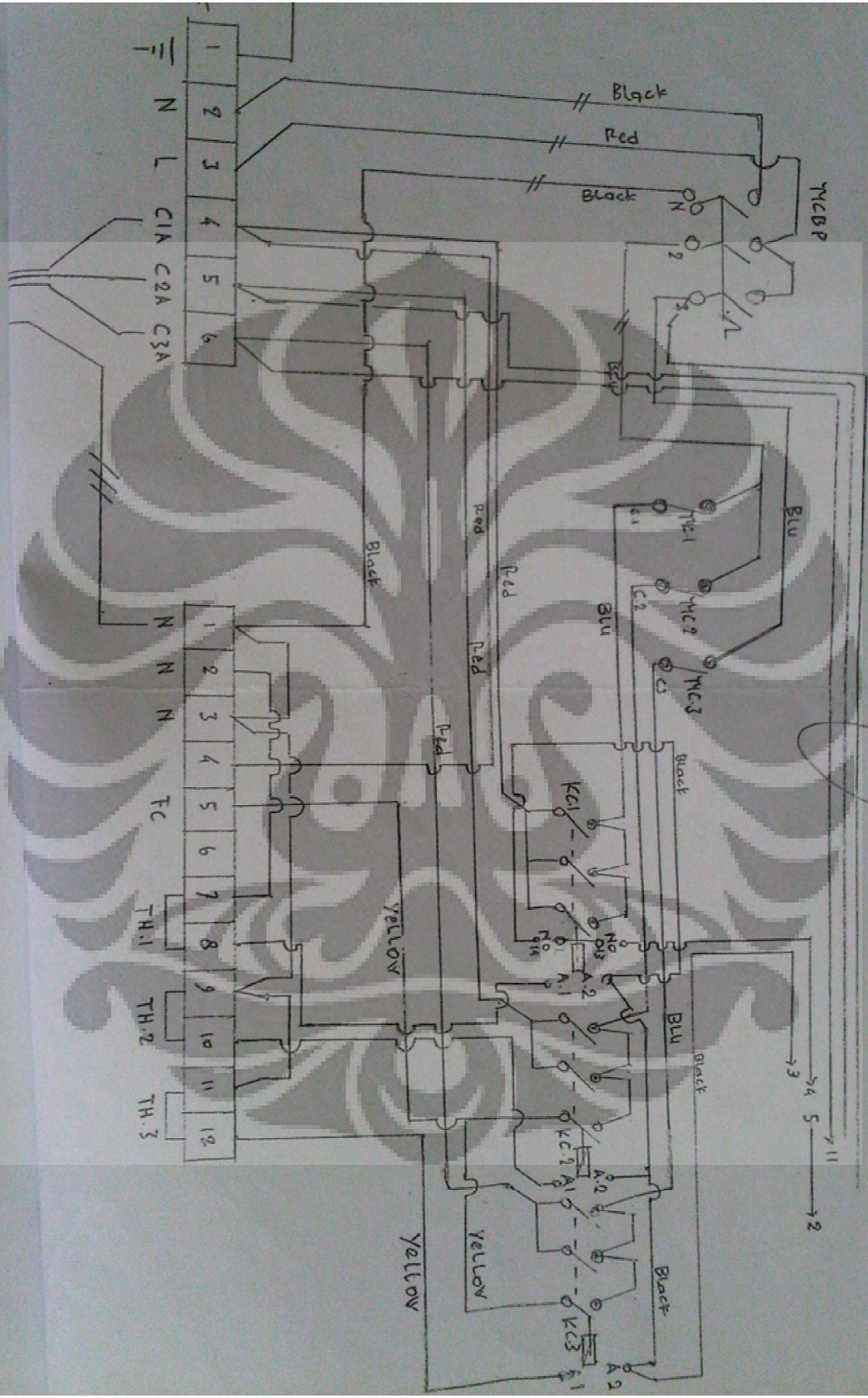
Housing Diagram	DCAJ205	Wiring Diagram	90537-4
-----------------	-------------------------	----------------	-------------------------

[Corporate Capsule](#) | [NACG Home](#) | [FAQ](#) | [Site Map](#)

© 2003 Tecumseh Cool Products. All rights reserved.
This site is best viewed IE 4 or later or Netscape 4.7 or later
Designed and Developed by CADEM Center, TPIPL.



Wiring Diagram Mini-1C-U1



Keterawaban

1. MCB P = MCB POWER
2. MCB 1 = MCB COMP 1
3. MCB 2 = MCB COMP 2
4. MCB 3 = MCB COMP 3
5. KC 1 = Kontaktor Comp 1
6. KC 2 = Kontaktor Comp 2
7. KC 3 = Kontaktor Comp 3
8. TH 1 = Thermostat 1
9. TH 2 = Thermostat 2
10. TH 3 = Thermostat 3
11. N. = Netral
12. L. = Phase (220 volt.)
13. FC = Fan Condensor