



UNIVERSITAS INDONESIA

**PERANCANGAN DAN PEMBUATAN SISTEM REFRIGERASI
BESERTA KOMPONEN PADA MINI ICE PLANT DENGAN
KAPASITAS PENDINGINAN 10 KW**

SKRIPSI

**DAVID FERNANDO SIANTURI
07 06 19 84 23**

**FAKULTAS TEKNIK
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
GANJIL 2009/2010
DEPOK
DESEMBER 2009**



UNIVERSITAS INDONESIA

**PERANCANGAN DAN PEMBUATAN SISTEM REFRIGERASI
BESERTA KOMPONEN PADA MINI ICE PLANT DENGAN
KAPASITAS PENDINGINAN 10 KW**

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

DAVID FERNANDO SIANTURI

07 06 19 84 23

**FAKULTAS TEKNIK
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
GANJIL 2009/2010**

DEPOK

DESEMBER 2009

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

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

Nama : David Fernando Sianturi

NPM : 07 06 19 84 23

Tanda Tangan :

Tanggal : 16 Desember 2009

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh :
Nama : David Fernando Sianturi
NPM : 07 06 19 84 23
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Skripsi : Perancangan dan pembuatan sistem refrigerasi
beserta
komponen pada Mini Ice Plant dengan kapasitas
pendinginan 10 kW

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 : Dr. Ir. Budihardjo Dipl.-Ing ()
Penguji : Dipl. Ing. Taufik, M.M ()

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) Teman wanita saya dan sahabat khususnya Felie Inderapati dan Surya Gumelar yang telah banyak membantu saya dalam menyelesaikan 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, 16 Desember 2009

Penulis

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

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

Nama : David Fernando Sianturi

NPM : 07 06 19 84 23

Program Studi : Teknik Mesin

Departemen : Teknik Mesin

Fakultas : Teknik

Jenis karya : Skripsi

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

PERANCANGAN DAN PEMBUATAN SISTEM REFRIGERASI BESERTA KOMPONEN PADA MINI ICE PLANT DENGAN KAPASITAS PENDINGINAN 10 kW

berserta 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 : 16 Desember 2009

Yang menyatakan

(David Fernando Sianturi)

ABSTRAK

Nama : David Fernando Sianturi
Program Studi : Teknik Mesin
Judul : Perancangan dan pembuatan sistem refrigerasi beserta komponen pada MINI ICE PLANT dengan kapasitas pendinginan 10 [kW]

Pabrik es mini yang bisa di bawa kemana saja merupakan salah satu solusi untuk ketersediaan es bagi nelayan di daerah-daerah terpencil. Yang sangat diperlukan oleh nelayan sebagai salah satu cara untuk meningkatkan kualitas kesegaran ikan dengan pembekuan. Sehingga mempunyai nilai jual yang lebih tinggi.

Mini Ice Plant yang akan digunakan memakai sistem refrigerasi direct expansion dengan refrigeran yang digunakan adalah R-22. Untuk sistem kompresor yang akan digunakan adalah sistem paralel 3 kompresor bekerja berdasarkan kapasitas. Kapasitas pendinginan untuk membekukan 1,5 ton air yaitu 10,33 kW. Perancangan dan pemilihan, baik kompresor ataupun kondensor dengan menggunakan software dan disesuaikan dengan kondisi pasar yang ada. Komponen aksesoris disesuaikan dengan kapasitas pendinginan, kompresor dan kondensor. Untuk kompresor didapatkan kompresor berkapasitas $2\frac{1}{2}$ pk, 2 kompresor $1\frac{1}{2}$ pk. Sedangkan untuk kondensor berkapasitas 16,12 kW.

Kata kunci:
Refrigerasi, evaporator, kompresor, kondenser, komponen

ABSTRACT

Name : David Fernando Sianturi
Study Program : Mechanical engineering
Title : Design and fabrication process of 10 kW Mini Ice Plant
refrigeration system

Portable mini ice plant is one solution of ice availability for fisherman in remote area. Which needed by fisherman to increase the quality of fish freshness by freezing. So there's an added value

MINI ICE PLANT will use direct expansion refrigeration system. Refrigerant used is R-22. System used in compressor is paralel using 3 compressor based on capacity. Cooling capacity to freeze 1,5 ton water is 10,33 kW. Design and actual selection, both compresor and condenser done by software and compare to market availability. Selection accessories based on cooling capacity, compressor and condenser. Refrigeration system MINI ICE PLANT can be used and works based on calculation and selection. For compressor selection, using 2 ¹/₂ pk, 2 kompresor 1 ¹/₂ pk. Though, for condenser, using 16,12 kW condenser

Keyword:
Refrigeration, evaporator, compressor, condenser, component

DAFTAR ISI

PERNYATAAN KEASLIAN SKRIPSI.....	I
PENGESAHAN.....	II
UCAPAN TERIMA KASIH	III
ABSTRAK	VI
DAFTAR ISI.....	VIII
DAFTAR GAMBAR.....	XIII
DAFTAR TABEL.....	XV
DAFTAR LAMPIRAN.....	XVI
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1. LATAR BELAKANG	1
1.2. PERUMUSAN MASALAH	4
1.3. TUJUAN DAN MANFAAT PENELITIAN.....	4
1.3.1. Tujuan Penelitian	4
1.3.2. Manfaat Penelitian.....	4
1.4. RUANG LINGKUP DAN BATAS-BATAS PENELITIAN..	4
1.5. METODOLOGI PENELITIAN.....	5
1.5.1. Perumusan Masalah.....	5
1.5.2. Observasi Dan Pengumpulan Data.....	5
1.5.3. Pengolahan Data.....	6
1.5.4. Analisis Data.....	6
1.6. SISTEMATIKA PENULISAN.....	6
BAB II LANDASAN TEORI.....	8
2.1. TEORI DASAR PERPINDAHAN KALOR.....	8
2.1.1. Konduksi.....	8
2.1.2. Konveksi.....	8
2.2. KALOR (HEAT)	9
2.2.1. Kalor Sensibel (<i>Sensible Heat</i>)	10
2.2.2. Kalor Laten (<i>Latent Heat</i>)	11
2.3. PROSES RERIGERASI.....	12
2.4. SIKLUS MODULASI REFRIGERASI	13
2.5. SISTEM KOMPRESI GAS (<i>Vapor Compression System</i>).....	13
2.6. TEMPERATUR	16
2.6.1. Beda Suhu Rata-rata Logaritmik	16
2.6.2. LMTD pada evaporator	18

2.7.	<i>REFRIGERANT</i> PRIMER.....	19
2.8.	<i>REFRIGERANT</i> SEKUNDER.....	20
2.9.	EVAPORATOR.....	21
2.9.1.	Deskripsi umum.....	21
2.9.2.	Sistem pengaturan aliran refrigeran ke evaporator.....	21
2.9.3.	Direct Expansion System.....	22
2.9.4.	Flooded System.....	22
2.10.	KOMPRESOR.....	24
2.10.1.	Kendali kapasitas pada kompresor (capacity control).....	25
2.11.	KONDENSER AIR-COOLED	26
2.12.	LIQUID LINE, SUCTION LINE, DISCHARGE LINE, INSTALASI KOMPRESOR PARALEL	27
2.12.1.	Liquid Line	28
2.12.2.	Suction Line	28
2.13.	KOMPONEN-KOMPONEN SISTEM REFRIGERASI DIRECT EXPANSION	29
2.13.1.	Katup ekspansi	29
2.13.2.	Liquid receiver	30
2.13.3.	Filter drier	30
2.13.4.	Oil separator	31
2.13.5.	Distributor	32
2.13.6.	Sight glass	33
2.13.7.	Check valves	34
2.14.	PROSES PENGELASAN	35
2.15.	PENGUJIAN KEBOCORAN DAN TEKANAN 2.15.1. Buble test method.....	38
BAB III PERANCANGAN, PEMBUATAN DAN ANALISA.....		40
3.1.	LAYOUT MINI ICE PLANT.....	40
3.2.	KONSEP RANCANGAN.....	41
3.3.	GAMBARAN RANCANGAN SISTEM REFRIGERASI	42
3.4.	KONTAINER.....	43
3.5.	REFRIGERANT	43
3.5.1.	Pertimbangan Rancangan.....	43
3.5.2.	Tetapan Rancangan.....	44
3.6.	<i>SECONDARY COOLANT</i>	44
3.6.1.	Pertimbangan Rancangan.....	44
3.6.2.	Tetapan Rancangan.....	46
3.7.	EVAPORATOR.....	47
3.7.1.	Pertimbangan Rancangan.....	47
3.7.2.	Tetapan Rancangan.....	48
3.7.3.	Menentukan temperatur evaporasi	49
3.7.4.	Pemilihan tube untuk evaporator	50

3.7.5.	Pembuatan evaporator	51
3.8.	KOMPRESOR.....	52
3.8.1.	Pertimbangan Rancangan.....	53
3.8.2.	Tetapan Rancangan.....	53
3.9.	KONDENSER.....	54
3.9.1.	Pertimbangan Rancangan.....	54
3.9.2.	Tetapan Rancangan.....	54
3.9.3.	Menentukan temperatur kondensasi.....	55
3.10.	BEDA SUHU RATA-RATA LOG (LOG MEAN TEMPERATUR DIFFERENCE)	56
3.10.1.	LMTD Pada Evaporator.....	57
3.11.	TRUE TEMPERATURE.....	58
3.12.	FAKTOR PENGOTORAN (<i>FOULING FACTOR</i>).....	59
3.13.	KOEFISIEN KONVEKSI DUA FASA ALIRAN REFRIGERAN DALAM TUBE.....	60
3.14.	PERHITUNGAN PERPINDAHAN KALOR PADA BERKAS TUBE DALAM EVAPORATOR TANK.....	61
3.14.1.	Aliran Berkas Tube.....	65
3.15.	<i>OVERALL HEAT TRANSFER</i> (PERPINDAHAN KALOR MENYELURUH)	67
3.16.	PERHITUNGAN LUAS PERPINDAHAN KALOR (<i>HEAT TRANSFER AREA</i>)	68
3.17.	PERHITUNGAN PRESSURED DROP DIDALAM PIPA EVAPORATOR.....	68
3.17.1.	Gesekan Pada Fluida.....	70
3.17.2.	Perubahan Kecepatan Fluida.....	70
3.17.3.	Tekanan Hidrostatik.....	71
3.17.4.	Pressure Drop di pipa lurus.....	72
3.17.5.	Pressure Drop di belokan pipa.....	73
3.17.6.	Total pressure drop di belokan	73
3.17.7.	Total pressure drop di evaporator	74
3.18.	PERHITUNGAN DAN PEMILIHAN PIPA.....	74
3.19.	PERANCANGAN DAN PEMILIHAN KOMPONENREFRIGERASI.....	74
3.20.	KATUP EKSPANSI	75
3.20.1.	Pertimbangan rancangan	75
3.20.2.	Tetapan rancangan	75
3.21.	LIQUID RECEIVER	76
3.21.1.	Pertimbangan rancangan	76
3.21.2.	Tetapan rancangan	77
3.22.	OIL SEPARATOR	77
3.22.1.	Pertimbangan rancangan	77
3.22.2.	Tetapan rancangan	77
3.23.	DISTRIBUTOR	77
3.23.1.	Pertimbangan rancangan	77
3.23.2.	Tetapan rancangan	78

3.24.	FILTER DRIER	78
3.24.1.	Pertimbangan rancangan	78
3.24.2.	Tetapan rancangan	78
3.25.	CHECK VALVES	79
3.25.1.	Pertimbangan rancangan	79
3.25.2.	Tetapan rancangan	79
3.26.	SIGHT GLASS	79
3.26.1.	Pertimbangan rancangan	79
3.26.2.	Tetapan rancangan	79
3.27.	SOLENOID VALVES.....	80
3.27.1.	Pertimbangan rancangan	80
3.27.2.	Tetapan rancangan	80
BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMILIHAN.....		81
4.1.	PERHITUNGAN BEBAN REFRIGERASI.....	81
4.1.1.	Kalor Sensibel Air.....	82
4.1.2.	Kalor Laten.....	82
4.1.3.	Kalor Beku Es.....	84
4.1.4.	Kalor Cetakan.....	84
4.1.5.	Beban Pendinginan Total	84
4.1.6.	Faktor Keamanan.....	85
4.2.	PERHITUNGAN DAYA PENDINGINAN.....	86
4.3.	PERHITUNGAN DAN PEMILIHAN KOMPRESOR.....	87
4.3.1.	Laju Aliran Refrigeran.....	88
4.3.2.	Daya Kompresor.....	91
4.4.	PERHITUNGAN EVAPORATOR.....	91
4.4.1.	Data-data yang Digunakan.....	92
4.4.2.	Menentukan perbedaan temperatur optimum evaporator	93
4.4.3.	Penentuan beda temperatur rata-rata logaritmik (LMTD).....	94
4.4.4.	Penentuan true temperatur (ΔT_m) dengan faktor koreksi (F_T).....	95
4.4.5.	Koefisien konveksi perpindahan kalor refrigeran dua fasa	95
a)	Menghitung laju Aliran massa (mass flow rate).....	95
b)	Menghitung kecepatan massa (mass velocity) dan bilangan Reynolds.....	96
c)	Menghitung besaran angka Nusselt rata-rata (<i>mean Nusselt number</i>).....	96
d)	Menghitung nilai koefisien perpindahan kalor dua fasa.....	97
4.4.6.	Menghitung nilai koefisien konveksi	

	perpindahan kalor brine.....	97
	a) Luas total permukaan aliran brine didalam evaporator tank.....	97
	b) Kecepatan aliran brine didalam evaporator tank.....	97
	c) Kecepatan maksimum brine dan bilangan Reynolds.....	98
	d) Menghitung nilai bilangan Reynolds.....	98
	e) Menghitung nilai angka Prandtl.....	99
	f) Menghitung angka Nusselt.....	100
	g) Nilai koefisien konveksi perpindahan kalor pada brine.....	100
4.4.7.	Menghitung nilai perpindahan kalor menyeluruh.....	101
4.4.8.	Menghitung luas perpindahan kalor rancangan.....	101
4.4.9.	Menghitung panjang satu buah pipa evaporator.....	102
4.4.10.	Menghitung <i>prssure drop</i> dalam pipa evaporator.....	103
	a) Gesekan Pada Fluida.....	103
	b) Perubahan Kecepatan Fluida	104
	c) Tekanan Hdrostatik.....	107
	d) Pressure Drop di Belokan.....	110
4.5.	PERHITUNGAN DAN PEMILIHAN KONDENSER.....	113
4.6.	PERHITUNGAN DAN PEMILIHAN PEMIPAAN	113
	4.6.1. Liquid line	115
	4.6.2. Suction Line	120
	4.6.3. Discharge Line	123
4.7.	PENGISIAN REFRIGERAN DAN OLI PADA PEMIPAAN	123
	4.7.1. Isi refrigeran pada pemipaan	123
	4.7.2. Isi oli pada pemipaan	124
4.8.	PEMILIHAN KOMPONEN PADA SISTEM REFRIGERASI	124
	4.8.1. Katup ekspansi	126
	4.8.2. Liquid receiver	127
	4.8.3. Check valves	130
	4.8.4. Sight glass	132
	4.8.5. Oil separator	134
	4.8.6. Filter drier.....	136
	4.8.7. Distributor	138
	4.8.8. Solenoid valves.....	140
4.9.	ANALISA	
	4.9.1. Daya komponen utama.....	142
	4.9.2. Efisiensi siklus refrigerasi (COP).....	143

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	144
5.1. KESIMPULAN.....	144
5.2. SARAN	145
DAFTAR ACUAN	147
DAFTAR REFERANSI.....	148
LAMPIRAN.....	166



DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Energi yang dibutuhkan untuk mengubah temperatur dan fase air	7
Gambar 2.2 p-h Diagram untuk sistem refrigerasi direct expansion	9
Gambar 2.3 siklus refrigerasi modulasi	11
Gambar 2.4 refrigerasi kompresi uap	12
Gambar 2.5: Empat susunan dasar LMTD.....	14
Gambar 2.6. Perubahan perbedaan temperatur dari fluida yang didinginkan.....	15
Gambar 2.7. Skema sistem refrigerasi dengan brines sebagai refrigerant sekunder.....	17
Gambar 2.8 Evaporator.....	18
Gambar 2.9 Sistem Direct Expansion dengan unit kondensing.....	19
Gambar 2.10. Flooded evaporator.....	20
Gambar 2.11. Flooded Evaporator (<i>Courtesy of Vilter Manufacturing Company</i>).....	21
Gambar 2.12 Kompresor Tecumseh 2,5 pk dan 1,5 pk.....	22
Gambar 2.13 Kontrol tekanan.....	23
Gambar 2.14 Kondenser air-cooled.....	24
Gambar 2.15 Oil equalization system.....	26
Gambar 2.16 Individual oil separator.....	27
Gambar 2.17 TX-valves	26
Gambar 2.18 Liquid Receiver	27
Gambar 2.19 Filter Dryer	28
Gambar 2.20 Oil Separator	29

Gambar 2.21 Distributor refrigeran	30
Gambar 2.22 Sight glass	31
Gambar 2.23 Check valves	31
Gambar 2.24 Sistem pemasangan dari SMAW	32
Gambar 2.25 Proses penyalaaan busur api.....	33
Gambar 2.26 Sudut pergerakan elektroda	33
Gambar 2.27 Peralatan las SMAW	34
Gambar 2.28 Hasil pola pengelasan	35
Gambar 2.29 Pengisian nitrogen pada tube evaporator.....	37
Gambar 2.30 Test kebocoran menggunakan metode gelembung.....	35
Gambar 3.1 : Layout Mini Ice Plant	36
Gambar 3.2. <i>Preview</i> Kontainer	39
Gambar 3.3. Gambar Pengukuran Baume Density	42
Gambar 3.4. Spesifikasi larutan sodium klorida yang digunakan	43
Gambar 3.5. Dimensi tangki evaporator	44
Gambar 3.6 Rancangan evaporator yang akan digunakan pada sistem refrigerasi	46
Gambar 3.7 tube copper yang ada di pasaran,.....	47
Gambar 3.8 Evaporator yang telah diproses	48
Gambar 3.9: LMTD untuk evaporator	51
Gambar 3.10. Perubahan perbedaan temperatur dari fluida yang didinginkan (cooled liquid)	53
Gambar 3.11. Koefisien perpindahan kalor adalah jumlah kontribusi antara <i>convective</i> dan <i>nucleate boiling</i>	55
Gambar 3.12. Layout Tube	57
Gambar 4.1.Siklus refrigerasi ideal dengan superheat 5K	79
Gambar 4.2 Aliran refrigeran paralel flow	86
Gambar 4.3. Layout Evaporator di dalam Ruang Produksi	95
Gambar 4.4. Gambaran.model Evaporator	98

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1. Beberapa spesifikasi refrigerant	40
Tabel 3.2 Waktu operasi yang paling optimal	41
Tabel 3.3 tube yang ada di pasaran	46
Tabel 3.4 Data-data yang digunakan dalam perhitungan evaporator	47
Tabel 3.5. Patokan penentuan suhu kondensasi	51
Tabel 3.6. Nilai faktor pengotoran untuk berbagai jenis fluida	52
Tabel 3.7 Konstanta untuk jenis staggered	59
Tabel 4.1. Data-data yang digunakan dalam perhitungan beban refrigerasi.....	73
Tabel 4.2. <i>Safety Factor</i> dalam memperhitngkin rugi-rugi kalor (<i>heat loss</i>) ...	77
Tabel 4.3. Properti refrigeran disetiap titik dalam siklus refrigerasi ideal tanpa dan dengan superheat 5K	79
Tabel 4.4. Spesifikasi minimal untuk satu kompresor	81
Tabel 4.5. Data-data rancangan kompresor	81
Tabel 4.6. Langkah-langkah pemilihan kompresor	82
Tabel 4.7. Perbedaan Spesifikasi Kompresor Rancangan Dengan Aktual	83
Tabel 4.8. Data-data yang digunakan dalam perhitungan evaporator	84
Tabel 4.9. Perbedaan temperatur yang optimal untuk evaporator	85
Tabel 4.10 effective length untuk Liquid Line	105
Tabel 4.11 effective length untuk suction line	108
Tabel 4.12 Effective length untuk discharge line	114
Tabel 4.13 Isi refrigeran dalam sistem	118
Tabel 4.14 Kapasitas refrigeran receiver “P&M”	121
Tabel 4.15 kapasitas distributor	129
Tabel 4.16 Faktor koreksi untuk kapasitas distributor	129
Tabel 4.17 pressure drop refrigeran distributor R22	129

DAFTAR LAMPIRAN

LAMPIRAN 1.DATA TEMPERATUR SAAT OBSERVASI DI PABRIK ES.....	149
LAMPIRAN 2.SPESIFIKASI KOMPRESOR.....	151
LAMPIRAN 3.SPESIFIKASI KONDENSOR.....	153
LAMPIRAN 4.THERMAL PROPERTIES OF ICE.....	154
LAMPIRAN 5.GAMBAR SAAT OBSERVASI KE PABRIK ES PULO GADUNG.....	155

LAMPIRAN 6.COOLPACK SIKLUS TEORI R-22 DENGAN SUBCOOLING 5[°K],SUPERHEAT 5[°K].....	156
LAMPIRAN 7.COOLPACK SIKLUS AKTUAL R-22 DENGAN SUBCOOLING 5[°K], SUPERHEAT 5[°K].....	157
LAMPIRAN 8.TABEL DARI MCQUAY UNTUK PERHITUNGAN LINE.....	158
LAMPIRAN 9.UKURAN LINE PADA SISTEM REFRIGERASI	162



BAB I

PENDAHULUAN

1.1. LATAR BELAKANG

Potensi produksi perikanan Indonesia mencapai 65 juta ton per tahun. Dari potensi tersebut hingga saat ini dimanfaatkan sebesar 9 juta ton. Namun, potensi tersebut sebagian besar berada di perikanan budidaya yang mencapai 57,7 juta ton per tahun dan baru dimanfaatkan 2,08%. Sedangkan potensi perikanan tangkap (laut dan perairan umum) hanya sebesar 7,3 juta ton per tahun dan telah dimanfaatkan sebesar 65,75%

Jumlah ekspor perikanan di Indonesia sebesar 577.419 ton (12,54%) dari total produk nasional, yakni 4,6 juta ton. Jumlah ikan yang dipasarkan dalam bentuk segar mencapai 77,6% dan produk es nasional sebesar 2,9 juta ton. 30% dari produksi es tersebut dipakai untuk produk ikan yang diekspor. Oleh karena itu mutu ikan yang dipasarkan dalam negeri masih kurang bagus. Jumlah produksi es nasional yang tidak sebanding dengan jumlah hasil tangkapan ikan dikarenakan kurangnya jumlah industri atau pabrik penghasil es, khususnya di daerah-daerah terpencil di luar pulau Jawa

Sangat sedikitnya pabrik es di daerah terpencil di luar Jawa disebabkan oleh beberapa faktor, yakni:

- Sarana transportasi ke daerah terpencil yang kurang memadai sehingga menyulitkan distribusi pengadaan peralatan pabrik es.
- Kurangnya tenaga ahli maupun buruh bangunan yang pandai untuk membangun sebuah pabrik es. Sehingga biayanya akan sangat mahal sekali jika tenaga ahli dan buruh semuanya didatangkan dari pulau Jawa.
- Kebutuhan yang besar akan tenaga listrik untuk mengoperasikan pabrik es

Oleh sebab itu perlu dikembangkan suatu pabrik es yang dapat mengakses ke berbagai daerah terutama daerah nelayan terpencil, dengan biaya instalasi yang relative murah dan memiliki kapasitas produksi es dalam jumlah yang relatif besar.

1.2. PERUMUSAN MASALAH

Permasalahan yang akan dibahas dalam penelitian adalah mengenai kebutuhan es bagi nelayan 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 di daerah terpencil di luar 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:

- Kapasitas produksi es balok yang akan dihasilkan per harinya.
- Dimensi dari pabrik es mini, yaitu digunakannya satu buah kontainer dengan panjang 20 ft sebagai pabrik es mini.
- Dimensi dari tangki evaporator yaitu 3540 x 300 x 450 [mm]. Hal ini sebagai batasan dari perancangan dimensi dari *flooded* evaporator.
- Penelitian sebatas pada perancangan spesifikasi kompresor dan kondenser serta perhitungan dimensi *flooded* evaporator dari pabrik es mini.

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 kebutuhan es bagi nelayan selama mereka melaut mencari ikan dan tangkapan.

1.5.2. Pengumpulan data

Pengumpulan data dilakukan dengan cara :

- Studi Lapangan
Yakni dengan mengunjungi beberapa pabrik es yang ada di daerah Pulo Gadung, Jakarta Timur,
- 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

- Pemilihan material yang digunakan untuk membuat pabrik es mini dengan standar material dari referensi yang ada.
- Pengolahan data dilakukan melalui penentuan temperatur evaporasi dan temperatur *brine* pada sisi masuk serta sisi keluar.
- Melakukan perhitungan beban refrigerasi yang dibutuhkan.
- Pemilihan mesin-mesin refrigerasi seperti evaporator, kondenser, kompresor serta komponen refrigerasi dan jenis refrigeran yang digunakan.

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 PERANCANGAN

Bab ini berisi alat dan material yang digunakan untuk pengukuran, metode pengukuran yang digunakan, serta hasil pengukuran.

- BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMILIHAN

Bab berisi perhitungan perpindahan kalor yang terjadi, kapasitas yang digunakan pada sistem refrigerasi dan pemilihan mesin refrigerasi beserta komponennya terhadap hasil perhitungan untuk mengetahui apa yang menyebabkan fenomena tersebut.

- BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

Bab ini merupakan kesimpulan dari penelitian yang telah dilakukan serta saran untuk penelitian selanjutnya.

BAB II

LANDASAN TEORI

2.16. TEORI DASAR PERPINDAHAN KALOR

Bila dalam suatu sistem terdapat gradien suhu atau bila dua sistem yang temperaturnya berbeda disinggungkan, maka akan terjadi perpindahan energi. Proses dimana transport energi itu berlangsung disebut sebagai perpindahan kalor. Perpindahan energi dalam bentuk kalor adalah selalu dari medium bertemperatur tinggi ke medium bertemperatur rendah dan perpindahan kalor tersebut akan berhenti ketika kedua medium telah mencapai temperatur yang sama (setimbang).

Kalor dapat dipindahkan dalam tiga jenis cara yang berbeda yaitu: konduksi, konveksi dan radiasi.

2.1.1 Konduksi

Konduksi adalah perpindahan kalor yang terjadi melalui pergolakan molekular suatu material tanpa diikuti perpindahan material secara menyeluruh.

Contoh dari konduksi adalah ketika suatu batang logam yang dipanaskan pada salah satu ujungnya, maka panas tersebut lama kelamaan akan dapat dirasakan diujung yang lain.

2.1.2 Konveksi

Konveksi adalah perpindahan kalor melalui gerakan massa dari fluida seperti air atau udara, ketika fluida yang dipanaskan bergerak menjauhi sumber panas dan menuju daerah dengan temperatur lebih rendah dengan membawa energi.

Contoh dari peristiwa konveksi adalah ketika proses memasak air, dimana air yang berada pada bagian bawah wadah akan bergerak menjauhi sumber panasnya.

Perpindahan kalor dengan cara konveksi ini dapat dibedakan menjadi dua macam, yaitu konveksi bebas (*free convection*), dimana aliran terjadi akibat dari gaya apung yang timbul dari perbedaan densitas fluida

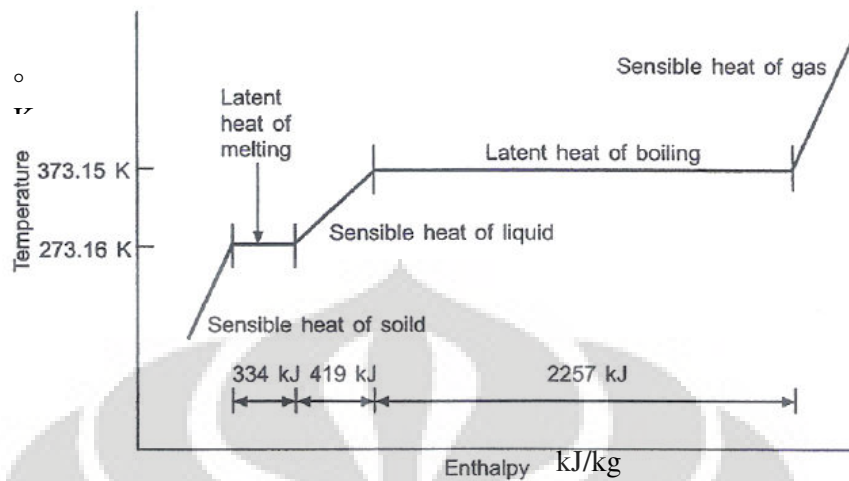
karena variasi temperatur dalam fluida. Yang selanjutnya adalah konveksi paksa (*forced convection*), dimana aliran yang terjadi akibat adanya kerja dari luar seperti kipas, pompa ataupun pergerakan angin.

2.17. KALOR (HEAT)

Refrigerasi adalah proses memindahkan kalor. Panas merupakan suatu bentuk energi. Ini merupakan fakta yang tidak dapat diingkari bahwa panas dapat diubah menjadi suatu bentuk energi lainnya demikian juga sebaliknya, bentuk energi lainnya dapat pula diubah menjadi energi panas. 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. Pada energi lainnya, perpindahan energi dapat berlangsung karena adanya suatu usaha yang dilakukan pada benda.

Bila suatu benda mengalami kenaikan suhu kita nyatakan bahwa energi panas telah diberikan kepada benda tersebut. Begitu sebaliknya, bila suatu benda mengalami penurunan suhu, maka kita nyatakan bahwa energi panas yang ada pada benda tersebut telah diambil. Perubahan suhu ini berimbas pada perubahan energi internal total yang dimiliki oleh molekul benda tersebut. Dalam hal kenyataannya, penambahan dan pengurangan energi tidak selalu dibarengi dengan perubahan suhu. Dalam kondisi tertentu penambahan dan pengurangan energi internal yang dikenakan pada suatu benda justru akan merubah wujud benda tersebut. Selama proses perubahan wujud, suhu benda relatif konstan.

Dalam refrigerasi dan tata udara, kita berhubungan secara langsung dengan energi panas berikut perhitungan penambahan dan pengurangan energi panas. Jika sebuah zat diberikan atau pun melepaskan kalor, maka ada dua hal yang mungkin terjadi, yakni zat tersebut akan mengalami perubahan temperatur atau hal lain yang mungkin terjadi adalah zat tersebut akan mengalami perubahan wujud (fase). Apabila kalor tersebut hanya digunakan untuk perubahan temperatur saja, maka kalor tersebut biasa dikenal dengan kalor sensibel (*sensible heat*), sedangkan jika kalor tersebut digunakan untuk merubah wujud (fase) zat, maka kalor itu biasa disebut dengan kalor laten (*latent heat*).



Gambar 2.1. Energi yang dibutuhkan untuk mengubah temperatur dan fase air

2.17.1. 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)

2.17.2. 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 temperaturnya. Sehingga, pada tekanan yang sama, lebih sulit untuk merubah fase suatu zat daripada merubah temperaturnya 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)

Hubungan antara energi kalor dengan laju perpindahan kalor yang terjadi adalah sebagai berikut:

$$Q = q \cdot \Delta t$$

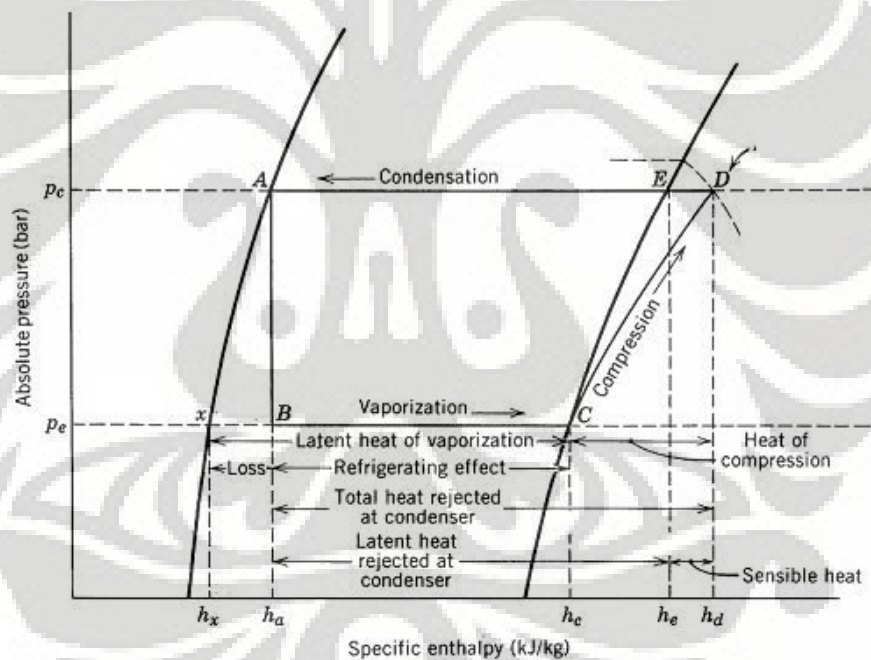
Dimana:
Q = Besarnya kalor laten yang bekerja pada suatu zat (J)
q = Laju perpindahan kalor (Watt)
 Δt = Waktu yang dibutuhkan untuk memindahkan energi kalor (s)

2.18. PROSES REFRIGERASI

Proses refrigerasi adalah sebuah proses pemindahan kalor/panas dari suatu tempat dan memindahkannya ke tempat lain. Proses ini terjadi antara media

penyerap/pelepas kalor dengan media lain. Media penyerap/pelepas kalor itu berupa refrigeran dan media lainnya dapat berupa udara dan air. Selama proses terjadi, refrigeran mengalami perubahan fase, yaitu dari fase cair ke uap (proses evaporasi) dan dari fase uap menjadi fase cair kembali (proses kondensasi).

Proses refrigerasi yang terjadi merupakan proses siklus refrigeran secara tertutup, dimana perubahan-perubahan fase refrigeran terjadi dalam satu rangkaian. Pada proses pertama, refrigeran berfase uap dikompresi dikompresor. Hal ini akan menaikkan temperatur dan tekanan dari refrigeran tersebut. Setelah itu, refrigeran bergerak ke kondenser dan terjadi proses kondensasi. Pada proses ini, refrigeran melepas sejumlah kalor ke lingkungan sehingga temperaturnya menjadi lebih hangat (efek pemanasan). Hal itu merubah fase refrigeran dari fase uap menjadi fase cair.



Gambar 2.2 p-h Diagram untuk sistem refrigerasi direct expansion

Refrigeran dialirkan ke katup ekspansi sebelum ke evaporator. Hal ini dimaksudkan untuk menurunkan tekanan dari refrigeran. Pada evaporator terjadi proses evaporasi, dimana refrigeran menyerap kalor yang diambil dari lingkungan sehingga temperatur lingkungan menjadi lebih dingin.

Kedua proses perubahan fase (kondensasi dan evaporasi) terjadi pada tekanan dan temperatur tertentu. Proses evaporasi terjadi pada tekanan rendah, yang mengakibatkan titik uap dari cairan refrigeran turun jauh di bawah temperatur lingkungan sehingga penguapan refrigeran dapat terjadi. Sedangkan proses kondensasi terjadi pada tekanan yang tinggi, yang mengakibatkan titik embun dari uap refrigeran naik melebihi suhu lingkungan sehingga kondensasi uap refrigeran dapat terjadi.

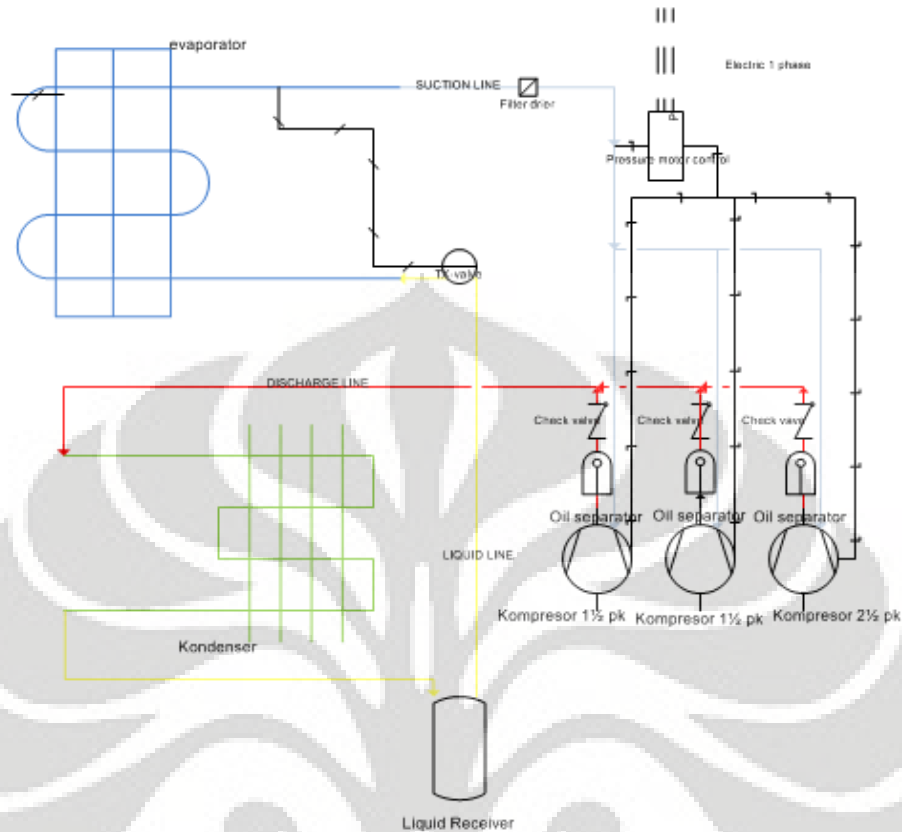
2.19. **SIKLUS MODULASI REFRIGERASI (Modulating Refrigeration Cycle)**

Kebanyakan instalasi refrigerasi memiliki cukup kapasitas pendinginan atau refrigerasi untuk menjaga temperatur yang diinginkan dibawah beban terberat. Temperatur ini dijaga dengan kontrol motor. Kontrol akan memulai motor kompresor ketika pendinginan (pelepasan kalor) diperlukan.

Bagaimanapun, jika beban kalor ringan, sistem tunggal mungkin kapasitasnya terlalu berlebihan untuk kerja tersebut. Biaya operasi lebih mahal apabila kapasitas mesin cocok dengan kebutuhan sistem. Sistem cenderung terlalu cepat dingin dan menyalakan dan mematikan terlalu cepat.

Sistem modulasi (kapasitas bervariasi) telah dikembangkan untuk menyesuaikan kapasitas mesin mendekati beban kalor yang diinginkan. Kadang-kadang, menggunakan dua atau lebih kompresor dihubungkan secara paralel. Masing-masing kompresor dioperasikan dengan kontrol motor.

Jika beban kalor naik dan temperatur mulai tinggi, satu kompresor akan tetap bekerja. Bagaimanapun, jika temperatur tetap naik, kompresor kedua akan memulai bekerja. Penambahan kompresor akan menghubungkan sampai kapasitas cukup untuk sistem.



Gambar 2.3 siklus refrigerasi modulasi

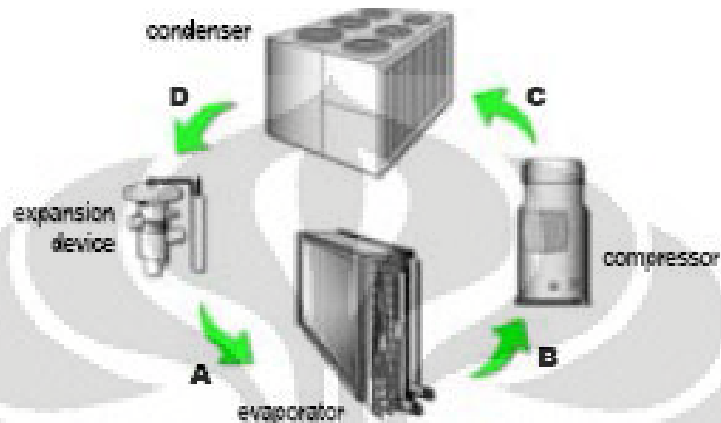
2.20. SISTEM KOMPRESI GAS (*Vapor Compression System*)

Sistem Kompresi Gas merupakan mesin refrigerasi yang berisi fluida penukar kalor (refrigeran) yang bersirkulasi terus menerus. Selama bersirkulasi di dalam unitnya maka refrigeran tersebut akan selalu mengalami perubahan wujud dari gas ke liquid dan kembali ke gas. Proses tersebut berlangsung pada suhu dan tekanan yang berbeda, yaitu tekanan tinggi dan pada tekanan rendah. Tekanan tinggi diperoleh karena adanya efek kompresi, yang dikerjakan oleh kompresor. Oleh karena itu sistem refrigerasi ini lazim disebut sebagai sistem kompresi gas.

Gambar 2.4 memperlihatkan diagram alir suatu sistem kompresi gas sederhana. Sesuai dengan proses yang terjadi di dalam siklus refrigeran maka sistem refrigerasi kompresi gas mempunyai 4 komponen utama yang saling berinteraksi satu sama lain, yaitu :

- Evaporator untuk proses evaporasi liquid refrigeran.
- Kompresor untuk meningkatkan tekanan gas refrigeran.
- Kondenser untuk proses kondensasi gas refrigeran.

- Katup ekspansi untuk menurunkan tekanan liquid refrigeran yang akan di masuk ke evaporator.



Gambar 2.4 refrigerasi kompresi uap
 Sumber dari refrigeran piping TR-TRC006-EN TRANE, hal 2

Refrigeran masuk ke evaporator dengan bentuk campuran liquid dan uap bertekanan rendah, dingin (A). Kalor ditransfer menuju refrigeran dari udara relatif hangat yang didinginkan, menyebabkan refrigeran liquid mendidih. Hasil dari uap refrigeran (B) ditekan dari evaporator dengan kompresor, menaikkan tekanan dan temperatur uap.

Hasil dari uap refrigeran tekanan tinggi (C), panas masuk kondenser dimana panas ditransfer ke udara sekitarnya, dimana mempunyai temperatur lebih rendah daripada refrigeran. Didalam kondenser, uap refrigeran berkondensasi menjadi liquid dan sub-cooling.

Refrigeran liquid ini (D) mengalir dari kondenser menuju katup ekspansi. Alat ini menciptakan penurunan tekanan (pressure drop yang mengurangi tekanan refrigeran menuju evaporator. Pada tekanan rendah, jumlah sedikit refrigeran mendidih (flash), mendinginkan refrigeran liquid menjadi temperatur evaporator yang diinginkan. Campuran dingin dari refrigeran liquid dan uap (A) masuk evaporator menuju ke siklus yang berulang.

2.21. TEMPERATUR

Temperatur merupakan parameter paling berpengaruh dalam perancangan mini ice plant ini. Karena temperatur lah yang hendak dicapai dari proses pembekuan.

2.6.1 Beda Suhu Rata-Rata Logaritmik

Pada sebuah alat penukar kalor, nilai kalor didapat dari persamaan :

$$Q = U.A.\Delta T_{lm} \quad (2.3)$$

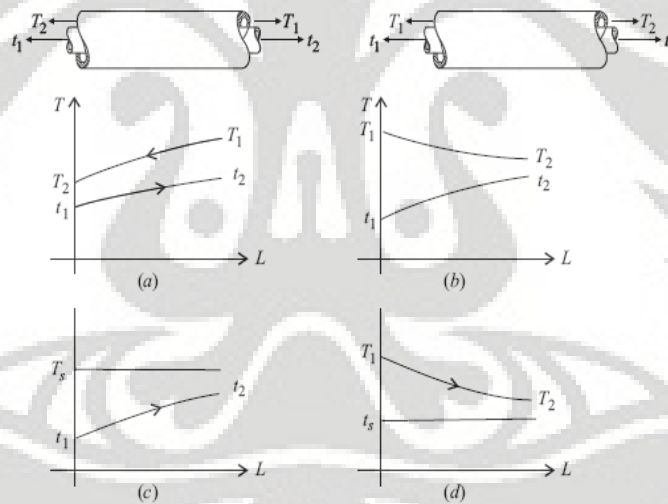
Dimana: Q = Energi kalor yang dilepas atau diterima suatu zat [kW]

U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh [W/m.K]

A = Luas permukaan perpindahan kalor [m²]

ΔT_{lm} = Beda temperatur [K]

Gambar 2.5 dibawah ini menunjukkan bahwa beda-suhu antara fluida-panas dan fluida-dingin pada waktu masuk dan pada waktu keluar tidaklah sama dan kita perlu menentukan nilai rata-rata untuk digunakan pada persamaan (2.3)



Gambar 2.5: Empat susunan dasar LMTD (a).Counter flow, (b). Co-current atau parallel flow, (c). Constant-temperature source and rising-temperature receiver, (d). Constant-temperature receiver and falling-temperature source

Untuk counterflow exchanger dimana fluida mengalir berlawanan arah melalui exchanger (Gbr 2.8a)

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln [(T_1 - T_2)/(T_2 - t_1)]} \quad (2.4)$$

Untuk co-current exchanger dimana aliran fluida mengalir dengan arah yang sama melalui exchanger (Gbr 2.8b)

$$\text{LMTD} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln [(T_1 - t_1)/(T_2 - t_2)]} \quad (2.5)$$

Untuk sebuah penukar-kalor yang memiliki sumber kalor bertemperatur konstan, $t_s = t_1 = t_2$, dan penerima kalor bertemperatur meningkat (Gbr 2.8c)

$$\text{LMTD} = \frac{t_2 - t_1}{\ln [(T_s - t_1)/(T_s - t_2)]} \quad (2.6)$$

Untuk sebuah penukar yang memiliki penerima kalor bertemperatur konstan, $t_s = t_1 = t_2$, dan sumber kalor bertemperatur menurun (Gbr 2.8d)

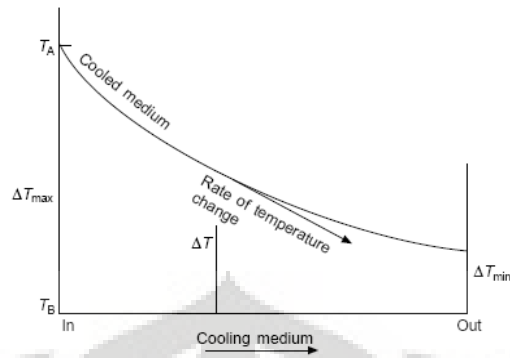
$$\text{LMTD} = \frac{T_1 - T_2}{\ln [(T_1 - t_s)/(T_2 - t_s)]} \quad (2.7)$$

Formula sederhana diatas yang digunakan untuk *menghitung Log Mean Temperature Difference* tidak dapat diterapkan pada susunan penukar-kalor selain yang terdeskripsikan pada gambar 2.8

Berdasarkan rumus diatas maka dengan kata lain LMTD adalah beda-suhu pada satu ujung penukar-kalor dikurangi beda-suhu pada ujung yang satu lagi dibagi dengan logaritma alamiah daripada perbandingan kedua beda-suhu tersebut.

2.6.2 LMTD Pada Evaporator

Pada sebuah evaporator temperatur masuk dan keluar refrigerannya cenderung sama pada tekanan yang sama pula. Perubahan temperatur dalam sebuah evaporator sangat kecil, sehingga diabaikan. Penjelasannya adalah sebagai berikut: Jika *non-volatile fluid* (fluida yang tidak mudah menguap, dalam hal ini brine) dipanaskan atau didinginkan, kalor sensibel akan berubah begitu juga dengan temperatur, sehingga ΔT disepanjang dinding heat exchanger akan menjadi tidak konstan. Selama laju perubahan temperatur (*heat flow*) terjadi secara proporsional terhadap ΔT di titik mana pun, maka kurva temperaturnya berbentuk eksponensial. Pada kasus dimana media pendinginnya adalah *evaporating liquid (R22)*, temperatur dari cairan ini secara substansial, akan tetap konstan dikeseluruhan proses, selama cairan menyerap kalor laten.



Gambar 2.6. Perubahan perbedaan temperatur dari fluida yang didinginkan

Jadi, temperatur yang digunakan ketika refrigeran masuk dan keluar adalah temperatur evaporator (T_{ev}). Hal ini menghasilkan nilai sebuah LMTD berbeda dengan tipe aliran searah ataupun yang berlawanan arah.

2.22. REFRIGERAN PRIMER

Proses refrigerasi terjadi antara media penyerap/pelepas kalor dengan lingkungan. Media yang digunakan untuk membawa untuk memindahkan kalor disebut dengan *refrigerant*. 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:

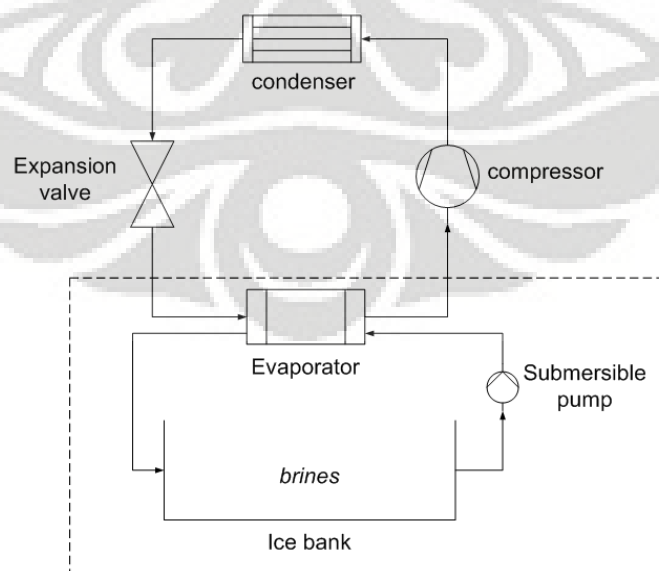
- a) Memiliki kalor jenis yang tinggi

- 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.

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.

2.23. **REFRIGERANT SEKUNDER**

Refrigerant sekunder adalah fluida kerja yang berfungsi untuk mengambil kalor dari suatu tempat, dimana kalor tersebut akan diambil lagi oleh *refrigerant* utama. Salah satu contoh dari *refrigerant* sekunder 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.



Gambar 2.7. Skema sistem refrigerasi dengan brines sebagai refrigerant sekunder

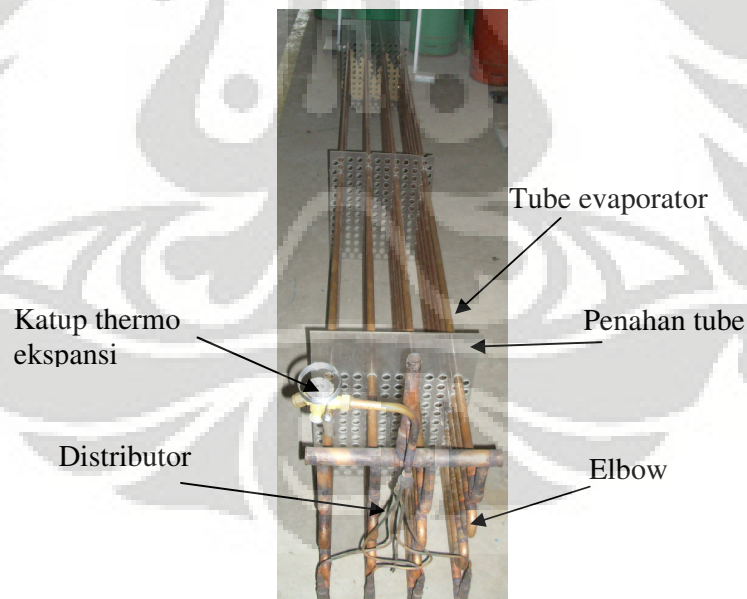
Dimana fluida refrigeran sekunder disirkulasikan dan temperatur kerja dibawah 0°C , maka digunakan fluida campuran yang tidak dapat membeku. Fluida ini disebut brine. Brine adalah larutan garam dalam air. Terdapat dua jenis yang umum digunakan yaitu *sodium chloride* dan *calcium chloride*.

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

2.24. EVAPORATOR

2.9.1 Deskripsi umum

Evaporator adalah media pemindahan energi panas melalui permukaan agar refrijeran cair menguap dan menyerap panas dari udara dan produk yang ada di dalam ruang tersebut.



Gambar 2.8 Evaporator

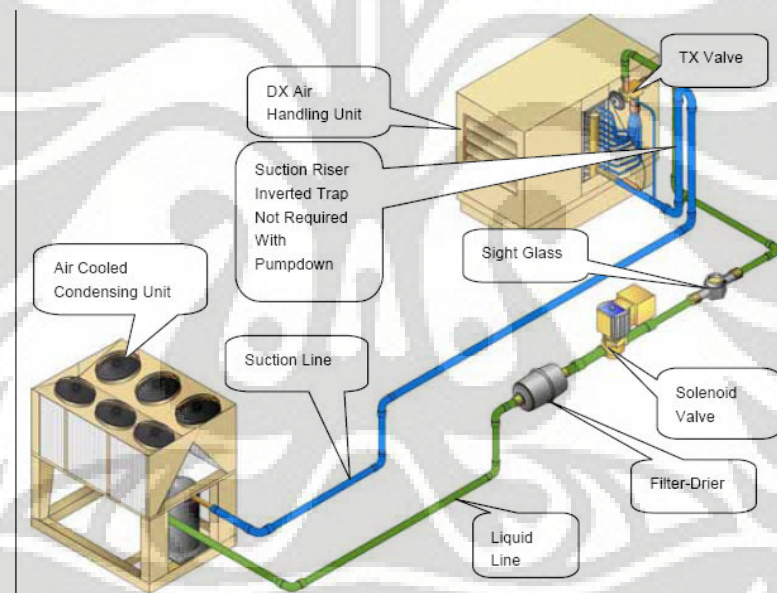
2.9.2 Sistem pengaturan aliran refrigeran ke evaporator

Terdapat dua cara untuk mengatur aliran refrigeran yang melalui evaporator:

- a. *Direct Expansion (DX) System*
- b. *Flooded System*

2.9.3 Direct expansion sytem

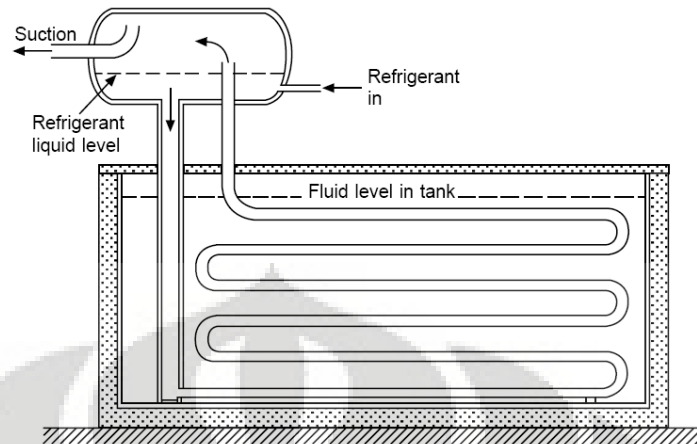
Pada evaporator ini terdapat bagian, yaitu di bagian keluarannya, yang dirancang selalu terjaga 'kering', artinya di bagian itu refrigeran yang berfase cair telah habis menguap sebelum terhisap keluar ke saluran masuk kompresor. Hal ini dilakukan dengan cara men-*superheat*-kan refrigeran beberapa derajat pada dikeluarkan evaporator. Dengan menggunakan *thermostatic expansion valve*.



Gambar 2.9 sistem Direct Expansion dengan unit kondensing
Sumber dari www.mcquay.com

2.9.4 Flooded system

Tujuan evaporator jenis ini adalah untuk mengatur aliran refrigeran adalah dengan mengumpulkan refrigeran setelah dari expansion valve pada sebuah *low pressure receiver*.

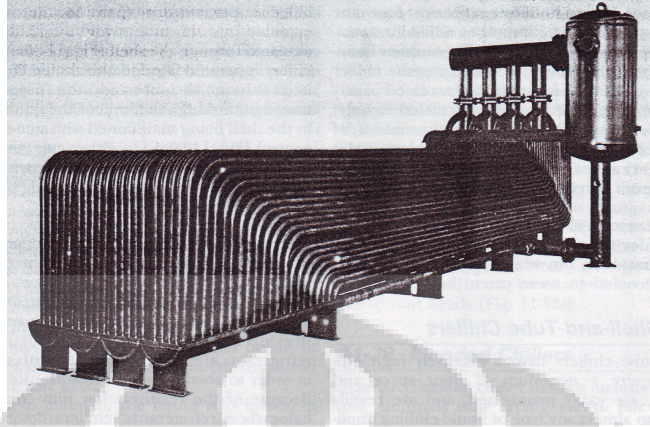


Gambar 2.10. Flooded evaporator

Sumber: *Refrigeration and Air-Conditioning*; Third edition; A. R. Trott and T. Welch; Butterworth-Heinemann, Oxford ; 2000

Pada *flooded* evaporator memerlukan adanya pemasangan *receiver*. Untuk memastikan adanya efisiensi yang optimal, level cairan dijaga menggunakan katup float bertekanan rendah. dimana di *receiver* ini refrigeran didorong masuk ke pipa evaporator dengan cara gravitasi. Hal ini menyebabkan keseluruhan refrigeran yang berada pada pipa evaporator terbasahi oleh brine dengan kata lain permukaan *heat transfer*-nya terbasahi penuh, dimana akan meningkatkan kapasitas dibandingkan dengan DX sistem. Dengan *flooded* evaporator, sebuah temperatur yang lebih tinggi daripada yang digunakan pada tipe DX dapat diperoleh sehingga tidak diperlukan adanya *superheat* untuk mencegah cairan masuk ke kompresor.

Pada *receiver* ini refrigeran berfasa *liquid* dan *vapor* dipisahkan dan yang fasa *liquid* dialirkan ke evaporator kembali dengan cara gravitasi, sedangkan yang fasa *vapor* dihisap masuk ke kompresor.



Gambar 2.11. Flooded Evaporator (*Courtesy of Vilter Manufacturing Company*)
Sumber: *Principles of Refrigeration*, Second Edition, Dossat, Roy J., 1980, SI
Version, John Wiley & Son Inc., New York, USA

Refrigeran meninggalkan evaporator dikembalikan lagi ke *receiver* bertekanan rendah, biasanya berupa campuran cairan dan uap. Tipe dari evaporator ini disebut dengan *flooded* atau tipe resirkulasi evaporator. Sirkulasi dari refrigeran dapat menggunakan efek gravitasi atau menggunakan pompa. Salah satu keuntungan dari tipe evaporator ini adalah koefisien perpindahan panas (rata-rata) dapat lebih tinggi dari DX evaporator sistem. Karena uap refrigeran masuk ke *receiver* bertekanan rendah dalam fasa saturasi maka katup ekspansi thermostatik tidak dapat digunakan, sehingga sebuah katup apung (*float*) bertekanan rendah digunakan untuk mengatur aliran refrigeran.

2.10. KOMPRESOR

Dalam proses refrigerasi, kompresor berperan seperti jantung dalam tubuh manusia. Fungsinya adalah selain mengkompresi uap refrigerant juga berfungsi untuk mengalirkan refrigerant agar dapat terus bersirkulasi.



Gambar 2.12 kompresor Tecumseh 2,5 pk dan 1,5 pk

Sumber dari www.tecumseh.com

2.10.1 Kendali kapasitas pada kompresor (*capacity control*).

Bila suatu sistem refrigerasi dioperasikan didalam suatu mode yang mantap dan beban refrigerasi tersebut menurun, maka reaksi yang pasti adalah menurunnya suhu dan tekanan evaporator. Perubahan kondisi evaporator ini menyebabkan penurunan kapasitas kompresor yang menyesuaikan dengan turunnya beban refrigerasi. Penurunan suhu evaporator mungkin tidak diharapkan karena beberapa alasan. Dalam sistem refrigerasi, pipa mungkin diselimuti oleh es yang menghambat perpindahan kalor.

Beberapa cara yang umum digunakan untuk menurunkan kapasitas kompresor adalah:

- Dengan memparalelkan kompresor atau sistem pendauran (*cycling*), dimana kompresor berhenti dan bekerja menurut yang dibutuhkan. Beberapa keuntungan didapat dengan menggunakan sistem kompresor seperti ini, alasan utamanya adalah mengurangi biaya operasi melalui pengontrolan yang besar terhadap kapasitas dan konsumsi daya.
- Pengaturan tekanan-balik (*back pressure-regulation*) dengan mentrotel (*throttle*) gas hisap di antara evaporator dan kompresor untuk menjaga konstan tekanan evaporator. Cara ini menghasilkan kendali suhu evaporator yang baik, tetapi tidak efisien.

- Melangkau (mem-*bypass*) gas buang kembali ke jalur hisap, biasanya menghasilkan penurunan kapasitas yang tepat, tetapi cara ini tidak efisien dan kompresor seringkali menjadi panas.
- Cara lain adalah dengan mengurangi beban *cylinder* (*cylinder unloading*) pada kompresor bersilinder ganda, dengan cara membuka katup hisap secara otomatis atau dengan membelokkan gas buang dari silinder, kembali ke jalur hisap sebelum dikompresikan.

Yang digunakan dalam sistem refrigerasi *Mini Ice Plant* ini adalah dengan memparalelkan kompresor.



Gambar 2.13 kontrol tekanan
Sumber dari www.danfoss.com

2.11. KONDENSER AIR-COOLED

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

Kondenser air-cooled digunakan hanya pada mesin berkapasitas kecil, seperti refrigerator dan small water cooler yang menggunakan kawat dan tube vertikal atau konstruksi datar dan tube dengan sirkulasi natural, dan package air conditioner dan tipe window yang mempunyai tube dengan 5-7 fin per cm dan menggunakan sirkulasi udara paksa.



Gambar 2.14 kondenser air-cooled

Sumber dari: <http://www.directindustry.com/prod/heatcraft-friga-bohn-hk-refrigeration/air-cooled-condenser-8259-20548.html>

2.12. LIQUID LINE, SUCTION LINE, DISCHARGE LINE, INSTALASI KOMPRESOR PARALEL

Dalam sistem refrigerasi sistem direct expansion, diperlukan pemipaan untuk menghubungkan antara kompresor, evaporator, kondensor dan katup ekspansi. Pada umumnya terdapat tiga jenis pemipaan, yaitu liquid line, suction line, discharge line. Gambar 2.3 memperlihatkan liquid line, suction line dan discharge line

Temperatur suction saturasi berdasarkan pada tekanan meninggalkan evaporator dan menunjukkan temperatur refrigeran sebagai gas tanpa superheat. Temperatur refrigeran aktual meninggalkan evaporator akan lebih tinggi dari ini. Perbedaan antara dua temperatur disebut superheat.

Panjang ekuivalen didefinisikan sebagai panjang pipa lurus mempunyai losses energy sebagai fitting. Panjang yang digunakan ($L_{\text{effective}}$) untuk mengukur refrigerant line haruslah panjang total pemipaan lurus (L_s) ditambah panjang ekuivalen semua fitting (L_{eq}). $L_{\text{effective}} = L_s + L_{\text{eq}}$,

2.12.1 Liquid line

Liquid line menghubungkan kondensor ke evaporator dan membawa refrigeran liquid ke katup-TX. Jika refrigeran pada liquid line mendidih menjadi gas karena pressure drop terlalu rendah atau karena

naiknya ketinggian, lalu sistem refrigerasi akan bekerja dengan buruk. Sub-cooling liquid adalah metode untuk mencegah refrigeran mendidih menjadi gas karena pressure drop pada line.

Memperbesar ukuran liquid line tidak diperkenankan karena itu akan menaikkan signifikan sistem pengisian refrigerasi. Ini, akan mempengaruhi pengisian oli.

2.12.2 Suction line

Suction gas line mengijinkan refrigeran gas dari evaporator mengalir menuju inlet kompresor. Menurunkan ukuran suction line mengurangi kapasitas kompresor dengan memaksa bekerja pada tekan suction lebih rendah untuk menjaga temperatur evaporator yang diinginkan.

Memperbesar ukuran suction line menaikkan biaya awal dan mungkin menghasilkan kecepatan refrigeran gas yang tidak cukup untuk memindahkan oli dari evaporator ke kompresor. Ini sangat penting karena riser suction vertikal digunakan.

2.12.3 Discharge Line

Discharge gas line (biasanya disebut sebagai hot gas line) mengijinkan refrigeran mengalir dari discharge kompresor menuju inlet kondensor. Menurunkan ukuran discharge line akan mengurangi kapasitas kompresor dan menaikkan kerja kompresor. Menaikkan ukuran discharge line menaikkan biaya awal proyek dan mungkin menghasilkan kecepatan refrigeran gas yang tidak cukup untuk membawa oli kembali ke kompresor.

2.12.4 Instalasi Kompresor Paralel

Instalasi kompresor paralel menghubungkan sistem kompresor yang interkoneksi dan berkerja secara bersamaan. Walaupun terdapat beberapa keuntungan dan didalam instalasi paralel, alasan utama adalah memperkecil biaya kerja dari kontrol kapasitas dan penggunaan daya yang sangat besar. Ini

didapat dari mengatur urutan penyalaan kompresor yang memenuhi sistem paralel menyamakan daya dengan kapasitas yang dibutuhkan.

1) Oil Equalization

Oil equalization (penyamaan oli) adalah satu dari banyak aspek instalasi paralel. Kembalinya oli dari sistem harus dikontrol sebaliknya jumlah oli yang tidak tepat akan mengalir ke kompresor dan merusak kompresor. Oleh karena itu, untuk mendapatkan distribusi oli yang sama diantara semua kompresor, dua solusi yang paling terkenal yaitu: oil equalization line system dan oil level regulator system.

2) Oil equalization line system

Sistem saluran penyamaan oli yang ekonomis ini menghubungkan ruang mesin kompresor melalui saluran oli. Sistem saluran penyamaan oli harus digunakan untuk instalasi tidak lebih dari 3 kompresor/ kapasitas



Gambar 2.15 oil equalization system

Oil equalization line system (sistem penyamaan saluran oli) ini meyakinkan penyediaan oli dan penyamaan oli pada ruang mesin kompresor melalui koneksi penyamaan oli. Untuk sistem ini, ini penting bahwa tekanan ruang mesin (tekanan masuk) pada semua kompresor adalah sama. Jika ini tidak dalam perhitungan perancangan, maka distribusi oli tidak merata. Jika tidak ada tindakan pencegahan, tekanan masuk dalam variasi itu, meskipun kecil, dapat menciptakan perbedaan yang sangat pada tingkatan oli. Contoh, perbedaan tekanan 0,001 bar menyebabkan perbedaan tingkat oli 1,1 cm.

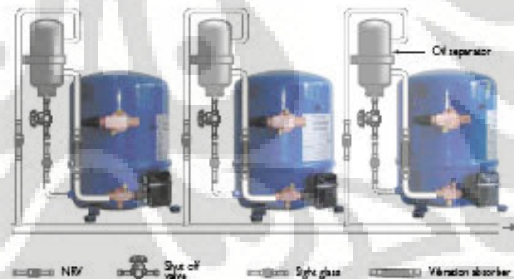
Pada instalasi paralel, pemisah oli (oil separator) sangat disarankan. Pada instalasi paralel baik dengan saluran pipa panjang, kondensator berkelipatan ataupun evaporator berkelipatan, pemisah oli (oil separator) dibutuhkan. Pada instalasi mempunyai perangkat oli berkelipatan, pemisah oli atau kemungkinan melambatnya aliran balik oli ke penampung oli biasanya dibutuhkan.

Dua metode yang biasanya sering digunakan untuk pemisahan oli, yaitu pemisah oli individu (individual oil separator), pemisah oli biasa.

a. Individual oil separator

Metode pemisah oli secara individu mengijinkan untuk setiap kompresor mempunyai masing-masing pemisah oli. Pemisah oli ini meneruskan kembali oli secara langsung ke masing-masing bagian penyamaan oli.

Ukuran saluran keluaran antara kompresor dan oil separator harus tidak kurang dari bagian keluaran rotolock. Jika terjadi kegagalan pemakaian oil separator, distribusi dan tingkat penyeimbang oli akan sangat terpengaruh.



Gambar 2.16 individual oil separator

b. Common oil separator

Metode oil separator biasa mengijinkan untuk satu oil separator untuk digunakan oleh sistem sepenuhnya. Oli diumpankan ke kompresor melalui saluran suction, meskipun itu harus dicatatkan bahwa pipa kembali oli harus dicegat saluran suction sedikitnya satu meter sebelum header suction.

2.13. KOMPONEN-KOMPONEN SISTEM REFRIGERASI DIRECT EXPANSION

2.13.1 Katup ekspansi

Katup ekspansi pada sistem refrigerasi biasanya mempunyai dua tujuan. Pertama adalah fungsi termodinamika, memperluas refrigeran liquid dari tekanan kondenser menuju tekanan evaporator. Fungsi yang lain adalah fungsi kontrol, dimana dapat meningkatkan penerimaan liquid menuju evaporator pada tingkat dimana itu terevaporasi. Yang terakhir mempunyai kaidah lebih penting dan menentukan efisiensi dimana permukaan evaporator digunakan.

Pada dasarnya katup ekspansi mempunyai dua tipe alat ekspansi, yaitu: tipe batasan variabel, batasan konstan. Pada tipe batasan variabel, luasan area terbuka untuk aliran berubah-ubah bergantung pada tipe kontrol. Terdapat dua tipe dari alat kontrol, yaitu katup ekspansi otomatis dan katup ekspansi termostatik. Ditambah, terdapat jenis katup-katup apung (float valves) yang termasuk jenis variabel, yaitu: high side float dan low side float. High side float menjaga tingkat liquid tetap konstan pada kondensor, dan low side float menjaga tingkat liquid tetap konstan pada evaporator. Pada tipe constant restriction adalah tube kapiler (capillary tube) dimana biasanya tube panjang dengan diameter bor tajam.



Gambar 2.17 TX-valves
Sumber dari www.danfoss.com

2.13.2 Liquid receiver

Check valves mengijinkan fluida mengalir melalui itu pada hanya satu arah. Kompresor rotary dan gear memiliki check valves pada suction line. Ini mencegah uap tekanan tinggi dan oli refrigeran dari mencadangkan ke evaporator selama siklus mati.

Check valves dapat menggunakan disket atau bola pejal di dalam konstruksinya. Beberapa menggunakan pegas atau magnet untuk menjaga katup terhadap posisinya. Yang lainnya tersusun sehingga berat dari katup menjaganya terhadap posisinya.

Sistem multiple memiliki evaporator yang di operasikan dengan temperatur yang berbeda. Sistem multiple ini menggunakan katup cek. Katup-katup ini menjaga uap refrigeran pada evaporator yang lebih hangat dari pencadangan ke evaporator yang lebih dingin.



Gambar 2.18 Liquid Receiver
Sumber dari www.danfoss.com

2.13.3 Filter drier

Keefesiensian operasi sistem komersial bergantung sekali pada kebersihan internal unit. Hanya refrigeran dan oli yang bersih dan kering dapat bersikulasi pada sistem. Semua yang kotor seperti debu dan air harus dibuang. Kontaminasi harus dijebak di beberapa bagian sistem, yang tidak membahayakan. Bagaimanapun, itu harus dibuat menjadi unit tunggal dengan filter dan adsorber. (adsorpsi adalah kemampuan untuk mengumpulkan substansi pada permukaan di lapisan kondensasi.) Kasa, filter dan adsorben air digunakan sebagai bagian dari filter drier.



Gambar 2.19 Filter Dryer
Sumber dari www.danfoss.com

2.13.4 Oil separator

Kompresor refrigerasi mendapatkan pelumasan dari sejumlah kecil oli pelumas. Oli ini diletakkan didalam ruang mesin kompresor atau rumah. Pada sistem hermatik, oli ini juga melumasi bearing motor. Ketika kompresor dijalankan, sejumlah kecil oli dipompa keluar beserta uap kompresi panas. Sejumlah kecil oli didalam sistem tidak berbahaya. Terlalu banyak oli masuk ke kondensor, kontrol refrigerant, evaporator dan filter mengganggu kerja peralatan tersebut. Pemisahan oli dari uap terkompresi, panas dapat dilakukan. Itu dapat dilakukan dengan meletakkan oil separator di antara keluaran kompresor dan kondensor.

Oil separator adalah tangki atau silinder, yang mengandung beberapa plat atur arus (baffle) atau penyaring (screen) yang mengambil oli. Oli terpisah dari uapa terkompresi, panas, dibuang ke bawah separator. Penyusunan pelampung mengontrol katup jarum (needle valve). Ini akan membukakan aluran keluar oli (oil return line) ke kotak engkol (crank case). Ketika tingkat oli sudah cukup tinggi, pelampung akan naik dan membuka katup jarum. Tekanan pada separator lebih tinggi dari tekanan pada kotak engkol kompresor. Ini menyebabkan oli keluar dengan cepat ke kotak engkol kompresor.

Makin sedikit oli bersikulasi pada sistem refrigerasi, makin banyak refrigerant tersedia untuk pendinginan. Ini meningkatkan efisiensi pada sistem dengan mengurangi waktu kerja dan menurunkan biaya operasi.



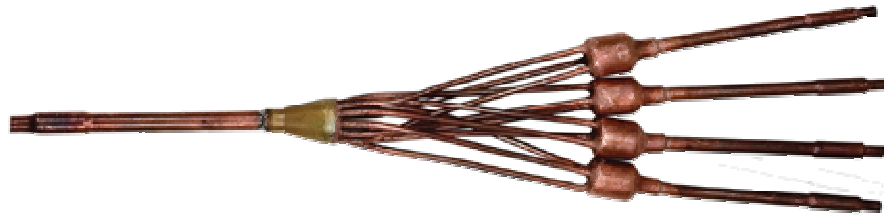
Gambar 2.20 Oil Separator
Sumber dari www.danfoss.com

2.13.5 Distributor

Distributor adalah alat yang terhubung ke keluaran katup ekspansi termostatik (TEV). Keluaran distributor didesain untuk menerima tube, yang menghubungkan distributor ke masing-masing sirkuit koil evaporator.

Sejumlah refrigeran liquid melewati katup ekspansi termostatik (TEV) biasanya akan mendidih (terbakar), menghasilkan dua fase (liquid dan uap) mengalir pada keluaran katup. Masalah didalamnya adalah kenyataannya liquid dan uap bergerak pada kecepatan berbeda. Ini kadang-kadang menunjukkan sebagai tergelincir, karena gravitasi memiliki pengaruh lebih besar pada jumlah aliran liquid.

Jika header sederhana digunakan untuk membagi aliran menuju masing-masing sirkuit evaporator, sirkuit tidak akan menerima jumlah refrigeran yang sama. Sirkuit evaporator yang lebih rendah selalu menerima sebagian besar liquid, kemungkinan menyebabkan masalah hunting TEV dan floodback. Sirkuit paling atas akan kekurangan, mengurangi efektivitas permukaan evaporator. Untuk mendapatkan distribusi yang seharusnya, jumlah liquid aliran dua fase harus dibagi dengan sama ke masing-masing sirkuit koil evaporator. Solusi : mencampur jumlah aliran refrigeran liquid dan uap, menjaga homogenik campuran liquid dan uap hingga jumlah aliran yang sama dibagi ke tiap masing-masing sirkuit evaporator.



Gambar 2.21 distributor refrigeran

Sumber dari <http://www.lge.com/uk/air-conditioning/accessories/LG-PMUB1111A.ENCXLEU.jsp>

2.13.6 Sight glass

Sight glass biasanya dipasang pada liquid line pada instalasi komersial. Sight glass akan memperlihatkan gelembung-gelembung jika sistem kekurangan refrigeran.

Sight glass mungkin memperlihatkan sedikit gelembung ketika sistem pertama kali dijalankan. Atau, dapat terlihat jika sistem berhenti. Itu adalah aksi normal dan tidak menunjukkan kekurangan refrigeran.

Gelembung-gelembung mungkin juga memperlihatkan batasan pada sirkuit diatas sight glass. Ini mungkin pada drier, kasa, saringan tersumbat sebagian. Sight glass memiliki ekstensi yang panjang untuk mengijinkan mematri atau mengelas sambungan tanpa luka pada sight glass.



Gambar 2.22 sight glass

Sumber dari www.danfoss.com

2.13.7 Check valve

Check valves mengijinkan fluida mengalir melalui itu pada hanya satu arah. Kompresor rotary dan gear memiliki check valves pada suction line. Ini mencegah uap tekanan tinggi dan oli refrigeran dari mencadangkan ke evaporator selama siklus mati. Check valves dapat menggunakan disket atau bola pejal di dalam konstruksinya.

Beberapa menggunakan pegas atau magnet untuk menjaga katup terhadap posisinya. Yang lainnya tersusun sehingga berat dari katup menjaganya terhadap posisinya. Sistem multiple memiliki evaporator yang di operasikan dengan temperatur yang berbeda. Sistem multiple ini menggunakan katup cek. Katup-katup ini menjaga uap refrigeran pada evaporator yang lebih hangat dari pencadangan ke evaporator yang lebih dingin.

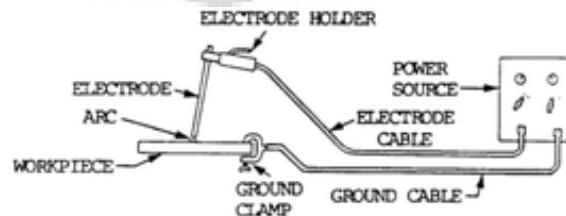


Gambar 2.23 check valves
Sumber dari www.danfoss.com

2.14 PROSES PENGELASAN

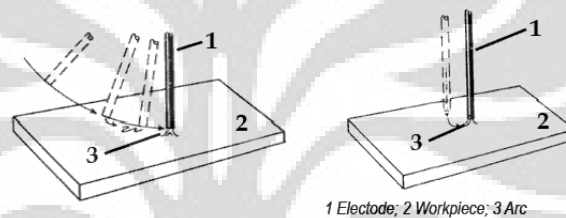
Dari keseluruhan pengerjaan. Pengelasan adalah proses kerja terbanyak pada pengerjaan ruang produksi mini ice plant. Hampir di setiap komponen dilakukan proses pengerjaan pengelasan seperti ; Rel, Bak, Dip Tank, Penyangga cetakan es, Cetakan es.

Sebagian besar pengelasan menggunakan metode *Shielded Metal Arc Welding* (SMAW). Hal ini dikarenakan ketersediaan alat yang ada dan juga kebutuhan dalam pengerjaan.

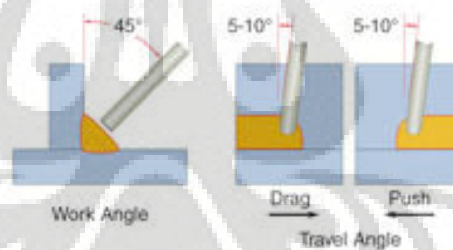


Gambar 2.24 Sistem pemasangan dari SMAW

Untuk membentuk busur api listrik, elektroda harus disentuhkan ke benda kerja dengan gerakan sedikit menyapu lalu ditarik keluar sedikit. Hal ini akan menimbulkan busur api dan akan meleburkan benda kerja dengan elektroda tersebut. Seiring dengan meleburnya elektroda, lapisan pelindung elektroda akan membentuk uap yang akan melindungi area pengelasan dari oksigen dan nitrogen. Sebagai tambahan, lapisan tersebut akan membentuk lelehan terak yang akan menutupi logam pengisi sepanjang jalur pengelasan.



Gambar 2.25 Proses penyalan busur api



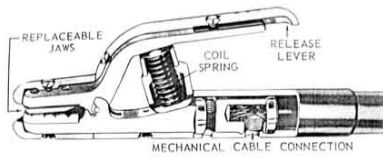
Gambar 2.26 Sudut pergerakan elektroda

Setelah terak mengeras, terak tersebut harus di kupas sehingga hanya logam pengisi yang tersisa. Karena pengelasan berlangsung berkelanjutan namun elektroda terbatas. Harus ada pertukaran elektroda yang telah habis dengan yang baru. Proses pengelupasan terak harus dilakukan secara periodik seiring dari pergantian elektroda.

Peralatan yang digunakan :



Elektroda



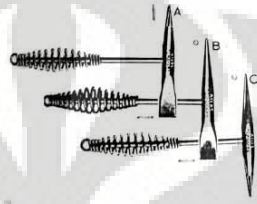
Pemegang elektroda



Mesin las



Topeng las



Palu las



Sarung tangan las

Gambar 2.27 Peralatan las SMAW

Kesulitan yang terjadi saat pengelasan SMAW adalah :

- *Arc Blow*
Arc blow adalah terjadinya busur api yang terlalu besar, sehingga dapat merusak benda kerja. Hal ini akibat dari arus las listrik tersebut terlalu besar.
- *Arc Stability*
Hal ini adalah kesulitan dalam pengelasan dikarenakan jarak antara elektroda dan benda kerja tidak stabil. Untuk menjaga stabilitas busur api memerlukan suatu keahlian tersendiri dalam mengatasi permasalahan tersebut.
- *Excessive spatter*
Dalam pengelasan dapat terjadi percikan-percikan api dari busur api yang juga membawa logam pengisi. Hal ini terjadi akibat dari kesalahan dalam pengelasan seperti jarak elektroda ke benda kerja yang terlalu jauh, dan arus terlalu besar.
- *Incorrect weld profile*
Proses pengelasan memiliki pola tersendiri, yaitu melingkar atau zig-zag. Kecepatannya pun harus stabil sehingga memiliki hasil penampang las yang cukup baik



Gambar 2.28 Hasil pola pengelasan

- *Porosity*

Porosity adalah terjadinya lubang didalam lasan yang diakibatkan kesalahan dalam pengelasan. Hal ini disebabkan oleh berbagai factor, selain karena cara pengelasan yang tidak mengikuti pola, kecepatan pengelasan yang tidak sama, arus yang terlalu kuat dll.

Porosity dapat menyebabkan berkurangnya kekuatan las, akibat dari luas penampang lasan menjadi berkurang.

- *Rough surface*

Sama dengan hal yang disebutkan di poin sebelumnya, permukaan yang kasar diakibatkan kecepatan lasan yang tidak sama. Namun yang paling berpengaruh adalah jarak antar elektroda dengan benda kerja yang tidak stabil.

2.15. PENGUJIAN KEBOCORAN DAN TEKANAN

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.

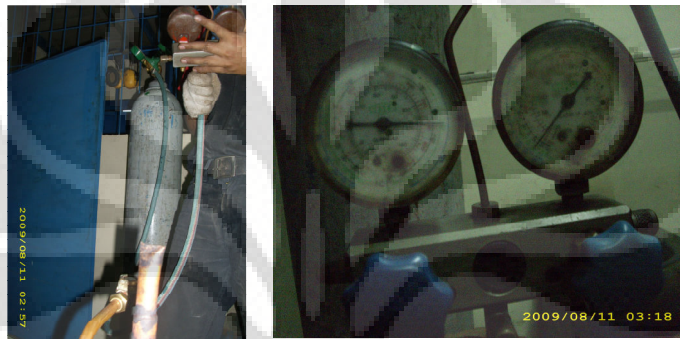
Dalam pengetesan kebocoran, tekanan yang diberikan harus disesuaikan dengan suhu yang diinginkan. Dari tabel “Hubungan antara Suhu dan Tekanan Refrigeran dalam kondisi Jenuh”, dapat diambil tekanan yang diperlukan untuk pengetesan pada suhu yang diinginkan, yaitu suhu -15. Sehingga diambil data suhu tabel maksimum -16, tekanan R-22, yaitu 27 [PSI].

Tabel 2.1 Hubungan antara Suhu dan Tekanan Refrigeran

dalam kondisi Jenuh

Sumber dari: Sistem Refrigerasi dan Tata Udara

Suhu 0C	R12 PSI	R22 PSI	R502 PSI
- 30	-0,3	9	14
- 20	7,2	21	28
- 18	9,0	24	31
- 16	11	27	34
- 14	13	30	38
- 12	15	33	41



Gambar 2.29 pengisian nitrogen pada tube evaporator

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. Di lain 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. Ada dua metoda yang dapat digunakan untuk memeriksa kebocoran, yaitu:

- 1) Pressure Test Method
- 2) Buble Test method
- 3) Vacuum Method

Metoda yang digunakan untuk evaporator, yaitu Buble test method.

2.15.1 Bubble test method

Bubble test method adalah pelacakan lokasi kebocoran dengan menggunakan busa sabun. Tube-tube 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.



Gambar 2.30 test kebocoran menggunakan metode gelembung

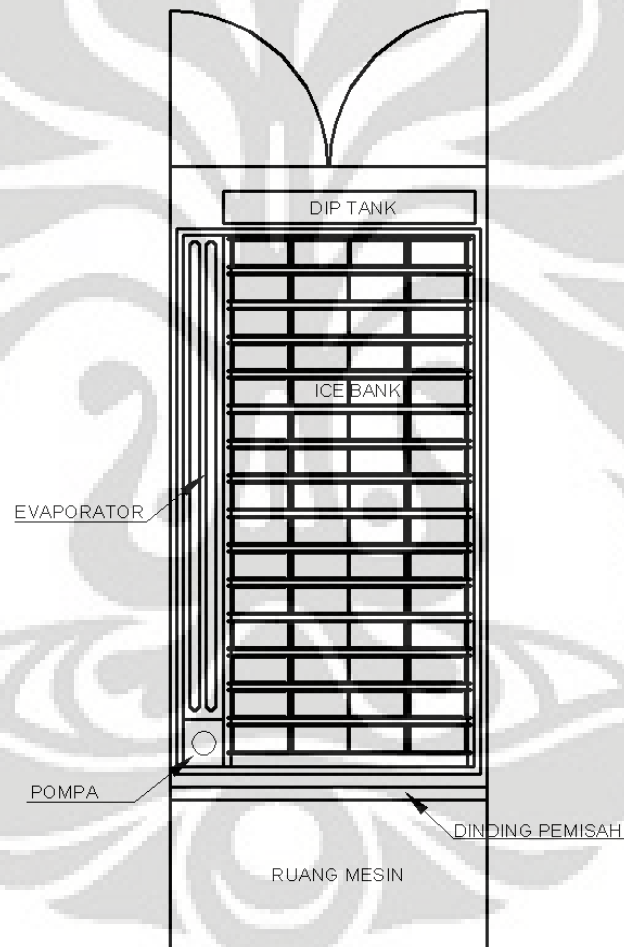


BAB III PROSES PERANCANGAN DAN PEMBUATAN

3.1 LAYOUT MINI ICE PLANT

Secara garis besar , ruang Mini Ice Plant terbagi menjadi 2, yaitu:

1. Ruang produksi es, berfungsi untuk memproduksi es dan juga untuk mengeluarkan es balok dari cetaknya.
2. ruang mesin, yang berfungsi untuk menghasilkan dingin yang digunakan pada *cold storage* dan ruang produksi mesin.



Gambar 3.1 : Layout Mini Ice Plant

3.28. KONSEP RANCANGAN

Terdapat beberapa hal yang perlu diperhatikan dan ditetapkan dalam perancangan yaitu

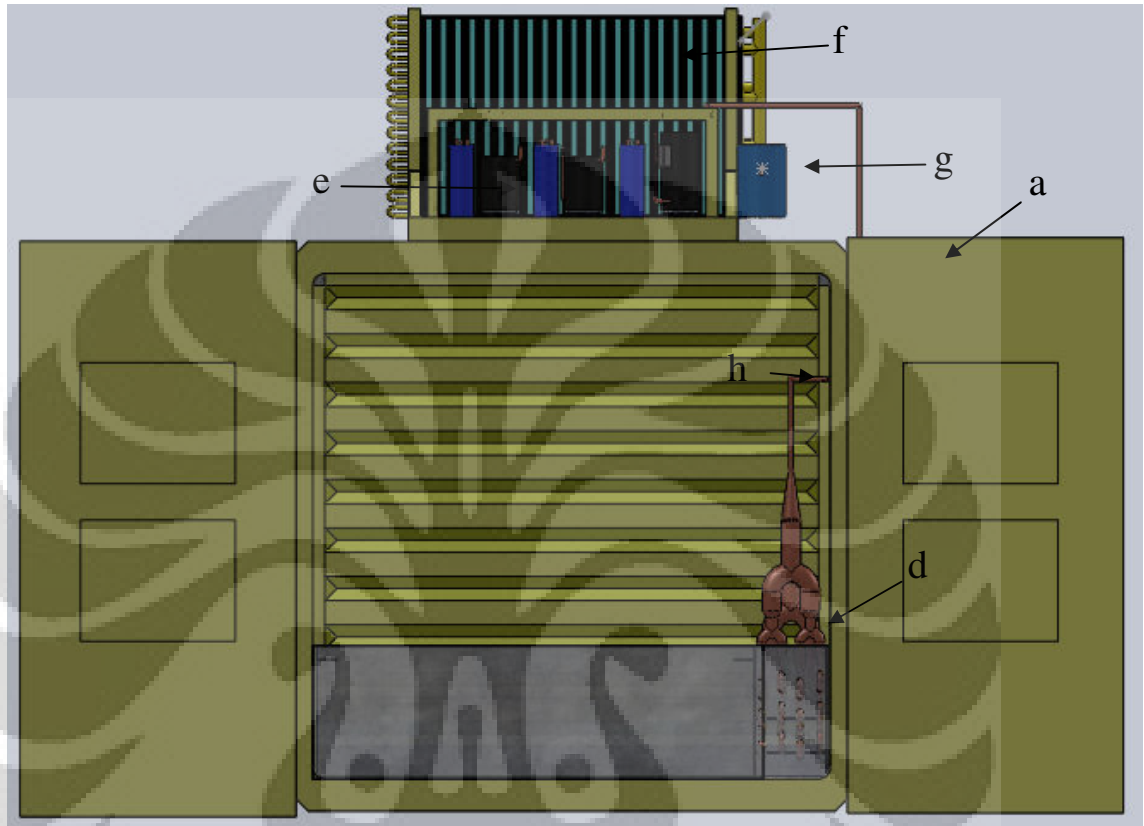
- 1) Dalam sistem refrigerasi yang dibuat untuk pembuatan es ini maka hal yang pertama yang perlu dihitung adalah berapa banyak es yang ingin dibuat per hari, dari sini akan didapat besar dari beban pendinginannya. Karena beberapa komponen dari *Mini Ice Plant* ini sudah tersedia, yaitu kontainer, ice bank dan ice can. Maka kedua faktor tadi dapat ditentukan.
- 2) Spesifikasi dari kompresor, evaporator dan kondenser sangat tergantung dari temperatur evaporasi dan temperatur kondensasi dari rancangan. Sehingga hal ini perlu pertimbangan yang cermat dan penetapan nilainya harus didasarkan dari kombinasi data observasi di lapangan dan referensi dari buku.
- 3) Sistem kompresor yang digunakan harus mampu menjaga operasi mesin pada tingkat yang paling ekonomis dengan mengatur konsumsi energi yang digunakan pada waktu ke waktu disesuaikan dengan kebutuhan beban. Misalnya saat seluruh ice can masih berupa fasa cair maka hal ini adalah beban tertinggi, sedangkan jika sebagian ice can sudah menjadi es dan sebagian masih berfasa cair maka bebannya pun lebih rendah. Untuk itu kompresornya harus dilengkapi dengan sistem kontrol kapasitas (untuk beban bervariasi), salah satunya adalah dengan sistem kompresor parallel.
- 4) Dengan mempertimbangkan kemudahan instalasi karena *Mini Ice Plant* ini akan difungsikan secara *mobile*. Maka sistem kondenser yang dipilih adalah kondenser berpendingin udara (*air cooled condenser*).
- 5) Dalam proses pembuatan es, maka yang terpenting dalam pemilihan sistem evaporator adalah dengan memilih sistem yang memiliki koefisien perpindahan panas yang paling tinggi.

3.29. GAMBARAN RANCANGAN SISTEM REFRIGERASI

Di bawah adalah gambar rancangan sistem refrigerasi. Hal-hal yang akan dijelaskan lebih lanjut adalah mengenai komponen-komponen didalamnya termasuk kontainer yang digunakan sebagai ruang produksi dan pada bagian belakang atasnya digunakan sebagai ruang mesin:

- | | |
|------------------------|---------------|
| a) Kontainer | (e) Kompresor |
| b) Primary refrigerant | (f) Kondenser |

- c) Secondary refrigerant
- d) Evaporator
- (g) Receiver
- (h) Katup ekspansi



Gambar 3.2 Gambar rancangan sistem refrigerasi pada MIP

3.30. KONTAINER

Untuk dapat digunakan sebagai ruang produksi dan peletakkan beberapa mesin-mesin refrigerasi, tentu saja kontainer harus mempunyai beberapa kriteria sebagai berikut agar dapat digunakan sesuai dengan desain:

- 1) Struktur kontainer harus kuat sehingga kontainer itu sendiri tidak rusak ketika dibawa-bawa baik ketika diangkat dengan menggunakan crane maupun ketika ditarik dengan menggunakan trailer.

- 2) Ukuran ruangan, harus tersedia cukup baik sehingga mesin-mesin refrigerasi dapat diletakkan didalam kontainer. Selain itu untuk keperluan produksi, kontainer dapat menampung 128 ice can.
- 3) Karena digunakan sebagai ruang mesin sekaligus ruang produksi, maka didalam kontainer tersebut haruslah diberi isolasi agar panas dari lingkungan luar tidak dapat masuk ke dalam kontainer. Karena jika hal tersebut terjadi, maka kerugian (loses) yang terjadi pada ruang produksi akan sangat besar sekali.
- 4) Perawatan mesin-mesin, baik itu hanya untuk pengecekan maupun untuk pembongkaran mesin, harus mudah dilakukan.



Gambar 3.3. Gambaran Kontainer

3.31. REFRIGERANT

Refrigerant merupakan komponen yang sangat penting dalam sebuah proses refrigerasi.

3.5.1 Pertimbangan Rancangan

- 1) Refrigerant yang digunakan harus mempunyai titik beku dibawah temperatur yang lebih dari *secondary coolant*.
- 2) Refrigerant harus mempunyai efek refrigerasi yang baik ketika menyerap kalor dari lingkungan.

- 3) Refrigerant yang digunakan tidak beracun dan aman bagi makhluk hidup jika terjadi kebocoran.
- 4) Harga refrigeran sebaiknya relatif murah dan mudah didapat mengingat *Mini Ice Plant* ini akan digunakan untuk didaerah-daerah terpencil.

Tabel 3.1. Beberapa spesifikasi refrigerant

Refrigerant	ODP	HGW	Temperatur Didih	Efek Refrigerasi (Kj/kg)	CO ₂ P	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

3.5.2 Tetapan Rancangan

Refrigerant dipilih untuk digunakan dalam rancangan adalah R22. Selain karena memenuhi persyaratan diatas R22 juga memenuhi persyaratan teknis seperti:

- 1) Memiliki efek refrigerasi yang cukup besar yaitu sebesar 162,67 kJ/kg
- 2) Meskipun indeks ODP (Ozon Depletion Potential) R2 masih lebih dari nol tetapi harganya lebih murah dari refrigeran lainnya yang memiliki efek refrigerasi yang cukup tinggi. Sehingga biaya produksi dapat lebih ditekan.
- 3) R22 telah banyak digunakan dan hampir semua produsen kompresor memproduksi untuk R22.

3.6. SECONDARY COOLANT

Secondary coolant atau pendingin sekunder digunakan dalam pembuatan es balok. Pemilihan pendingin sekunder juga merupakan hal yang sangat penting

dalam perancangan *Mini Ice Plant* ini sebab pendingin sekunder yang tepat akan menghasilkan hasil yang optimal dalam proses pembuatan es balok.

3.6.1 Pertimbangan Rancangan

1) *Secondary coolant* atau pendingin sekunder harus murah dan mudah didapat serta dikenal oleh masyarakat secara umum.

2) *Secondary coolant* tidak boleh beracun dan tidak merusak lingkungan.

3) Dari desain diketahui bahwa:

- Temperatur evaporasi = 15°C

- Operasi kerja paling optimal :

$t = \text{waktu pembekuan} \times \text{waktu operasi optimal sistem}$

$t = 22 \times 15 \text{ hari} \times 12 \text{ bulan}$

$t = 3960 \text{ jam/tahun}$

Didapat dari tabel 3.2, dengan operasi kerja 3960 maka didapat (dengan interpolasi) :

- LMTD = 5,33

- Selisih temp evaporasi dengan temp inlet brine = $6,9 \approx 7$

- Selisih temp inlet brine dengan temp outlet brine = 4

Maka kemudian didapat:

- Temperatur inlet dari secondary coolant = $-15^{\circ}\text{C} + 7 = -8^{\circ}\text{C}$.

- Temperatur outlet dari secondary coolant = $-8^{\circ}\text{C} - 4 = -12^{\circ}\text{C}$

Tabel 3.2 Waktu operasi yang paling optimal

Sumber: dari paper yang di unduh dari *website* KTH Royal Institute of Technology stockholm, Sweden, ditulis oleh Björn Palm

Type of evaporator	Running time per year (h)			
	1000	2000	5000	8000
Air coolers				
Free convection				
Log. mean temp. difference	13	10	7	6.5
Inlet temp. difference	18	14	10	9
Forced convection				
Mean temp. difference	10	8	5.5	5
Inlet temperature difference	13	10	7.2	6.5
Air temperature decrease	5.5	4.5	3.0	2.8
Liquid coolers				
Secondary refrigerants				
Mean temp. difference	7.2	6.0	4.0	3.5
Inlet temperature difference	8.8	7.6	5.5	5.0
Liquid temperature decrease	3	3	3	3

Berdasarkan hasil observasi di pabrik es, besaran brine yang dikontrol adalah *baume density*. Hasil pengukuran saat observasi tersebut adalah 15 (gambar 3.4) Selain itu disebutkan juga bahwa interval *baume density* yang umum digunakan adalah antara 13 ~ 18.

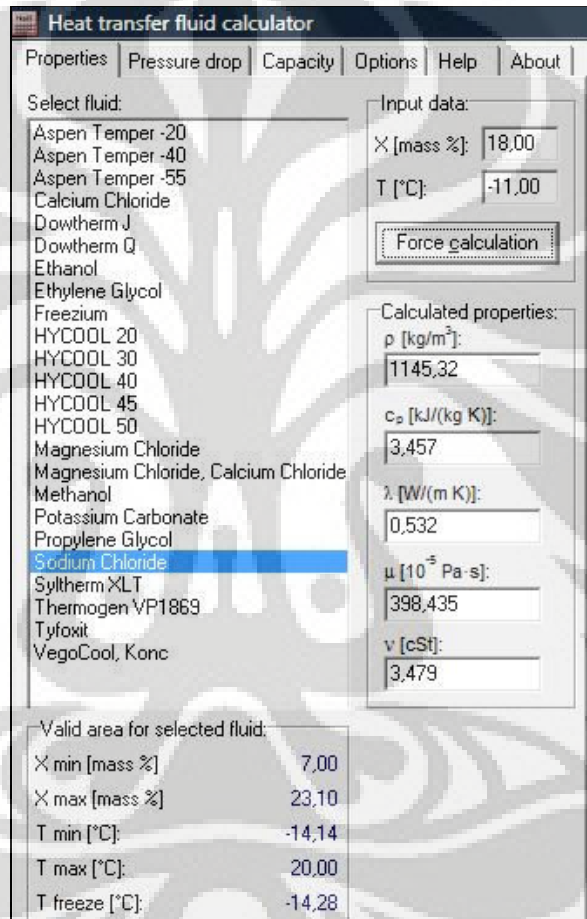


Gambar 3.4. Gambar Pengukuran Baume Density

Sumber: pengukuran saat observasi di pabrik es PT. UMAWAR ISASABLUZA
ICE DIVISION – PULO GADUNG (Maret 2009)

3.6.2 Tetap Rancangan

Dengan pertimbangan diatas, maka titik beku brine harus lebih besar dari -11°C , untuk menghindari kegagalan saat operasi (brine membeku). Oleh karena itu, *secondary refrigerant* yang ditetapkan adalah *sodium chlorida* dengan fraksi massa 18% dengan titik beku $-14,28^{\circ}\text{C}$ (data didapatkan dari perangkat lunak *coolpack* pada temperatur -11°C).



Gambar 3.5. Spesifikasi larutan sodium klorida yang digunakan
Sumber: perangkat lunak *coolpack*

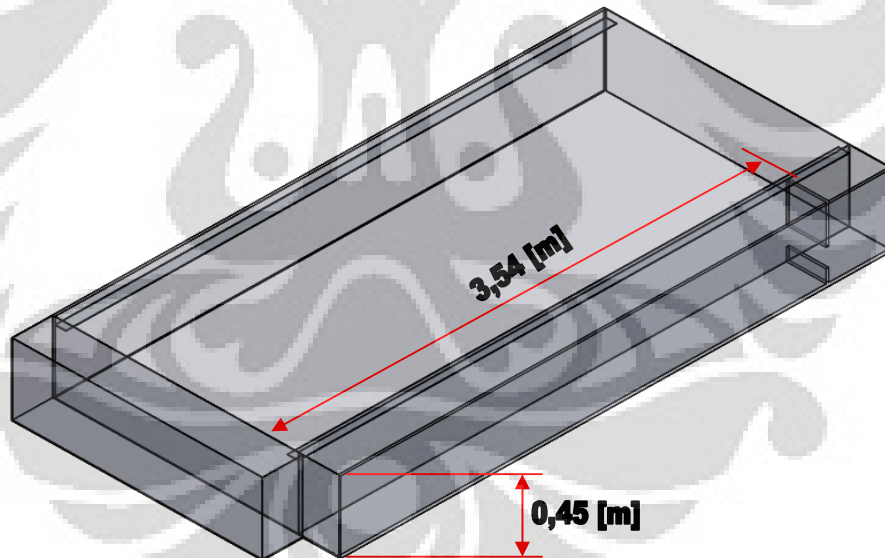
3.7. EVAPORATOR

Evaporator yang digunakan dalam sistem refrigerasi ini berdasarkan perancangan

Dalam *Mini Ice Plant* ini evaporator digunakan untuk mendinginkan temperatur *secondary coolant* yang keluar dari bak pencetak es agar temperatur dan waktu pembekuan *secondary coolant* tetap dingin sesuai dengan yang diinginkan.

3.7.1 Pertimbangan Rancangan

- 1.) Dimensi evaporator dibatasi oleh dimensi *evaporator tank*, yaitu panjang maksimal 3,54 [m] dan kedalaman 0,45 [m]. (Gambar 3.5)
- 2.) Sistem evaporator yang dipilih harus efisien artinya sistem yang digunakan harus memiliki tingkat koefisien perpindahan panas yang cukup tinggi.
- 3.) Sistem yang dipilih adalah flooded evaporator
- 4.) Dengan menggunakan efek gravitasi untuk mengalirkan cairan refrigeran masuk ke evaporator.
- 5.) Karena hanya mengandalkan efek gravitasi maka pressure drop harus betul-betul diperhitungkan sehingga ketinggian receiver dapat ditentukan untuk mengatasi pressure drop.



Gambar 3.6. Dimensi tangki evaporator

3.7.2 Tetapan Rancangan

- 1.) Konstruksi evaporator yang digunakan *bare tube*.
- 2.) Jenis evaporator yang digunakan adalah *flooded* evaporator koefisien perpindahan panasnya lebih tinggi dari sistem *direct expansion*. Hal ini

disebabkan karena pipa evaporator terus menerus dilalui refrigeran didalamnya dan dibagian luarnya selalu terbasahi brine.

- 3.) Uap akan otomatis dihisap oleh kompresor karena adanya perbedaan tekanan antara *receiver* dan kompresor. Selain itu juga karena densitas fluidanya yang rendah (fasa uap).
- 4.) Fluida fasa cair dialirkan kembali masuk ke pipa evaporator oleh efek gravitasi yang menyebabkan adanya tekanan hidrostatik pada receiver, sehingga tekanan inilah yang mengatasi *pressure drop* di pipa evaporator.
- 5.) Karena sistem *flooded* evaporator, outputnya tidak harus 100% uap, maka katup ekspansinya pun berbeda dengan sistem *direct expansion* yang menggunakan katup ekspansi termostatik. Disini menggunakan katup apung.
- 6.) *Output* fluida tidak mempersyaratkan 100% uap, hal ini karena refrigeran keluaran evaporator tidak langsung diteruskan ke kompresor melainkan ditampung dulu pada sebuah *receiver* tekanan-rendah untuk dipisahkan antara fase cair dan fase uapnya.

3.7.3 Menentukan temperatur evaporasi

Besarnya tekanan liquid refrigeran pada sistem kompresi gas akan menentukan besarnya suhu liquid mencapai titik penguapannya. Oleh karena itu dalam sistem kompresi gas penentuan besarnya tekanan liquid refrigeran yang disalurkan ke bagian evaporator memegang peranan penting dalam upaya memperoleh suhu evaporasi yang diinginkan. Dalam sistem kompresi gas pengaturan tekanan liquid refrigeran yang akan diuapkan di evaporator dilakukan melalui katub ekspansi.

Dalam sistem kompresi gas, biasanya suhu evaporasi normal dibuat dengan ketentuan sebagai berikut 9°C di bawah suhu ruang yang diinginkan. Sebagai contoh, suatu ruang pendingin (coldroom) diinginkan mampu memelihara suhu konstan sebesar 0°C , maka suhu evaporasinya harus diatur agar dapat mencapai -9°C .^[21]

Berdasarkan data hasil observasi di pabrik es (Lampiran 1), didapatkan bahwa temperatur rata-rata brine selama 4 hari di dua bak es (*ice bank*) yaitu sebesar -6°C . Maka kemudian ditentukan bahwa temperatur evaporasi untuk sistem refrigerasi Mini Ice plant adalah sebesar $-6^{\circ}\text{C} - 9^{\circ}\text{C} = -15^{\circ}\text{C}$.



Gambar 3.7 rancangan evaporator yang akan digunakan pada sistem refrigerasi

3.7.5 Pemilihan tube untuk evaporator

Data yang diinginkan dalam perancangan,

Tabel 3.3 tube yang ada di pasaran

Tube		
1	Material pipa evaporator	Tembaga
2	Konduktivitas termal tube (k_c)	394 W/m.K ^[10]
3	Densitas tembaga	8960 kg/m ³
4	Diameter nominal	$\frac{3}{4}$ inch ^[2]
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

Setelah mendapatkan data yang diinginkan, pemilihan tube dilakukan yang disesuaikan yang ada di pasaran.



Gambar 3.8 tube copper yang ada di pasaran,
Sumber dari www.mcquarry.com

3.7.4 Pembuatan evaporator

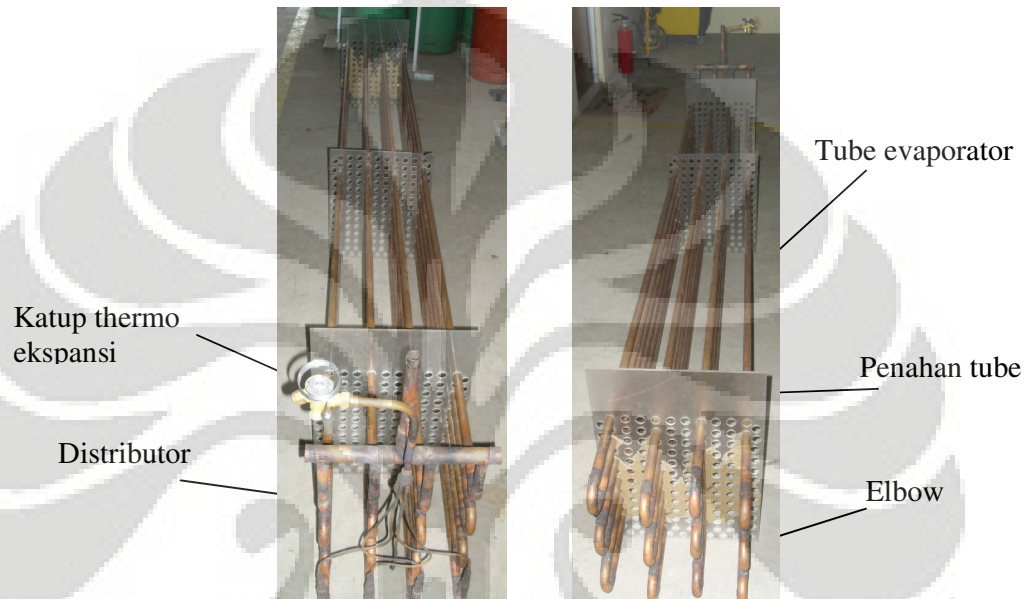
Tabel 3.4 Data-data yang digunakan dalam perhitungan evaporator

NO	TINJAUAN	DESKRIPSI
1	Ukuran ruang evaporator	3540 x 30 x 45 mm
2.	Jumlah pipa	24
3.	Jumlah pass	6
4.	Jumlah baris	4

Tube yang ada dipasaran dikerjakan dengan proses pengelasan pada tiap-tiap pipa dan elbow. Tube-tube dipasang menghabiskan 4 batang ukuran 6 m, dimana terdapat penahan pada tiap tube. Tube-tube yang akan dibentuk terlebih dahulu dipotong menggunakan cutter. Tube-tube yang telah terpotong, dipasangkan tiap-tiap batang ke setiap elbow yang terbuat dari copper, dengan cara pengelasan (las yang menggunakan elektrode perak).

Setelah tube-tube telah terbentuk menjadi suatu rangkaian evaporator, diperlukan suatu pengetesan kebocoran. Tes kebocoran dengan menggunakan gas nitrogen (dipilih karena gas nitrogen tidak mudah terbakar), dimana kedua inlet dan outlet evaporator ditutup sementara agar gas tidak keluar. Setelah tertutup, setiap sambungan pengelasan yang dilakukan dan setiap daerah kritis harus di cek kebocoran. Gunakan air

sabun, lalu gunakan kuas untuk mengusapi setiap bagian yang perlu diperiksa. Indikasi kebocoran adalah adanya gelembung –gelembung yang meletup-letup pada celah yang diberikan air sabun. Apabila ada indikasi tersebut, maka diperlukan pengelasan ulang untuk memperbaiki sambungan .



Gambar 3.9 Evaporator yang telah diproses

3.8. KOMPRESOR

Pemilihan kompresor sangat penting sekali karena biasanya pemilihan kompresor berpengaruh terhadap biaya produksi dari es balok yang dibuat dan harga Mini Ice Plant itu sendiri.

3.8.1 Pertimbangan Rancangan

- 1) Kompresor yang digunakan harus mampu menghasilkan beban pendinginan pada evaporator sesuai dengan beban pendinginan yang digunakan.
- 2) Daya input listrik kompresor diusahakan serendah mungkin. Sebab semakin besar daya listrik yang digunakan, maka biaya listrik yang digunakan juga semakin mahal.

- 3) Bentuk dan ukuran kompresor harus seringkis mungkin sehingga tidak menghabiskan banyak tempat dalam ruang mesin.
- 4) Harga kompresor tidak boleh terlalu mahal karena berpengaruh terhadap harga unit Mini Ice Plant.

3.8.2 Tetapan Rancangan

- 1) Kompresor yang digunakan adalah tipe torak (*reciprocating*).
- 2) Kompresor dirancang dengan menggunakan 3 unit kompresor bersistem parallel. Instalasi sistem kompresor yang saling berhubungan dan bekerja bersamaan.
- 3) Kompresor dipilih dengan perangkat lunak *Bitzer 5.1.1* dan diadopsi terhadap kompresor yang ada di pasaran.
- 4) Kompresor yang dipilih adalah buatan tecumseh

3.9. KONDENSER

Performa pengambilan kalor oleh refrigerandi evaporator tergantung pada kinerja dari kondenser yang digunakan.

3.9.1 Pertimbangan Rancangan

Untuk itu kondenser yang digunakan harus mampu memenuhi beberapa kriteria berikut ini:

- 1) Kondenser harus mampu mendinginkan refrigerant sehingga refrigerant menjadi cair kembali dan bahkan harus mampu mendinginkan refrigerant hingga mencapai temperatur subcool-nya sesuai dengan yang diinginkan.
- 2) Temperatur kondensasi harus serendah mungkin dengan batas ukuran yang telah ditentukan.

- 3) Daya listrik untuk kipas kondenser harus juga serendah mungkin untuk memangkas biaya produksi Mini Ice Plant itu sendiri maupun biaya untuk pembuatan es nantinya.
- 4) Pembuangan panas dari kondenser harus langsung ke udara bebas. Jika tidak maka akan kinerja mesin-mesin pendingin tidak lagi optimal akibat temperatur ruangan yang menjai panas. Sehingga lebih tepat jika kondenser diletakkan diluar kontainer.
- 5) Ukuran kondenser tidak boleh lebih besar dengan tempat dimana kondenser itu diletakkan.

3.9.2 Tetapan Rancangan

- 1) Kondeser dalam perancangan diletakkan diluar kontainer, tepat di atasnya.
- 2) Jenis kondenser yang digunakan adalah *air-cooled condenser* dengan pertimbangan kemudahan instalasi.
- 3) Kondenser yang dipilih buatan *Güntner*. Dalam pemilihan kondenser itu, dipilih kondenser yang mempunyai temperatur kondensasi dibawah temperatur kondensasi yang dicari dengan ukuran yang kecil dan harga yang paling murah.
- 4) Pemilihan ini juga menggunakan *Güntner Product Calculator Customer 2009 (GPC 2009)*.
- 5) Supaya posisi kondenser tidak mengganggu posisi mesin-mesin yang lain, mengingat ukuran kondenser yang cukup besar, dan untuk memudahkan pembuangan udara dari kondenser ke udara bebas maka kondenser diletakkan dibagian atas ruang mesin.

3.9.3 Menentukan temperatur kondensasi

Bila gas refrigeran didinginkan maka akan terjadi perubahan wujud atau kondensasi ke bentuk liquid. Tetapi yang perlu mendapat perhatian kita adalah titik suhu embun atau kondensasi gas refrigeran tersebut juga ditentukan oleh tekanan gasnya. Pada sistem kompresi gas, maka gas refrigeran dari sisi hisap dikompresi hingga mencapai tekanan discharge pada titik tertentu dengan tujuan bahwa gas panas lanjut (superheat) tersebut dapat mencapai titik embunnya dengan pengaruh suhu ambien di sekitarnya.

Untuk sistem yang berskala besar maka untuk mendinginkan gas superheat ini digunakan air atau campuran air dan udara paksa. dari pengalaman, agar diperoleh performa yang optimal dari mesin refrigerasi

kompresi gas maka suhu kondensasinya diatur agar mempunyai harga 6 sampai 17 derajat celsius di atas suhu ambien, tergantung dari suhu evaporasinya. Tabel 1 memperlihatkan penentuan tekanan kondensasi untuk berbagai kondisi suhu evaporasi.

Tabel 3.5. Patokan penentuan suhu kondensasi

Suhu Evaporasi	Suhu Kondensasi (Air Cooled Condenser)	Suhu Kondensasi (Water Cooled Condenser)
- 18 sampai -23	Suhu ambien + 9 °C	Suhu air + 6 °C
- 10 sampai -17	Suhu ambien + 11 °C	Suhu air + 8 °C
- 4 sampai -9	Suhu ambien + 14 °C	Suhu air + 11 °C
di atas -3	Suhu ambien + 17 °C	Suhu air + 14 °C

Sumber: *SISTEM REFRIGERASI DAN TATA UDARA*, JILID 1; Sapto Widodo, Syamsuri Hasan; Depdiknas (dengan perubahan)

Berdasarkan patokan di atas, maka suhu dan tekanan kondensasi dapat ditentukan dengan cepat dan akurat.

Dengan data-data sebagai berikut:

- Suhu evaporasi = -15°C,
- Tipe kondenser = air cooled condenser.
- Suhu ambien = 34°C

Maka kemudian ditetapkan suhu kondensasi sebesar 45°C

3.10 BEDA SUHU RATA-RATA LOG (LOG MEAN TEMPERATUR DIFFERENCE)

Gambar dibawah ini menunjukkan bahwa beda-suhu antara fluida-panas dan fluida-dingin pada waktu masuk dan pada waktu keluar tidaklah sama dan kita perlu menentukan nilai rata-rata.



Gambar 3.10: LMTD untuk evaporator

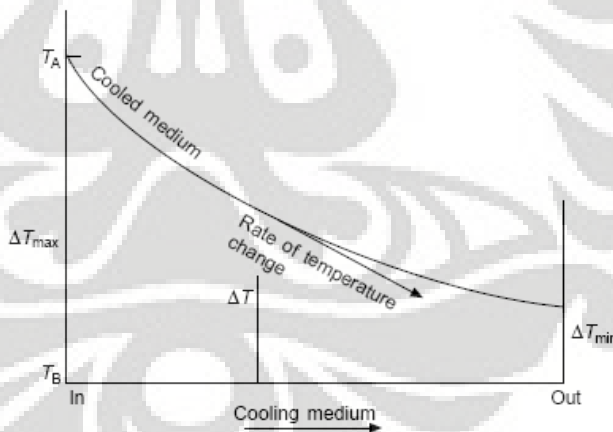
- Untuk sebuah penukar yang memiliki penerima kalor bertemperatur konstan, $t_s = t_1 = t_2$, dan sumber kalor bertemperatur menurun

$$[7] \text{LMTD} = \frac{T_1 - T_2}{\ln [(T_1 - t_s)/(T_2 - t_s)]}$$

Berdasarkan rumus diatas maka dengan kata lain LMTD adalah beda-suhu pada satu ujung penukar-kalor dikurangi beda-suhu pada ujung yang satu lagi dibagi dengan logaritma alamiah daripada perbandingan kedua beda-suhu tersebut.

3.10.1 LMTD Pada Evaporator

Pada sebuah evaporator temperatur masuk dan keluar refrigerannya cenderung sama pada tekanan yang sama pula. Perubahan temperatur dalam sebuah evaporator sangat kecil, sehingga diabaikan. Penjelasanya adalah sebagai berikut: Jika *non-volatile fluid* (fluida yang tidak mudah menguap, dalam hal ini brine) dipanaskan atau didinginkan, kalor sensibel akan berubah begitu juga dengan temperatur, sehingga ΔT disepanjang dinding heat exchanger akan menjadi tidak konstan. Selama laju perubahan temperatur (*heat flow*) terjadi secara proporsional terhadap ΔT di titik mana pun, maka kurva temperaturnya berbentuk eksponensial. Pada kasus dimana media pendinginnya adalah *evaporating liquid (R22)*, temperatur dari cairan ini secara substansial, akan tetap konstan dikeluruhan proses, selama cairan menyerap kalor laten dan kurva pendingin akan seperti berikut ini



Gambar 3.11. Perubahan perbedaan temperatur dari fluida yang didinginkan (cooled liquid)

Jadi, temperatur yang digunakan ketika refrigeran masuk dan keluar adalah temperatur evaporator (T_{ev}). Hal ini menghasilkan nilai sebuah LMTD berbeda dengan tipe aliran searah ataupun yang berlawanan arah.

3.11. TRUE TEMPERATURE

Jika suatu penukar-kalor yang bukan jenis pipa-ganda digunakan, perpindahan-kalor dihitung dengan menerapkan faktor koreksi sehingga bentuk persamaan perpindahan-kalornya menjadi:

$$^{[4]}q = U.A.F.\Delta T_m$$

Nilai faktor koreksi F bila terdapat perubahan fase, seperti kondensasi atau didih (penguapan), fluida biasanya berada pada suhu yang pada hakekatnya tetap, dan persamaan-persamaan itu menjadi lebih sederhana. Untuk kondisi ini P atau R menjdai nol dan kita dapatkan

F=1,0..... untuk pendidihan dan kondensasi^[6]

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}; R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

Dimana:

T,t = evaporator tank, tube

1,2 = inlet, outlet

Besar nilai P sebanding dengan *flow rate* bagian evaporator tank dan rata-rata spesifik heat dibagi dengan flow rate bagian tube dan rata-rata spesifik heat. Sedangkan besr nilai R adalah ukuran untuk efisiensi temperatur pada alat penukar-kalor.

3.12. FAKTOR PENGOTORAN (*FOULING FACTOR*)

Fouling (pengotoran) adalah pembentukan lapisan deposit pada permukaan alat penukar-kalor (heat exchanger) dari material atau senyawa yang tidak diinginkan. Material yang tidak diinginkan ini dapat berupa kristal, sedimen, senyawa biologi, produk reaksi kimia, korosi dan sebagainya. Proses pembentukan fouling ini dapat mempengaruhi proses perpindahan kalor dan kondisi aliran didalam sebuah alat penukar-kalor.

Alat penukar-kalor memerlukan proses pembersihan yang disebabkan oleh fouling pada bagian dalam dan luar tube yang menyebabkan penambahan dua lapisan tahanan (*resistance*). Penambahan lapisan ini mengurangi nilai koefisien perpindahan kalor menyeluruh dan menghalangi serta mengurangi proses perpindahan kalor yang dibutuhkan.

Faktor pengotoran (*Rf*) menjadi tambahan tahanan (*resistance*) yang disebabkan oleh lapisan kotoran pada permukaan tube. Koefisien perpindahan kalor menyeluruh (*U*) dibutuhkan untuk memenuhi kondisi proses.

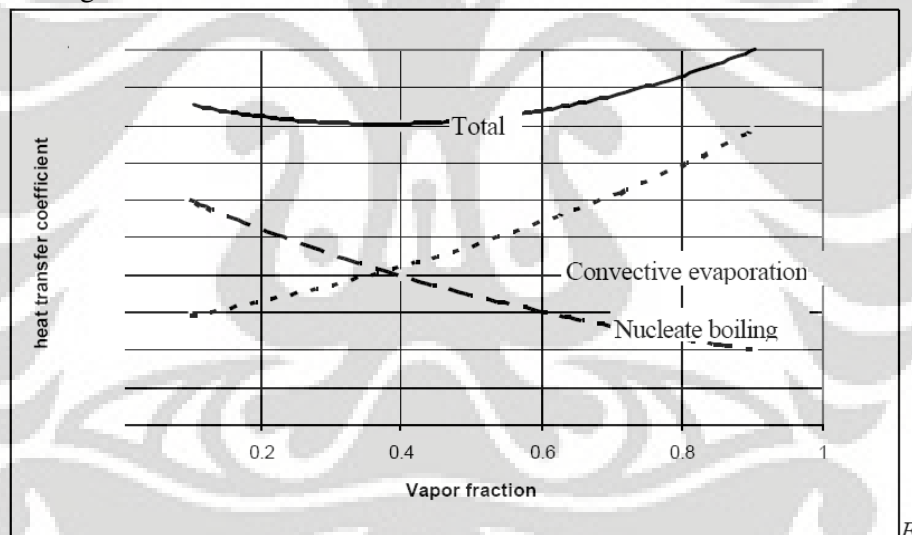
Tabel 3.6. Nilai faktor pengotoran untuk berbagai jenis fluida

Sumber: "Heat and Mass Transfer" *Mechanical Engineering Handbook* oleh Kreith, F (University of Colorado).; Boehm, R.F. (University of Nevada); (1999)

Liquids	
No. 2 fuel oil	0.00035
No. 6 fuel oil	0.0009
Transformer oil	0.000175
Engine lube oil	0.000175
Refrigerants	0.000175
Hydraulic fluid	0.000175

3.13. KOEFISIEN KONVEKSI DUA FASA ALIRAN REFRIGERAN DALAM TUBE

Saat beberapa bagian dari cairan refrigeran terevaporasi, volumenya kemudian meningkat yang menyebabkan percepatan pada fluida. Investigasi dari *flow boiling* terlihat bahwa proses dapat dibagi menjadi pola aliran yang berbeda. Mekanisme perpindahan panas adalah berbeda disetiap pola aliran. Terdapat dua pola utama mekanisme perpindahan panas yang membedakan yaitu *nucleate boiling* dan *convective boiling*. Pada *convective boiling*, pengintian dari gelembung dididih telah tidak ada.



Gambar 3.12. Koefisien perpindahan kalor adalah jumlah kontribusi antara *convective* dan *nucleate boiling*

Sumber: dari paper yang di unduh dari *website* KTH Royal Institute of Technology stockholm, Sweden, ditulis oleh Björn Palm

Seperti yang telah dinyatakan diatas, dikatakan bahwa korelasi umum ini adalah efek dari dua mekanisme, *nucleate boiling* dan *convective boiling*.

Salah satu korelasi yang digunakan secara luas untuk perhitungan heat transfer koefisien rata-rata adalah yang dikenalkan oleh Piere (1969: percobaannya menggunakan refrigeran R22 pada pipa horizontal dengan material copper) Pierre memberikan dua buah korelasi, satu untuk evaporasi yang

sempurna (5-7 K superheat) dan yang kedua untuk evaporasi yang tidak sempurna seperti halnya pada *flooded* evaporator. ^[1]

(a)

$$\text{Complete evaporation: } Nu_m = 1.0 \cdot 10^{-2} \cdot (Re^2 \cdot K_f)^{0.4}$$

(b)

$$\text{Incomplete evaporation: } Nu_m = 1.1 \cdot 10^{-3} \cdot Re \cdot K_f^{0.5}$$

Dimana^[5]:

$$K_f = \Delta h / (L \cdot g)$$

Pierre boiling number

Δh = change in enthalpy between inlet and outlet (J/kg)

L = tube length (m)

g = acceleration due to gravity

$$Re^2 \cdot K_f < 3.5 \cdot 10^{11}$$

$$Nu_m < 420$$

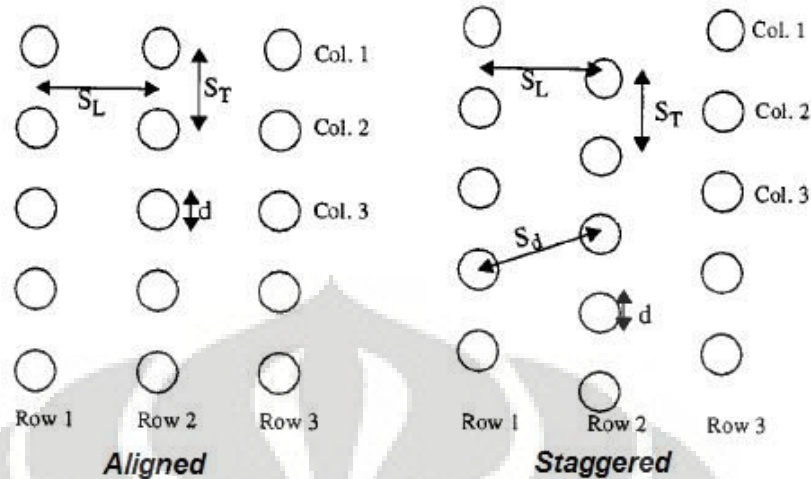
Pada persamaan diatas, Re dan Nu adalah angka Reynolds dan angka Nusselt pada fasa cair.

3.14. PERHITUNGAN PERPINDAHAN KALOR PADA BERKAS TUBE DALAM EVAPORATOR TANK

Pada perhitungan koefisien perpindahan kalor pada evaporator tank banyak faktor/aspek yang harus diperhitungkan. Hal ini dikarenakan dalam sebuah evaporator tank terdapat tube bundle yang terdiri dari berkas tube. Jenis perhitungan yang dilakukan berbeda dengan perhitungan untuk tub. Pada sub-bab berikut akan dilihat berbagai metode dan korelasi untuk mendapatkan koefisien konveksi perpindahan panas pada tube bundle dalam evaporator tank.

3.14.1. Aliran Pada Berkas Tube

Pada umumnya susunan berkas tube adalah segaris (inline) dan selang-seling (staggerred) seperti yang ada pada gambar dibawah ini. Karakteristik geometrinya ditandai oleh pitch melintang (transverse pitch) S_T dan pitch memanjang (longitudinal pitch) S_L antara pusat tube. Pitch diagonal (diagonal pitch) S_D adalah jarak diagonal antara pusat tube yang susunan selang-seling.



Gambar 3.13. Layout Tube

Sumber: "Heat and Mass Transfer" *Mechanical Engineering Handbook* oleh Kreith, F (University of Colorado).; Boehm, R.F. (University of Nevada); (1999)

Bilangan Reynolds yang terjadi didasarkan atas kecepatan maksimum yang terjadi pada berkas tube, yakni kecepatan yang melalui bidang aliran yang minimum. Luas bidang ini tergantung pada susunan geometri tube.

Sehingga bilangan Reynolds-nya adalah ^[5]

$$Re_{D, \max} = \frac{\rho_b \cdot U_{\max} \cdot d_o}{\mu_b}$$

Dimana:

ρ_b = Massa jenis brine pada persentase 15%

U_{\max} = Kecepatan maksimal brine dalam evaporator tank

D_o = Diameter luar pipa evaporator

μ_b = Viskositas dinamik brine

Pada konfigurasi aliran dalam berkas tube ini terdapat dua buah jenis kecepatan (u). Pertama adalah U_{∞} , kecepatan aliran bebas diukur pada titik sebelum fluida melewati berkas tube. Rumus yang digunakan adalah debit pompa dibagi dengan luas total permukaan aliran brine didalam evaporator tank.

- Kecepatan aliran brine dalam evaporator tank adalah

$$U_{\infty} = \frac{\text{Debit Pompu}}{\text{Luas Total Aliran Brine didalam Tube}}$$

➤ Dimana luas total permukaan aliran brine didalam evaporator tank adalah

$$A_b = (\text{luas penampang evaporator tank}) - (\text{luas penampang total tube})$$

$$A_b = (\text{width} \times \text{height}) - \left(\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot Nt\right)$$

U_{maks} , yakni kecepatan aliran maksimum saat aliran brine melewati berkas tube. Dimana perumusannya adalah sebagai berikut:^[4]

Staggered:	$S_d > \frac{S_T + d}{2}$	$U_{\text{max}} = \frac{U_{\infty} S_T}{S_T - d}$
Staggered:	$S_d < \frac{S_T + d}{2}$	$U_{\text{max}} = \frac{U_{\infty} S_T}{2(S_d - d)}$
$S_d = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2}$		

Berdasarkan korelasi dari Grimison, maka nilai Nuselt number diperoleh dari rumus sebagai berikut:

$$[5] \quad \overline{Nu}_D = 1,13 \cdot C_1 \cdot Re_{D, \text{max}}^m \cdot Pr^{1/3}$$

$$\left[\begin{array}{l} N \geq 10 \\ 5000 < Re_{D, \text{max}} < 40.000 \\ Pr \geq 0,7 \end{array} \right]$$

Dimana korelasi ini digunakan untuk kondisi sebagai berikut:
 Nilai C_1 dan m adalah konstanta yang didapatkan dari tabel (3.7) berikut ini:

Tabel 3.7 Konstanta untuk jenis staggered

S _L /D	S _T /D							
	1,25		1,5		2,0		3,0	
	C ₁	m	C ₁	m	C ₁	m	C ₁	m
Staggered								
0,600	-	-	-	-	-	-	0,213	0,636
0,900	-	-	-	-	0,446	0,571	0,410	0,581
1,000	-	-	0,497	0,558	-	-	-	-
1,125	-	-	-	-	0,478	0,565	0,518	0,560
1,250	0,518	0,556	0,505	0,554	0,519	0,556	0,522	0,562
1,500	0,451	0,568	0,460	0,562	0,452	0,568	0,448	0,568
2,000	0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,570
3,000	0,310	0,592	0,356	0,580	0,440	0,562	0,428	0,574

- ❖ Nilai Prandtl *number* diperoleh dari

$$\text{Pr} = \frac{\mu_b \cdot C p_b}{k_b}$$

Dimana:

μ_b = Viskositas dinamik brine [Pa.s]

$C p_b$ = Kalor jenis brine [J/kg.K]

k_b = Konduktivitas termal brine [W/m.K]

- ❖ Koefisien konveksi perpindahan kalor pada brine

$$h_b = \frac{Nu_b \cdot k_b}{d_o}$$

Dimana:

Nu_b = Angka Nusselt

k_b = Konduktivitas termal brine [W/m.K]

d_o = Diameter luar pipa [m]

3.15. OVERALL HEAT TRANSFER (PERPINDAHAN KALOR MENYELURUH)

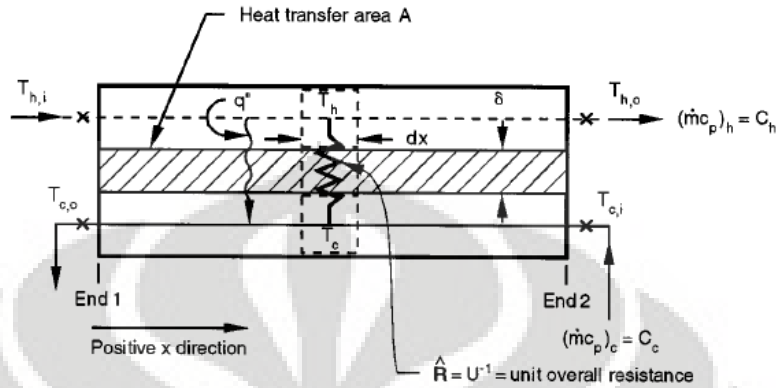
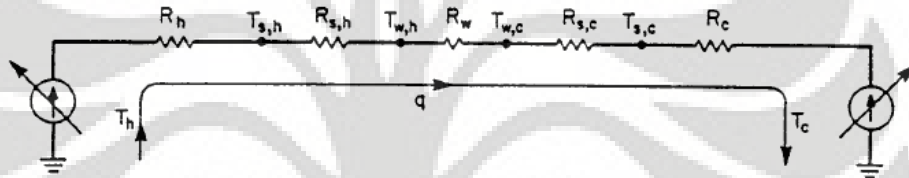


FIGURE 4.5.11 Nomenclature for heat exchanger variables.



Gambar 3.14. Sikuit termal untuk perpindahan kalor pada alat penukar-kalor
Sumber: "Heat and Mass Transfer" *Mechanical Engineering Handbook* oleh Kreith, F (University of Colorado);; Boehm, R.F. (University of Nevada); (1999)

Deskripsi perpindahan kalor menyeluruh diatas adalah untuk geometri evaporator yang digunakan pada rancangan, dimana total tahanannya dapat ditulis sebagai berikut:

$$R_o = R_h + R_{f,h} + R_w + R_{f,c} + R_c^{[4]}$$

Dimana subscript *h*, *c*, *f* dan *w*, mengartikan *hot* (panas), *cold* (dingin), *fouling* (pengotoran) dan *wall* (dinding) secara berurutan. Formula *U* direpresentasikan sebagai berikut: ^[4]

$$U^* = \frac{1}{\frac{A^*}{h_i A_i} + R_{fi} \frac{A^*}{A_i} + \frac{A^* \ln(d_o/d_i)}{2\pi N_t L k_w} + R_{fo} \frac{A^*}{A_o} + \frac{A^*}{h_o A_o}}$$

Dimana:

h_i & h_o : Sisi pipa (tube side) dan sisi evaporator tank (evaporator tank side) koefisien perpindahan panas (heat transfer coefficient), [W/m²K].

R_{fi} & R_{fo} : Tahanan pengotoran (fouling resistance), [m²K/W];

N_t : Jumlah tube dalam heat exchanger;

L : Panjang efektif pipa [m]

d_o dan d_i : diameter luar dan diameter dalam [m]

k_w : Konduktivitas termal dari material dinding pipa [W/m.K]

❖ Sedangkan nilai A^* , diketahui sebagai berikut:^[4]

$$A^* = A_o = N_t(\pi d_o L)$$

❖ Dapat disederhanakan menjadi:^[4]

$$U_o = \frac{1}{\frac{d_o}{h_i d_i} + R_{fi} \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k_w} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}}$$

3.16. PERHITUNGAN LUAS PERPINDAHAN KALOR (*HEAT TRANSFER AREA*)

Setelah nilai U diketahui maka luas perpindahan didapatkan dari rumus sebagai berikut:

$$A = \frac{q_{tot}}{U \cdot \Delta T_m}$$

Sehingga panjang tube yang dibutuhkan adalah :^[4]

$$\begin{aligned} A &= \text{luas selimut tube} \times \text{jumlah tube} \\ A &= (\pi \cdot d_o \cdot L) \times N_t \\ L &= \frac{A}{\pi \cdot d_o \cdot N_t} \end{aligned}$$

3.17. PERHITUNGAN PRESSURED DROP DIDALAM PIPA EVAPORATOR

Pada setiap satu pipa evaporator, komponen-komponen pressure dropnya adalah:

3.17.1. Gesekan fluida dengan dinding pipa

Pressure drop akibat gesekan antara fluida dengan dinding pipa dan gesekan antara fluida dengan fluida.

- **Pressure drop akibat gesekan:**

$$^{[1]} \Delta p_f = f_m \cdot G^2 \cdot v_m \cdot L / d_i$$

Dimana:

Δp_f = Pressure drop akibat gesekan [Pa]

f_m = Faktor gesekan

G = *Mass flux*

v_m = Volume spesifik rata - rata

L = Panjang evaporator

d_i = Diameter dalam pipa

- **Luas penampang aliran dan *Mass flux***

$$A_i = \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2$$

Dimana :

A_i = Luas penampang diameter dalam [m²]

d_i = Diameter dalam [m]

$$G = \frac{\dot{m}}{A_i}$$

Dimana :

G = *Mass velocity* [kg/m².s]

\dot{m} = Laju aliran massa [kg/s]

A_i = Luas penampang diameter dalam [m²]

- **Bilangan didih Pierre (*Pierre boiling number*)**

[1]

$$K_f = \frac{\Delta h}{L \cdot g}$$

Dimana :

K_f = Bilangan didih Pierre

Δh = Enthalpi fase saturasi [J/kg]

L = Panjang pipa [m]

g = Percepatan gravitasi [m/s^2]

- **Faktor gesekan**

$$^{[1]} f_m = 0,053 \cdot K_f^{1/4} \cdot \text{Re}^{-1/4}$$

Dimana :

f_m = Faktor gesekan

K_f = Bilangan didih Pierre

Re = Bilangan Reynolds (viskositas liquid)

- **Volume spesifik rata-rata [m^3/kg]**

$$^{[1]} v_m = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_o} \right)$$

Dimana :

v_m = Volume spesifik rata – rata [m^3/kg]

ρ_i = Densitas fase liquid [kg/m^3]

ρ_o = Densitas fase gas [kg/m^3]

3.17.2. Perubahan kecepatan fluida.

Pressure drop akibat perubahan momentum (Densitas fluida akan berubah saat terjadi perubahan fasa dari liquid ke vapor, maka akan terjadi perubahan kecepatan aliran pada fluida)

- Pressure drop

$$^{[9]} \Delta p_m = \frac{G^2}{\rho_i} \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right)$$

Dimana :

Δp_m = Pressure drop akibat momentum [Pa]

G = Mass flux [$\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$] lxxxvi

ρ_i = Densitas fase liquid [kg/m^3]

Perancangan dan..., David Fernando Sianturi, FT UI, 2009

ρ_o = Densitas fase gas [kg/m^3]

3.17.3. Tekanan hidrostatik

- Pressure drop akibat melawan tekanan hidrostatik

$$^{[1]} \Delta p_h = \rho_m \cdot g \cdot h$$

Dimana :

Δp_h = Pressure drop akibat tekanan hidrostatik [Pa]

ρ_m = Densitas rata - rata [kg/m^3]

g = Percepatan gravitasi [m^2/s]

h = Ketinggian pipa [m]

- Densitas rata-rata^[1]

$$\left(\frac{1}{\rho}\right)_m = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_o}\right)$$

ρ_m = Densitas rata - rata [kg/m^3]

ρ_i = Densitas fase liquid [kg/m^3]

ρ_o = Densitas fase gas [kg/m^3]



Gambar 3.15. Konfigurasi pipa evaporator

$$\text{Pitch} = (2 \times d_o) + d_o = (2 \times 0,75 \text{ inch}) + 0,75 \text{ inch} = 2,25 \text{ inch} = 0,057 \text{ [m]}$$

Oleh karena itu sebelum mencari pressure drop total di pipa lurus, maka perlu dicari pressure drop akibat tekanan hidrostatik pada setiap level ketinggian pipa, Maka pressure drop total di pipa lurus adalah

$$\Delta p_{s,total} = \Delta p_{s,1} + \Delta p_{s,2} + \Delta p_{s,3} + \Delta p_{s,4} + \Delta p_{s,5} + \Delta p_{s,6}$$

3.17.4. Pressure drop total di pipa lurus

Untuk pressure drop di pipa lurus adalah jumlah dari ketiga pressure drop diatas. Masing-masing pipa memiliki kesamaan nilai pressure drop untuk pressure drop akibat gesekan dan akibat momentum, tetapi berbeda untuk nilai pressure drop akibat tekanan hidrostatis karena hal ini berkaitan dengan ketinggian pipa tersebut pada evaporator tank.

$$\Delta p_s = \Delta p_f + \Delta p_m + \Delta p_{h,n}$$

Dimana :

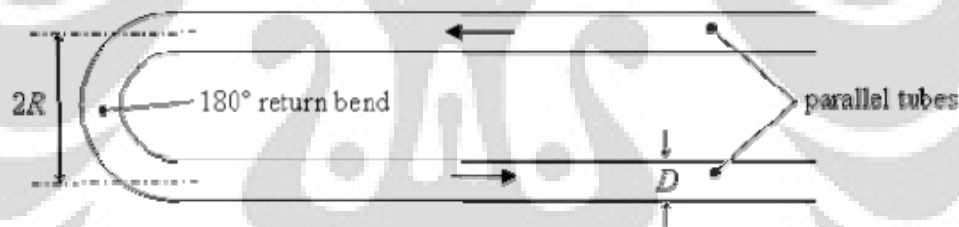
Δp_s = Pressure drop total di pipa lurus [Pa]

Δp_f = Pressure drop akibat gesekan [Pa]

Δp_m = Pressure drop akibat perubahan kecepatan fluida [Pa]

$\Delta p_{h,n}$ = Pressure drop akibat tekanan hidrostatis pada pipa ke - n [Pa]

3.17.5. Pressure drop dibelokan pipa



Gambar 3.16. Skematik dari belokan (*return bend* 180°)

Sumber: Domanski, P.A., Hermes, C.J.L., 2006,
An improved two-phase pressure drop correlation for 180° return bends,
3rd Asian Conference on Refrigeration and Air-Conditioning, Gyeongju, Korea, May 21-23, 2006

$$\Delta p_b = f \frac{L}{d_i} \cdot \frac{G^2 \cdot x^2}{2\rho_v}$$

Dimana :

Δp_b = Pressure drop di belokan [Pa]

f = Faktor gesekan

$L = 2R$ [m]

d_i = Diameter dalam pipa [m]

G = Mass flux [kg/m².s]

x = Vapor quality

ρ_v = Densitas fasa uap [kg/m³]

- Faktor gesekan

$$f = \frac{a \cdot \text{Re}_v^{0.5}}{\exp\left(0,215 \frac{2R}{D}\right) x^{1,25}} \quad [3]$$

Dimana :

f = Faktor gesekan

a = Konstanta = $8,03 \cdot 10^{-4}$

Re_v = Bilangan Reynolds (fase uap)

R = Jari - jari belokan

d_o = Diameter luar pipa [m]

x = Vapor quality

3.17.6. Total Pressure Drop di belokan

$$\Delta p_{b,total} = \Delta p_b \times \text{Jumlah belokan}$$

Dimana:

$\Delta p_{b,total}$ = Pressure drop total dibelokan [Pa]

3.17.7. Total Pressure Drop di Evaporator

Δp_b = Pressure drop dibelokan [Pa]

$$\Delta p_{evap,total} = \Delta p_{s,total} + \Delta p_{b,total}$$

Dimana :

$\Delta p_{evap,total}$ = Pressure drop total di evaporator [Pa]

$\Delta p_{s,total}$ = Pressure drop total di pipa lurus [Pa]

$\Delta p_{b,total}$ = Pressure drop total dibelokan [Pa]

3.18 PERHITUNGAN DAN PEMLIHAN PEMIPAAN

3.18.1 Menentukan ukuran pipa

Ukuran pipa untuk liquid, suction, discharge line disesuaikan berdasarkan tabel “R-22 Refrigerant Line Sizing Table”. Dimana terdapat angka koreksi untuk mencari dimensi suction line dan discharge line.

3.18.2 Menghitung ΔT aktual

$$^{[13]} \Delta T_{\text{aktual}} = \Delta T_{\text{tabel}} \left(\frac{\text{panjang}_{\text{aktual}}}{\text{panjang}_{\text{tabel}}} \right) \left(\frac{\text{kapasitas}_{\text{aktual}}}{\text{kapasitas}_{\text{tabel}}} \right)^{1.8}$$

3.18.3 Menghitung pressure drop pemipaan aktual

$$^{[13]} \text{pressure drop}_{\text{aktual}} = \text{pressure drop}_{\text{tabel}} \left(\frac{\Delta T_{\text{aktual}}}{\Delta T_{\text{tabel}}} \right)$$

3.18.4 Menghitung pressure drop total

Pressure drop riser terlebih dahulu dicari:

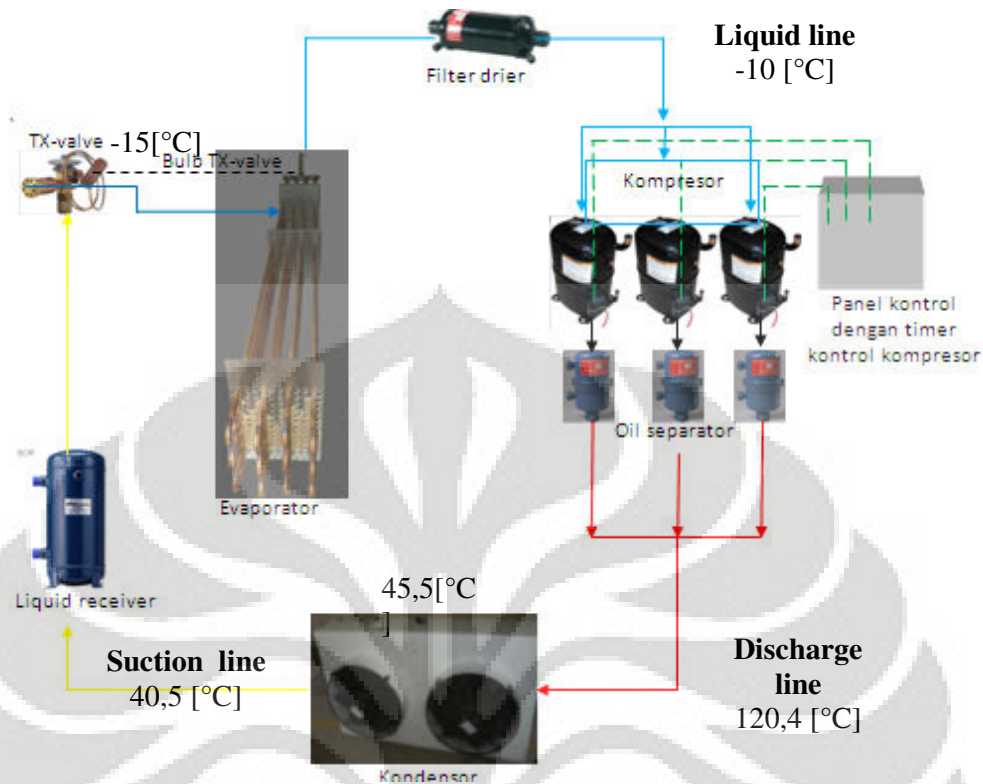
$$^{[13]} \text{pressure drop}_{\text{riser}} = \text{tinggi}_{\text{riser}} \times \text{pressure drop refrigeran}$$

Kemudian, dicari pressure drop total:

$$\text{pressure drop}_{\text{total}} = \text{pressure drop}_{\text{aktual}} + \text{pressure drop}_{\text{riser}}$$

3.19 PERANCANGAN DAN PEMILIHAN KOMPONEN REFRIGERASI

Acuan dalam pemilihan komponen refrigerasi diperlukan sebelum dapat memilih komponen refrigerasi. Acuan didapatkan dari proses perhitungan sebelumnya. Dengan memakai software “Bitzer”, dapat digambarkan proses yang terjadi pada sistem refrigerasi “Mini Ice Plant”.



Gambar 3.17 Skema sistem refrigerasi

3.20 KATUP EKSPANSI

3.20.1 Pertimbangan rancangan

- 1) Untuk memilih thermostatik ekspansi dari yang ada di pasaran, sebaiknya menentukan perbedaan tekanan untuk membuka katup thermostatik ekspansi
- 2) Katup ekspansi harus mempunyai pressure drop lebih besar dari pada pressure drop di distributor.
- 3) Kapasitas katup ekspansi harus memenuhi kapasitas sistem
- 4) Katup ekspansi harus mudah untuk dipasangkan/ dilas

3.20.2 Tetapan rancangan

- 1) Kapasitas minimal yang harus dipenuhi adalah 10,33 [kW]
- 2) Refrigeran yang digunakan adalah R-22
- 3) Software yang digunakan adalah “Danfoss”

3.21 LIQUID RECEIVER

3.21.1 Pertimbangan rancangan

- 1) Liquid receiver yang digunakan harus disesuaikan dengan kapasitas penekanan rendah termasuk batas aman yang diijinkan.
- 2) Beban operasi ditentukan untuk sistem ditambah persentase untuk saluran panjang kerja saluran suction, liquid dan discharge. Itu diperlukan jika beban operasi maksimum ditentukan dalam pertimbangan. Contohnya, beban kondenser tipe air cooled memiliki flooded head pressure control pada saat musim hujan, ini akan lebih besar daripada beban pada saat musim kemarau.

3.21.2 Tetapan rancangan

- 1) Liquid receiver yang digunakan adalah liquid receiver vertikal
- 2) Kapasitas penyimpanan receiver yang pada dasarnya cairan mengisi tidak lebih dari 90% volume dalam ketika temperatur refrigeran sebesar 40° C. Kapasitas akhir receiver harus selalu lebih besar dari penjumlahan beban operasi maksimum ditambah beban penguncian (sealing), dimana kapasitas penyimpanan receiver berdasarkan cairan terisi tidak lebih dari 90% volume internal ketika temperatur refrigeran adalah 40°C. Kapasitas akhir receiver harus selalu lebih besar dari penjumlahan beban operasi maksimum ditambah beban penguncian, dimana bergantung pada diameter bejana dan ukuran koneksi.
- 3) Beban pengunci (sealing charge) mencegah refrigeran fase gas dari keluar hilir dengan memastikan bahwa sistem memanfaatkan secara penuh beban refrigeran rancangan, tetap terdapat sejumlah kecil yang tertinggal pada dasar receiver untuk meyakinkan hanya cairan meninggalkan receiver jadi hanya menyediakan peralatan ekspansi beserta cairan
- 4) Liquid receiver dapat dipilih dengan menggunakan katalog referensi "P&M"

3.22 OIL SEPARATOR

3.21.1 Pertimbangan rancangan

- 1) Kapasitas aliran refrigeran dengan kondisi kerja yang tetap (temperatur keluaran saturasi, temperatur masukan saturasi, akhirnya liquid subcooling menghisap uap overheating).
- 2) Fenomena putaran hebat pada aliran oli dapat mengganggu kinerja pelumasan

3.21.2 Tetapan rancangan

- 1) Sambungan masukan harus sesuai dengan diameter keluaran kompresor
- 2) Diajurkan kecepatan diatas tidak melampui 0,4 m/s untuk menghindari fenomena putaran hebat.
- 3) Oil separator dipilih menggunakan software “Danfoss”

3.23 DISTRIBUTOR

3.23.1 Pertimbangan rancangan

- 1) Selama liquid mengalir melalui katup ekspansi, sebagian mendidih menjadikan 2 aliran fase (campuran liquid dan uap). Campuran ini sebagian besar berat adalah liquid, tetapi uap mengisi sebagian besar ruang.
- 2) Aliran liquid dan uap bergerak dengan kecepatan berbeda sebagai hasil dari efek gravitasi pada bagian aliran liquid. Jika header sederhana digunakan untuk membagi aliran menjadi beberapa aliran arus evaporator, aliran arus tidak akan menerima jumlah refrigeran yang sama. Pengalir arus (sirkuit) yang mempunyai bentuk yang mudah akan menerima paling banyak refrigerant.

3.23.2 Tetapan rancangan

- 1) Distributor harus mampu memenuhi kapasitas pendinginan evaporator.
- 2) Pemilihan distributor menggunakan spesifikasi katalog dari sporan

3.24 FILTER DRIER

3.24.1 Pertimbangan rancangan

- 1) Filter drier tidak mengganggu laju aliran dari sistem refrigerasi

- 2) Karena berfungsi untuk menyaring partikel-partikel yang tak diinginkan ataupun oli, maka filter dryer harus mudah dibersihkan
- 3) Filter Drier harus mudah digantikan/dibongkar pasang apabila ada perbaikan pada sistem ataupun kerusakan filter dryer.

3.24.2 Tetapan rancangan

- 1) Filter drier harus mampu memenuhi kapasitas pendinginan evaporator
- 2) Filter drier harus disesuaikan dengan penggunaan refrigeran. Karena refrigeran yang digunakan adalah R-22, filter dryer harus disesuaikan dengan yang ada di pasaran
- 3) Pemilihan filter drier dengan menggunakan software “danfoss”

3.25 CHECK VALVES

3.25.1 Pertimbangan rancangan

- 1) Check Valves harus mampu menahan aliran balik dari refrigeran apabila kompresor tidak bekerja
- 2) Check valves harus tahan karat atau tidak bersiat korosif
- 3) Dimensi check valves tidak menghabiskan banyak ruang dan berat check valves harus ringan

3.25.2 Tetapan rancangan

- 1) Check Valves yang digunakan harus disesuaikan dengan ukuran pipa keluaran kompresor, yaitu 5/8”
- 2) Check valves harus sesuai dengan kriteria refrigeran yang digunakan, yaitu R-22
- 3) Check valves dipilih menggunakan software “danfoss”

3.26 SIGHT GLASS

3.26.1 Pertimbangan rancangan

- 1) Sight glass harus tahan karat atau tidak bersiat korosif
- 2) Dimensi sight glass tidak menghabiskan banyak ruang dan berat sight glass harus ringan
- 3) Sight glass mudah untuk diganti apabila terdapat perbaikan atau kerusakan

3.26.2 Tetapan rancangan

- 1) Sight glass yang digunakan harus disesuaikan dengan ukuran pipa keluaran kompresor, yaitu 5/8"
- 4) Sight glass harus sesuai dengan kriteria refrigeran yang digunakan, yaitu R-22
- 5) Sight glass dipilih menggunakan software "danfoss"

3.27 SOLENOID VALVES

3.27.1 Pertimbangan rancangan

- 1) Dimensi Solenoid valves tidak menghabiskan banyak ruang dan berat sight glass harus ringan
- 2) Terdapat opsi untuk normally close atau open. Karena suatu saat ada kebutuhan aplikasi yang dibutuhkan
- 3) Solenoid valves harus mampu menahan kapasitas refrigeran yang mengalir pada pipa dimana valve diletakkan
- 4) Solenoid valves mudah untuk diganti apabila terdapat perbaikan atau kerusakan

3.27.2 Tetapan rancangan

- 1) Sight glass harus sesuai dengan kriteria refrigeran yang digunakan, yaitu R-22
- 2) Solenoid valve mempunyai opsi normally close dan normally open
- 3) Solenoid valves harus mampu menahan kapasitas refrigeran pada liquid line, yaitu 12,01 [kW]
- 4) Solenoid valve menggunakan listrik 200-230 [V]

5) Sight glass dipilih menggunakan software “danfoss”



BAB IV

PERHITUNGAN, PEMILIHAN DAN ANALISA

Tahap berikutnya adalah melakukan perhitungan terhadap kebutuhan-kebutuhan energi yang ada. Dengan demikian maka mesin-mesin yang telah dirancang tersebut dapat direalisasikan sesuai dengan desain yang ada serta kondisi nyata yang ada dilapangan. Perhitungan rancang bangun pada evaorator diambil sama dengan skripsi sebelumnya, yaitu “PERANCANGAN MESIN REFRIGERASI PADA *MINI ICE PLANT* DENGAN 3 KOMPRESOR”.

Dalam bab ini juga dilakukan pemilihan terhadap mesin-mesin yang ada dipasaran. Sebab perancangan yang sangat bagus dan sempurna sekalipun akan menjadi tidak berguna jika tidak bisa direalisasikan sesuai dengan kondisi nyata yang ada.

Sedangkan mesin-mesin yang digunakan dalam sistem refrigerasi *Mini Ice Plant* adalah:

1. Kompresor : *Reciprocating* → Buatan *Bitzer*
2. Evaporator : *Flooded System* → Produksi Hasil Rancangan
3. Kondenser : *Air-cooled* → Buatan *Guntner*

Aksesoris berupa komponen sebagai alat bantu kerja sistem diperlukan untuk efesiensi dan efektifitas kerja sistem. Pemilihan dan penggunaan aksesoris harus dalam batas kewajaran, agar tepat guna.

Komponen-komponen yang digunakan dalam sistem refrigerasi *Mini Ice Plant*, antara lain:

1. Liquid receiver → Buatan *P&M*
2. Oil separator → Buatan *AIRMENDER*
3. Filter drier → Buatan *ALCO*
4. Check valves → Buatan *Castel*
5. TX valve → Buatan *Danfoss*

- 6. Sight glass → Buatan *Danfoss*
- 7. Distributor → Buatan *Danfoss*
- 8. Solenoid valves → Buatan *Danfoss*

4.1. PERHITUNGAN BEBAN REFRIGERASI

Untuk memilih mesin-mesin refrigerasi yang tepat, maka perlu perhitungan beban refrigerasi untuk pembuatan es terlebih dahulu. Untuk membuat es balok adalah dengan cara membekukan air dari temperatur awalnya yang diturunkan sampai titik beku dari air tersebut.

Tabel 4.1. Data-data yang digunakan dalam perhitungan beban refrigerasi

NO	KOMPONEN PERHITUNGAN BEBAN	NILAI
1.	CETAKAN	
	a) Jumlah cetakan dalam bak	128 cetakan
	b) Massa cetakan es	5,27 [kg]
	c) Material cetakan	Baja
	d) Konduktivitas termal baja (C_p)	434 [J/kg.K] ^[1]
2.	AIR	
	a) Massa air dalam 1 cetakan	
	- Perhitungan = Volume x Massa jenis	= 13 [kg]
	- Pengukuran aktual (air di can dalam kondisi penuh)	= 13 [kg]
	- Air akan mengembang saat proses pembekuan, maka besaran massa yang akan digunakan dalam perhitungan adalah	= 12 [kg]
b) Temperatur awal air	27°C	
c) Massa jenis air	1000 [kg/m ³]	
d) Kalor jenis air (C_p)	4180 [J/kg.K]	
3.	ES	

	a) Temperatur beku	0°C
	b) Temperatur akhir	-5°C
	c) Enthalpi es ($h_{1\text{ es}}$)	334000 [J/kg] ^[2]
	d) Kalor jenis es (C_p)	2020 [J/kg.K] ^[3]
	JUMLAH ES YANG DIPRODUKSI	
4.	Massa total es yang diproduksi = $\text{massa}_{\text{air}} \times \text{Jumlah can}$	= 1536 [kg]
	= 12 x 128	= 1,536 [ton]

4.1.1. Kalor Sensibel Air

Kalor yang dibutuhkan untuk membekukan air menjadi es (kalor sensibel):

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

4.1.2. Kalor Laten

Terdapat perubahan fasa, maka diperhitungkan kalor latent es, $h_{1\text{ es}}$ sebesar 334000 J/kg. maka nilai kalor latent es sebesar :

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{laten}} &= \text{massa}_{\text{air}} \cdot h_{1\text{ es}} \\
 &= (12) \cdot (334000) \\
 &= 4.008.000 \text{ Joule} = 4008 \text{ kJ}
 \end{aligned}$$

4.1.3. 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 $T_{\text{es}} -5^\circ\text{C}$ (268K).

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

$$= (12) \cdot (2020) \cdot (273-268)$$

$$= 121200 \text{ Joule} = 121,2 \text{ kJ}$$

4.1.4. Kalor Cetakan

Pada cetakan tidak terjadi pembekuan sehingga hanya terjadi kalor sensible. Perubahan temperatur yang terjadi T_{awal} sebesar 27°C (300K) dan T_{akhir} -5°C (268K), maka beban pendinginan untuk cetakan es sebesar :

$$Q_{cetakan} = \text{massa}_{cetakan} \cdot C_{p_{cetakan}} \cdot \Delta T$$

$$= (5,27) \cdot (434) \cdot (300-268) = 73189,76 \text{ Joule}$$

4.1.5. Beban Pendinginan Total

Dalam Mini Ice Plant yang ada terdapat jumlah es yang dibuat sebanyak 128 buah. Maka besarnya beban pendinginan keseluruhan :

$$Q_{pendinginan} = n_{es} \cdot (Q_{air} + Q_{laten} + Q_{es} + Q_{cetakan})$$

$$= 128 \cdot (1.354.320 + 4.008.000 + 121200 + 73189,76)$$

$$= 711.258.849,3 \text{ Joule} = 711.258,85 \text{ kJ}$$

4.1.6. Faktor Keamanan

Pada umumnya pabrik es di Indonesia menambahkan 30%^[4] dari perhitungan kapasitas berdasarkan teori. Karena dalam praktek sehari-hari banyak faktor yang mempengaruhi dalam Pabrik es, seperti yang terlihat dalam tabel 4.2, sedangkan pada rancangan kita gunakan faktor keamanan (*safety factor*) hanya sebesar 15% karena terdapat perbedaan dengan kondisi rancangan yang sudah ada (lihat tabel 4.2)

Tabel 4.2. *Safety Factor* dalam memperhitngkin rugi-rugi kalor (*heat loss*)

NO	SAFETY FACTOR	
	30%	15%
1	Beban panas dari agitator	Menggunakan <i>sub-merged pump</i> untuk aliran brinanya.
2	Transmisi panas (dingin) dari bak	Kontainer telah diisolasi dengan

	air garam yang tidak memadai isolasinya.	polyuretan begitu juga dengan ice bank
3	Peniupan udara untuk membuat es jernih menambah beban panas.	Tidak ada peniupan udara dalam proses produksi.
4	Pembukaan kayu penutup pada waktu mencabut es dan pengisian air juga menambah beban panas.	

Dengan mengabaikan rugi-rugi kalor dan menambahkan *safety factor* tersebut, maka:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{total}} &= Q_{\text{pendinginan}} \times \text{safety factor} \\
 &= 711.258,85 \times 1,15 = 817.947.676,7 \text{ Joule} = 817.947,68 \text{ kJ}
 \end{aligned}$$

4.2. PERHITUNGAN DAYA PENDINGINAN

Daya pendinginan yang dimaksud disini adalah laju aliran kalor yang diambil dari media pendingin yaitu air garam, baik itu yang digunakan untuk membekukan es maupun kalor yang hilang (losses) pada bak pencetak es. Sehingga daya yang diambil dari air garam merupakan jumlah dari daya untuk membekukan es ditambah daya yang hilang (losses) pada bak pencetak es.

$$\begin{aligned}
 q_{\text{pembekuan}} &= \frac{Q_{\text{total evaporator}}}{t_{\text{pembekuan}}} \\
 &= \frac{817.947,68 \text{ [kJ]}}{(22 \times 3600) \text{ [detik]}} \\
 &= 10,33 \text{ [kW]} = 2,94 \text{ [TR]}
 \end{aligned}$$

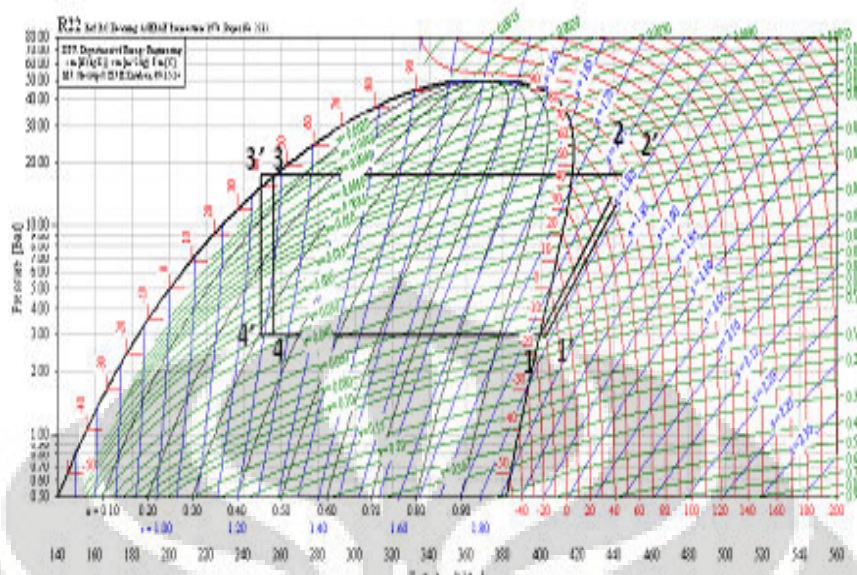
Beban pendinginan ini adalah beban pada evaporator yang harus dicapai ($Q_{\text{evaporator}} = Q_{\text{total}}$). Waktu pembekuan berkisar antara 12 ~ 24 jam karena yang diinginkan 1x panen/hari. Berdasarkan proses iterasi didapatkan waktu pembekuan yang paling optimal sebesar sebesar 22 jam, maka :

4.10. PERHITUNGAN DAN PEMILIHAN KOMPRESOR

Beberapa faktor yang perlu dipertimbangkan dalam pemilihan kompresor adalah

- a) Semua kompresor yang ada membutuhkan temperatur superheat untuk menjamin bahwa tidak ada refrigeran cair yang masuk ke dalam kompresor. Biasanya perusahaan kompresor menetapkan temperatur superheat minimal 5K.
- b) Superheat adalah perbedaan suhu antara saturasi uap temperatur dari kompresi (T_e) yang suhunya naik akibat panas lanjut dari lingkungan sekitarnya (panas udara di ruangan mesin atau panas mesin sendiri dari pergerakan piston) hingga mencapai saturasi uap temperatur sesungguhnya. Ideal superheat 0 K pada dasarnya sulit dicapai. Umumnya superheat berkisar antara 3 hingga 5 K.
- c) Subcooling adalah penurunan temperatur saturasi cair dari kondensasi lebih lanjut dengan menggunakan heat exchanger (penukar kalor) antara amoniak dengan air, udara, atau refrigerant lain. Subcooling bisa mencapai penurunan temperatur 5 hingga 10 K. Apabila tidak digunakan heat exchanger tambahan setelah condenser untuk menurunkan temperatur saturasi cair dari kondensasi maka sub cooling adalah 0 K.

Pada dasarnya pada sistem flooded evaporator tidak dibutuhkan penambahan superheat. Biasanya superheat hanya terdapat pada direct expansion saja. Tetapi berdasarkan faktor-faktor yang telah disebutkan diatas maka akan didesain sistem refrigerasi yang ditambahkan superheat dengan temperatur minimal sebesar 5K, sehingga siklus refrigerasinya menjadi:



Gambar 4.1. Siklus refrigerasi ideal dengan superheat 5K

Sumber dari Coolpack

Dari siklus tersebut didapat data-data sebagai berikut:

Tabel 4.3. Properti refrigeran disetiap

titik dalam siklus refrigerasi ideal tanpa dan dengan superheat 5K

Sumber dari Coolpack

Letak Titik	T [°C]	P [Bar]	h [Kj/Kg]	v [m ³ /kg]
Titik 1	-15	2,957	399,553	0,0776380
Titik 1'	-10	2,957	402,9	0,079589
Titik 2	67,521	15,33	441,36	0,0179
Titik 2'	79,51	17,29	449,182	0,016511
Titik 3	45	15,335	256,384	n/a
Titik 3'	40	17,290	249,674	n/a
Titik 4	-15	2,957	399,553	0,077635
Titik 4'	-10	2,957	402,900	0,079586

4.10.1. Laju Aliran Refrigeran

Karena efek refrigerasi yang dibutuhkan hanya pada evaporator tanpa superheat, maka efek refrigerasi yang terjadi adalah dari titik 4 ke titik 1, sehingga dengan efek refrigerasi sebesar 10,33 [kW] maka laju aliran refrigerannya yakni sebesar:

Efek refrigerasi terjadi dari titik 4 ke titik 1, maka besarnya enthalpy (Δh_e) adalah:

$$\begin{aligned}\Delta h_e &= h_1 - h_4 \\ &= 399,553 - 256,384 \\ &= 143,17 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Besarnya laju aliran massa refrigeran (\dot{m}) adalah :

$$\dot{m} = \frac{q_{evap}}{\Delta h_e} = \frac{10,33}{143,17} = 0,072 \text{ [kg/s]}$$

4.10.2. Daya Kompresor

Perbedaan entalpi $\Delta h'_k$, sebesar:

$$\begin{aligned}\Delta h'_k &= h_2' - h_1' \\ &= 449,182 - 402,9 \\ &= 46,28 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Sehingga daya kompresor yang dibutuhkan pada perhitungan dari diagram p-h superheat (1' - 2') yang ada pada gambar 4.3 adalah sebesar :

$$\begin{aligned}W'_k &= \dot{m} \cdot \Delta h_k \\ &= (0,072) \cdot (46,28) \\ &= 3,34 \text{ [kW]}\end{aligned}$$

Pada perancangan kita, kompresor dipasang parallel dengan jumlah kompresor 3 unit. Artinya dengan daya kompresor sebesar 3,34 [kW] dan kapasitas pendinginan sebesar 10,33 [kW], maka satu kompresor minimal memiliki daya 1,12 [kW] dan kapasitas pendinginan minimal 3,45 [kW].

Tabel 4.4. Spesifikasi minimal untuk satu kompresor

SPESIFIKASI	TOTAL	SATU KOMPRESOR
Kapasitas Pendinginan	10,33 [kW] = 13,8 [hp]	3,45 [kW] = 4,6 [hp]
Daya Kompresor	3,34 [kW] = 4,46 [hp]	1,12 [kW] = 1,5 [hp]

Untuk merubah wujud air fase cair menjadi beku, kompresor harus dapat memberikan daya pendinginan minimum untuk mempertahankan fase es, maka

- Beban pendinginan total

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{pendinginan}} &= n_{\text{es}} \cdot Q_{\text{laten}} \\
 &= 128 \cdot 4.008.000 \\
 &= 513.024.000 \text{ Joule} = 513.024 \text{ [kJ]}
 \end{aligned}$$

- Beban pendinginan total koreksi

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{koreksi}} &= Q_{\text{pendinginan}} \cdot \text{faktor koreksi} \\
 &= 513.024.000 \cdot 1,15 \\
 &= 589.977.600 \text{ Joule} = 589.977,6 \text{ [kJ]}
 \end{aligned}$$

- Perhitungan daya pendinginan minimum untuk 22 jam

$$\begin{aligned}
 q_{\text{pembekuan}} &= \frac{Q_{\text{total evaporator}}}{t_{\text{pembekuan}}} \\
 &= \frac{589.977,6 \text{ [kJ]}}{(22 \times 3600) \text{ [detik]}} \\
 &= 7,449 \text{ [kW]} = 2,12 \text{ [TR]}
 \end{aligned}$$

Beberapa hal yang ditentukan dalam rancangan berkaitan dengan perancangan dan pemilihan kompresor adalah sebagai berikut:

Tabel 4.5. Data-data rancangan kompresor

NO	DATA-DATA KOMPRESOR RANCANGAN	DESKRIPSI
1.	Jenis	Torak (reciprocating)
2.	Merek	TECUMSEH
3.	Tipe	Hermetic
4.	Jumlah silinder	Dua
5.	Sistem pengontrolan kapasitas	Parallel
6.	Refrigerant	R22
7.	Kapasitas pendinginan	12,01 [kW]
8.	Temperatur superheat	5 K

Kompresor yang digunakan adalah merek TECUMSEH, maka perlu pertimbangan ulang, karena kapasitas dari kompresor “TECUMSEH” tidak memenuhi daya pendinginan minimum dengan syarat fase listrik: 1 fase (220-230, 50 Hz), maka diperlukan dua kompresor.

Daya Kompresor 1 dan 2 harus memenuhi daya pendinginan minimum: 7,449 [kW] yaitu 2.5 [kW]

NO	URAIAN	DAYA KOMPRESOR
1	KOMPRESOR 1	2 ¹ / ₂ [HP]
2	KOMPRESOR 2	1 ¹ / ₂ [HP]
3	KOMPRESOR 3	1 ¹ / ₂ [HP]

Dari kompresor yang ada di pasaran, dipilih yang paling memenuhi data di atas (data kompresor dilampirkan). Maka dipilih kompresor bermerek Tecumseh

(katalog telah dilampirkan), yaitu 2 kompresor dengan daya 1,5 pk dengan tipe AJB5515EXC, 1 kompresor dengan daya 2,5 pk dengan tipe AWA5522EGE.

4.4. PERHITUNGAN EVAPORATOR

4.4.1. Data-data yang digunakan

Tabel 4.8. Data-data yang digunakan dalam perhitungan evaporator

NO	TINJAUAN	DESKRIPSI
1.	Jenis evaporator	<i>Flooded System</i>
2.	Ukuran ruang evaporator	3540 x 30 x 45 mm
3.	Jumlah pipa	24
4.	Jumlah pass	6
5.	Jumlah baris	4
PIPA		
6.	Material pipa evaporator	Tembaga
7.	Konduktivitas termal tube (k_c)	394 W/m.K ^[10]
8.	Densitas tembaga	8960 kg/m ³
9.	Diameter nominal	¾ inch ^[2]
10.	Diameter luar	0,875 inch = 0,0222 [m]
11.	Diameter dalam	0,745 inch = 0,0189 [m]
12.	Ketebalan (type K)	0,065 inch
BRINE		
13.	Jenis larutan brine	Sodium Chloride
14.	Debit brine	0,184 [m ³ /dtk] ^[11]
15.	Temperatur brine masuk (T_{in})	-9°C
16.	Temperatur brine keluar tube (T_{out})	-12°C
17.	Persentase brine	18%
18.	Densitas (ρ_b)	1145,7 [kg/m ³] ^[12]
19.	Kalor jenis (C_{p_b})	3456 [J/kg.K]
20.	Viskositas dinamik (μ_b)	0,00419 [Pa.s]
21.	Konduktivitas termal (k_b)	0,531 [W/m.K]

REFRIGERAN ^[12]		
22.	Jenis Refrgeran	R22
23.	Temperatur evaporasi (T_{ev})	-15 °C
24.	Tekanan saturasi (P_{sat})	295700 [Pa]
25.	Densitas fase cair (ρ_l)	1334,04 [kg/m ³]
26.	Densitas fase gas (ρ_g)	12,88 [kg/m ³]
27.	Enthalpi fase cair (h_l)	256384 [J/kg]
28.	Enthalpi fase gas (h_g)	399553 [J/kg]
29.	Enthalpi fase saturasi (h_{sat})	143169 [J/kg]
30.	Viskositas dinamik fase cair (μ_l)	0,000264 [Pa.s]
31.	Kalor jenis fase cair (C_p)	1128,71 [J/kg.K]
32.	Konduktivitas termal fase cair (k_l)	0,108 [W/m.K]

4.4.2. Menentukan perbedaan temperatur optimum evaporator

Data yang belum ditentukan adalah temperatur inlet dan outlet dari brine.

Maka dengan pertimbangan sebagai berikut:

- Waktu pembekuan = 22 jam
- Lama sistem refrigrasi bekerja dalam sebulan = 15 hari
- Estimasi waktu operasi evaporator /tahun : $t = 22 \text{ jam} \times 15 \text{ hari} \times 12 \text{ bulan}$
 $= 3960 \text{ jam} \approx 4000 \text{ jam}$

Dari tabel 4.8, kemudain didapatkan nilai sebagai berikut (dengan interpolasi):

- LMTD = 5,33
- Beda temperatur masukan (inlet temp diff) = 6,9 \approx 7
- Penurunan temp cairan (liquid temp decrease) = 3

Tabel 4.9. Perbedaan temperatur yang optimal untuk evaporator^[9]

Sumber: dari paper yang di unduh dari *website* KTH Royal Institute of Technology stockholm,

Sweden, ditulis oleh Björn Palm

Type of evaporator	Running time per year (h)			
	1000	2000	5000	8000
Air coolers				
Free convection				
Log. mean temp. difference	13	10	7	6.5
Inlet temp. difference	18	14	10	9
Forced convection				
Mean temp. difference	10	8	5.5	5
Inlet temperature difference	13	10	7.2	6.5
Air temperature decrease	5.5	4.5	3.0	2.8
Liquid coolers				
Secondary refrigerants				
Mean temp. difference	7.2	6.0	4.0	3.5
Inlet temperature difference	8.8	7.6	5.5	5.0
Liquid temperature decrease	3	3	3	3

4.4.3. Penentuan beda temperatur rata-rata logaritmik (LMTD)

Pada dasarnya di rancangan evaporator terdapat 3 jenis aliran, dipandang dari arah aliran di sisi dalam pipa (refrigeran) dan dari sisi luar pipa (brine) yaitu:

- Aliran counter flow; dimana arah aliran refrigeran berlawanan arah dengan arah aliran brine.
- Aliran parallel flow; dimana aliran refrigeran searah dengan aliran brine.
- Aliran cross flow; aliran menyilang yang terjadi pada belokan pipa evaporator.

Untuk penentuan LMTD-nya maka digunakan asumsi sebagai berikut:

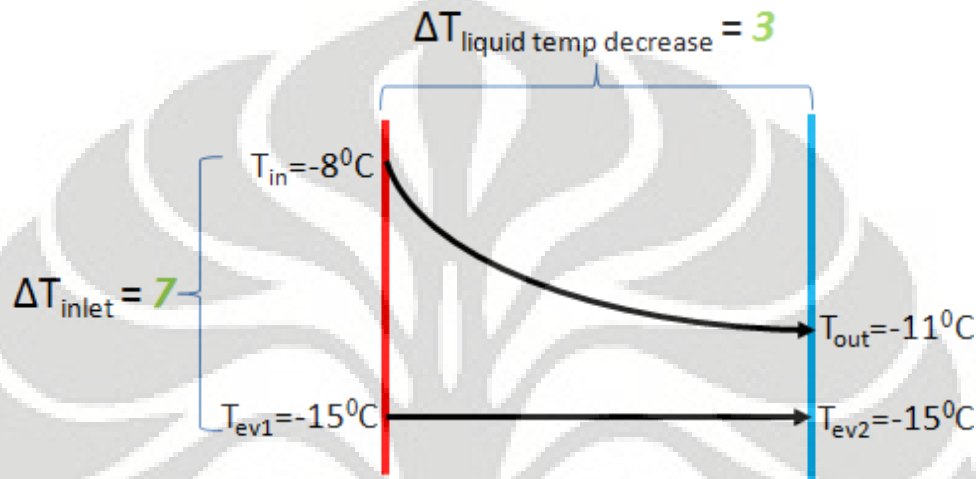
- Untuk proses evaporasi, maka temperatur pada sisi refrigeran dianggap konstan. Karena hal inilah maka, penentuan LMTD-nya aliran counter flow maupun parallel flow tidak masuk dalam pertimbangan.
- Untuk penentuan LMTD pada aliran cross flow di belokan, maka di abaikan karena sisi belokan memiliki area yang lebih kecil dari area pipa lurus.

Seperti yang dirancang sebelumnya bahwa:

- Temperatur keluaran (output) brine = -11°C
- Temperatur evaporasi = -15°C

- ΔT fluida brine antara inlet dan outlet = 3
- ΔT antara inlet brine dengan tmp evaporasi = 7°C

Dari data yang tersebut diatas maka temperatur masuk (inlet) brine adalah sebesar -8°C



Gambar 4.2 Aliran refrigeran pararel flow

Maka nilai LMTD-nya adalah sebesar

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{inlet}}{\Delta T_{outlet}}\right)} = \frac{T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln\left(\frac{T_{in} - T_{ev1}}{T_{out} - T_{ev2}}\right)}$$

$$= \frac{(-8) - (-11)}{\ln\left(\frac{-8 - (-15)}{-11 - (-15)}\right)}$$

$$\Delta T_{lm} = 5,36^{\circ}\text{C}$$

4.4.4. Penentuan true temperatur (ΔT_m) dengan faktor koreksi (F_T)

$$\Delta T_m = \Delta T_{lm} \times F_T$$

di mana besar F_T didapatkan dari

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{-11 - (-8)}{-15 - (-8)} = 0,42$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{-15 - (-15)}{-11 - (-8)} = 0$$

T, t = *refrigeran, tube*

1, 2 = inlet, outlet

Nilai faktor koreksi F bila terdapat perubahan fase, seperti kondensasi atau didih (penguapan), fluida biasanya berada pada suhu yang pada hakekatnya tetap, dan persamaan-persamaan itu menjadi lebih sederhana. Untuk kondisi ini P atau R menjadi nol dan kita dapatkan

$F=1,0^{[6]}$ untuk pendidihan dan kondensasi

$$\begin{aligned} \Delta T_m &= \Delta T_{lm} \times F_T \\ &= 5,36 \times 1 = 4,32^\circ C \end{aligned}$$

Sesuai dengan rancangan awal yaitu $5,36^\circ C$

4.4.5. Koefisien konveksi perpindahan kalor refrigeran dua fasa

a) Menghitung laju Aliran massa (mass flow rate)

Laju Kecepatan Massa (*Mass Flow Rate*) [8]

$$\dot{m} = \frac{q_{pembekuan}}{\Delta h_e} = \frac{10,33}{143,17} = 0,072 \text{ [kg/s]}$$

\dot{m} = mass specific

$q_{pembekuan}$ = Beban pendinginan = 10,33 [kW]

Δh_e = enthalpi fase saturasi = 143,17 [kJ/kg]

b) Menghitung kecepatan massa (mass velocity) dan bilangan Reynolds

Kecepatan Massa (*Mass Velocity*)

$$G = \frac{\dot{m}}{A_o} = \frac{\dot{m}}{\pi/4 \cdot d_i^2} = \frac{0,072}{\pi/4 \cdot (0,0189)^2} = 256,63 [\text{kg/m}^2 \cdot \text{sec}]$$

G = mass velocity [$\text{kg/m}^2 \cdot \text{sec}$]

\dot{m} = mass specific = 0,072 [kg/sec]

A_o = minimum free flow area [m^2]

Angka Reynolds

$$Re = \frac{G \cdot D_h}{\mu_l} = \frac{(256,63) \cdot (0,0189)}{2,62 \cdot 10^{-4}} = 18387,21$$

Re = Angka Reynolds

μ_l = Viskositas dinamik fase liquid = $2,64 \cdot 10^{-4}$ [$\text{kg/m} \cdot \text{sec}$]

D_h = Diameter hidrolis = $d_{\text{inner}} = 0,0189$ [m]

c) Menghitung besaran angka Nusselt rata-rata (*mean Nusselt number*)

Sistem yang digunakan adalah flooded evaporator, dimana pada sisi keluarannya tidak 100% uap. Maka hal ini disebut dengan proses penguapan yang belum sempurna. Untuk menghitung nilai koefisien perpindahan kalor dua fasa, maka menggunakan korelasi dari Piere (1969) yang melakukan percobaannya menggunakan refrigeran R22, pipa horizontal.

^[1] Incomplete Evaporation :

$$Nu_m = 1,1 \cdot 10^{-3} \cdot Re \cdot K_f^{0,5} = (1,1 \cdot 10^{-3}) \cdot (18387,22) \cdot (206,1)^{0,5} = 290,36$$

Nu_m = mean Nusselt number

$$K_f = \frac{\Delta h_e}{L \cdot N_f \cdot g} = \frac{143170}{(2,95) \cdot (24) \cdot (9,81)} = 206,1$$

K_f = Pierreboiling number

Δh_e = enthalpi fasa saturasi = 143,17 [kJ/kg]

L = total tubelength = 2,95 [m]

g = acceleration due to gravity = 9,81 [m/s^2]

Condition: $Re^2 \cdot K_f < 3,5 \cdot 10^{11}$ Actual: $Re^2 \cdot K_f = 0,696 \cdot 10^{11}$

$Nu_m < 420$

$Nu_m = 290,36$

MEMENUHI

d) Menghitung nilai koefisien perpindahan kalor dua fasa

$$h = \frac{Nu_m \cdot k_l}{d_i} = \frac{(290,36) \cdot (0,1075)}{0,0189} = 1649,93 [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$$

Dimana:

h = heat transfer coefficient refrigerant

Nu_m = mean Nusselt number = 290,36

k_l = konduktivitas termal fase cair = 0,1075 [W/m.K]

d_i = diameter dalam = 0,0189 [m]

4.4.6. Menghitung nilai koefisien konveksi perpindahan kalor brine

Untuk menghitung nilai koefisien konveksi perpindahan kalor pada brine, maka pada rancangan ditetapkan data sebagai berikut:



a) Luas total permukaan aliran brine didalam evaporator tank

$A_b = (\text{Luas penampang evaporator tank}) - (\text{Luas penampang total tube evaporator})$

$$A_b = (T. \text{ evap. tank} \times L. \text{ evap. tank}) - \{(\pi/4 \times D_o^2) \times N_{\text{tube}}\}$$

$$A_b = (0,45 \times 0,3) - \{(\pi/4 \times (0,022)^2) \times 24\}$$

$$A_b = 0,125 \text{ m}^2$$

b) Kecepatan aliran brine didalam evaporator tank

$V_b = \text{Debit pompa} / \text{Luas total aliran brine didalam tube}$

$$V_b = 0,00525 [\text{kg/m}^3] / 0,125 [\text{m}^2]$$

$$V_b = 0,042 [\text{m/s}]$$

c) Kecepatan maksimum brine dan bilangan Reynolds

Rancangan evaporator ditetapkan bahwa susunan pipa selang-seling (staggered). Berdasarkan buku “*Heat and Mass Transfer*” (*Mechanical Engineering Handbook*) yang ditulis oleh Kreith, F.; Boehm, R.F. Maka diperoleh rumus sebagai berikut:



Kemudian didapat nilai sebagai berikut:



Karena nilai S_d lebih besar dari nilai $\frac{S_T + d}{2}$. Maka kita gunakan persamaan 1.

$$U_{\max} = \frac{U_{\infty} \cdot S_T}{S_T - d_o} = \frac{0,042 \times 0,067}{0,067 - 0,022} = 0,062 \text{ [m/s]}$$

d) Menghitung nilai bilangan Reynolds

$$Re_{D, \max} = \frac{\rho_b \cdot U_{\max} \cdot d_o}{\mu_b} = \frac{1145,7 \times 0,062 \times 0,022}{418,622 \times 10^{-5}} = 381,1$$



e) Menghitung nilai angka Prandtl

$$\begin{aligned} Pr &= \frac{\mu_b \cdot Cp_b}{k_b} \\ &= \frac{(0,0042) \cdot (3456)}{0,531} \\ &= 7,68 \end{aligned}$$

Dimana:

Pr = Prandtl number

μ_b = Viskositas dinamik = 0,0042 [Pa.s]

Cp_b = Kalor jenis = 3456 [J/kg.K]

k_b = Konduktivitas termal = 0,531 [W/m.K]

Dari data di atas kemudian dari di dapatkan

$$C_1 = 0,428$$

$m = 0,574$ Fundamentals of Heat Transfer (Incropera & De Witt)

Nilai C_1 dan m adalah konstanta yang didapatkan dari tabel berikut ini: [5]

S_L/D	S_T/D							
	1,25		1,5		2,0		3,0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Staggered								
0,600	-	-	-	-	-	-	0,213	0,636
0,900	-	-	-	-	0,446	0,571	0,410	0,581
1,000	-	-	0,497	0,558	-	-	-	-
1,125	-	-	-	-	0,478	0,565	0,518	0,560
1,250	0,518	0,556	0,505	0,554	0,519	0,556	0,522	0,562
1,500	0,451	0,568	0,460	0,562	0,452	0,568	0,448	0,568
2,000	0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,570
3,000	0,310	0,592	0,356	0,580	0,440	0,562	0,428	0,574

f) Menghitung angka Nusselt

[5]

$$\begin{aligned}\overline{Nu}_D &= 1,13 \cdot C_1 \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} \\ &= 1,13 \cdot (0,428) \cdot (381,1) \cdot (7,68)^{1/3} \\ &= 37,53\end{aligned}$$

Dimana :

$$C_1 = 0,428$$

$$m = 0,574$$

$$Re = \text{Angka Reynolds aliran brine} = 381,1$$

$$Pr = \text{Angka Prandtl} = 7,68$$

g) Nilai koefisien konveksi perpindahan kalor pada brine

$$\begin{aligned}h_b &= \frac{\overline{Nu} \cdot k_b}{d_o} \\ &= \frac{(37,53) \cdot (0,531)}{0,0222} \\ &= 896,71\end{aligned}$$

dimana

h_b = Koefisien konveksi perpindahan kalor brine

\overline{Nu} = Angka Nusselt

k_b = Konduktivitas termal brine = 0,531 [W/m.K]

d_o = Diameter luar = 0,0222 [m]

4.4.7. Menghitung nilai perpindahan kalor menyeluruh

$$\begin{aligned}
 U_o &= \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{f,o} + \frac{r_o}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) R_{f,i} + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) \frac{1}{h_i}} \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{896,7} + 0,000528 \frac{0,0111}{394} \left(\frac{0,011}{0,009}\right) + \left(\frac{0,011}{0,009}\right) 0,000175 + \left(\frac{0,011}{0,009}\right) \frac{1}{1649,93}} \\
 &= 389,84 [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]
 \end{aligned}$$

Dimana :

h_o = Koefisien konveksi perpindahan kalor brine = 896,7 [W/m² .K]

h_i = Koefisien konveksi perpindahan kalor refrigeran dua fasa = 1649,93 [W/m² .K]

$R_{f,o}$ = Faktor pengotoran dari brine = 0,000528 [m² .K/W]

$R_{f,i}$ = Faktor pengotoran refrigeran = 0,000175 [m² .K/W]

k = Konduktivitas termal tembaga = 394 [W/m.K]

r_o = Jari - jari pipa sisi luar = 0,011 [m]

r_i = Jari - jari pipa sisi dalam = 0,009 [m]

4.4.8. Menghitung luas perpindahan kalor rancangan

$$A = \frac{q_{tot}}{U \cdot \Delta T_m} = \frac{10327,62}{389,94 \times 5,36} = 4,94 [\text{m}^2]$$

Dimana:

A = Luas total perpindahan kalor

q_{tot} = Daya pendinginan = 10327,62 [W]

U = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh = 389,84 [W/m² .K]

ΔT_m = True temperature 5,36 °C

4.4.9. Menghitung panjang satu buah pipa evaporator

Panjang tube yang dibutuhkan adalah

$A = \text{luas selimut tube} \times \text{jumlah tube}$

$$A = (\pi \cdot d_o \cdot L) \times Nt$$

$$L = \frac{A}{\pi \cdot d_o \cdot Nt} = \frac{4,94}{\pi \times 0,0222 \times 24} = 2,95 [\text{m}]$$

Dimana:

$L = \text{Panjang satu buah pipa evaporator}$

$A = \text{Luas total perpindahan kalor} = 4,94 [\text{m}^2]$

$d_o = \text{Diameter luar pipa} = 0,0222 [\text{m}]$

$Nt = \text{Jumlah pipa} = 24$

Panjang evaporator tank adalah 3,54 [m] maka dengan hasil perhitungan evaporator yang lebih kecil yang berdimensi 2,95 [m] maka rancangan ini dapat digunakan.



Gambar 4.3. Layout Evaporator di dalam Ruang Produksi

4.4.10. Menghitung *prssure drop* dalam pipa evaporator

Pada setiap satu pipa evaporator, komponen-komponen pressure dropnya adalah:

a) Gesekan fluida

Pressure drop akibat gesekan antara fluida dengan dinding pipa dan gesekan antara fluida dengan fluida.

$$^{[1]} \Delta p_f = f_m \cdot G^2 \cdot v_m \cdot L / d_i$$

Dimana :

Δp_f = Pressure drop akibat gesekan [Pa]

f_m = Faktor gesekan

G = Mass flux

v_m = Volume spesifik rata - rata

L = Panjang evaporator

d_i = Diamater dalam pipa

$$A_i = \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (0,0189)^2 = 2,8 \times 10^{-4} [\text{m}^2]$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A_o} = \frac{0,072}{2,8 \times 10^{-4}} = 256,63 [\text{kg/m}^2 \text{sec}]$$

$$K_f = \frac{\Delta h}{L \cdot g} = \frac{143169}{(2,95) \cdot (9,81)} = 4946,4$$

$$\begin{aligned} f_m &= 0,053 \cdot K_f^{1/4} \cdot \text{Re}^{-1/4} \\ &= (0,053) \cdot (4946,4)^{1/4} \cdot (18387)^{-1/4} \\ &= 0,000311 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_m &= \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_o} \right) \\ &= \frac{1}{2} \left(\frac{1}{1334,04} + \frac{1}{12,88} \right) \\ &= 0,0392 [\text{kg/m}^3] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta p_f &= f_m \cdot G^2 \cdot v_m \cdot \frac{L}{d_i} \\ &= (0,000311) \cdot (256,62)^2 \cdot (0,0392) \cdot \frac{3,42}{0,0189} \\ &= 127,1[\text{Pa}]\end{aligned}$$

b) Perubahan kecepatan fluida.

Pressure drop akibat perubahan momentum (Densitas fluida akan berubah saat terjadi perubahan fasa dari liquid ke *vapor*, maka akan terjadi perubahan kecepatan aliran pada fluida)

$$^{[1]}\Delta p_m = \frac{G^2}{\rho_i} \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right)$$

Dimana :

Δp_m = Pressure drop akibat momentum [Pa]

G = Mass flux [kg/m².s]

ρ_i = Densitas fase liquid [kg/m³]

ρ_o = Densitas fase gas [kg/m³]

$$\begin{aligned}\Delta p_m &= \frac{G^2}{\rho_i} \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \\ &= \frac{256,62}{1334,04} \left(\frac{1334,04}{12,88} - 1 \right) \\ &= 5063,13[\text{Pa}]\end{aligned}$$

c) Tekanan hidrostatik

Pressure drop akibat melawan tekanan hidrostatik

$$\Delta p_h = \rho_m \cdot g \cdot h$$

Dimana :

Δp_h = Pressure drop akibat tekanan hidrostatik [Pa]

ρ_m = Densitas rata - rata [kg/m³]

g = Percepatan gravitasi [m²/s]

h = Ketinggian pipa [m]

$$\begin{aligned} \left(\frac{1}{\rho}\right)_m &= \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_i} + \frac{1}{\rho_0} \right) \\ &= \frac{1}{2} \left(\frac{1}{1334,04} + \frac{1}{12,88} \right) \\ \rho_m &= 25,5 [\text{kg/m}^3] \end{aligned}$$

Untuk pressure drop di pipa lurus adalah jumlah dari ketiga pressure drop diatas. Masing-masing pipa memiliki kesamaan nilai pressure drop untuk pressure drop akibat gesekan dan akibat momentum, tetapi berbeda untuk nilai pressure drop akibat tekanan hidrostatik karena hal ini berkaitan dengan ketinggian pipa tersebut pada evaporator tank.

$$\Delta p_s = \Delta p_f + \Delta p_m + \Delta p_{h,n}$$



Gambar 4.3. Preview Model Evaporator

$$\text{Pitch} = (2 \times d_o) + d_o = (2 \times 0,75 \text{ inch}) + 0,75 \text{ inch} = 2,25 \text{ inch} = 0,057 [\text{m}]$$

Oleh karena itu sebelum mencari pressure drop total di pipa lurus, maka perlu dicari pressure drop akibat tekanan hidrostatik pada setiap level ketinggian pipa, yaitu

Pipa 1 (h = 0,286 m)	Pipa 2 (h = 0,228 m)
$\begin{aligned} \Delta p_h &= \rho_m \cdot g \cdot h \\ &= (25,5) \cdot (9,81) \cdot (0,286) \\ &= 71,5 [\text{Pa}] \end{aligned}$	$\begin{aligned} \Delta p_h &= \rho_m \cdot g \cdot h \\ &= (25,5) \cdot (9,81) \cdot (0,228) \\ &= 57,2 [\text{Pa}] \end{aligned}$

$\Delta p_s = \Delta p_f + \Delta p_m + \Delta p_{h,1}$ $= 127,1 + 5063,13 + 71,5$ $= 5261,75 \text{ [Pa]}$	$\Delta p_s = \Delta p_f + \Delta p_m + \Delta p_{h,2}$ $= 127,1 + 5063,13 + 57,2$ $= 5247,44 \text{ [Pa]}$
$\Delta p_{total,1} = \Delta p_{s,1} \times 4$ $= 5261,75 \times 4$ $= 21047 \text{ [Pa]}$	$\Delta p_{total,2} = \Delta p_{s,2} \times 4$ $= 5247,44 \times 4$ $= 20989,76 \text{ [Pa]}$
Pipa 3 (h = 0,171 m)	Pipa 4 (h = 0,114 m)
$\Delta p_h = \rho_m \cdot g \cdot h$ $= (25,5) \cdot (9,81) \cdot (0,171)$ $= 42,9 \text{ [Pa]}$	$\Delta p_h = \rho_m \cdot g \cdot h$ $= (25,5) \cdot (9,81) \cdot (0,114)$ $= 28,6 \text{ [Pa]}$
$\Delta p_s = \Delta p_f + \Delta p_m + \Delta p_{h,3}$ $= 127,1 + 5063,13 + 42,9$ $= 5233,14 \text{ [Pa]}$	$\Delta p_s = \Delta p_f + \Delta p_m + \Delta p_{h,4}$ $= 127,1 + 5063,13 + 28,6$ $= 5218,83 \text{ [Pa]}$
$\Delta p_{total,3} = \Delta p_{s,3} \times 4$ $= 5233,14 \times 4$ $= 20932,56 \text{ [Pa]}$	$\Delta p_{total,4} = \Delta p_{s,4} \times 4$ $= 5218,83 \times 4$ $= 20875,32 \text{ [Pa]}$
Pipa 5 (h = 0,057m)	Pipa 6 (h = 0 m)
$\Delta p_h = \rho_m \cdot g \cdot h$ $= (25,5) \cdot (9,81) \cdot (0,057)$ $= 14,3 \text{ [Pa]}$	$\Delta p_h = 0$
$\Delta p_s = \Delta p_f + \Delta p_m + \Delta p_{h,5}$ $= 127,1 + 5063,13 + 14,3$ $= 5204,53 \text{ [Pa]}$	$\Delta p_s = \Delta p_f + \Delta p_m + \Delta p_{h,6}$ $= 127,1 + 5063,13 + 0$ $= 5190,23 \text{ [Pa]}$
$\Delta p_{total,5} = \Delta p_{s,5} \times 4$ $= 5204,53 \times 4$ $= 20818,12 \text{ [Pa]}$	$\Delta p_{total,6} = \Delta p_{s,6} \times 4$ $= 5190,23 \times 4$ $= 20760,92 \text{ [Pa]}$
PRESSURE DROP TOTAL DI PIPA LURUS ADALAH	

$$\begin{aligned}
\Delta p_{s,total} &= \Delta p_{s,1} \times \Delta p_{s,2} \times \Delta p_{s,3} \times \Delta p_{s,4} \times \Delta p_{s,5} \times \Delta p_{s,6} \\
&= 21047 + 20989,76 + 20932,56 + 20875,32 + 20818,12 + 20760,92 \\
&= 125.423,68 \text{ [Pa]} \\
&= 1,254 \text{ [bar]}
\end{aligned}$$

d) Pressure drop dibelokan pipa^[3]



Gambar 4.4. Skematik dari belokan (*return bend 180°*)

Sumber: Domanski, P.A., Hermes, C.J.L., 2006,

An improved two-phase pressure drop correlation for 180° return bends,

3rd Asian Conference on Refrigeration and Air-Conditioning, Gyeongju, Korea, May 21-23, 2006

$$\Delta p_b = f \frac{L}{d_i} \cdot \frac{G^2 \cdot x^2}{2\rho_v}$$

Dimana :

Δp_b = Pressure drop di belokan [Pa]

f = Faktor gesekan

$L = 2R$ [m]

d_i = Diameter dalam pipa [m]

G = Mass flux [kg/m².s]

x = Vapor quality

ρ_v = Densitas fasa uap [kg/m³]

Faktor gesekan

$$f = \frac{a \cdot \text{Re}_v^{0,5}}{\exp\left(0,215 \frac{2R}{D}\right) x^{1,25}} \quad [3]$$

Dimana :

f = Faktor gesekan

a = Konstanta = $8,03 \cdot 10^{-4}$

Re_v = Bilangan Reynolds (fase uap)

R = Jari - jari belokan

d_o = Diameter luar pipa [m]

x = Vapor quality

$$\begin{aligned} A_i &= \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot (0,0189)^2 \\ &= 2,8 \times 10^{-4} [\text{m}^2] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G &= \frac{m}{A_o} \\ &= \frac{0,072}{2,8 \times 10^{-4}} \\ &= 256,63 [\text{kg}/\text{m}^2 \text{sec}] \end{aligned}$$

$$D_h = d_i$$

$$\begin{aligned} \text{Re}_d &= \frac{G \cdot D_h}{\mu_v} \\ &= \frac{(256,63) \cdot (0,0189)}{1,126 \times 10^{-5}} \\ &= 430975,5 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 f &= \frac{a \cdot \text{Re}_v^{0,5}}{\exp\left(0,215 \cdot \frac{2R}{d_i}\right) x^{1,25}} \\
 &= \frac{(8,03 \times 10^{-4}) \cdot (430975,5)^{0,5}}{\exp\left(0,215 \times \frac{(2) \cdot (0,0285)}{0,0189}\right) \cdot 0,525^{1,25}} \\
 &= 0,62
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta p_b &= f \frac{L}{d_i} \cdot \frac{G^2 \cdot x^2}{2\rho_v} \\
 &= 0,62 \cdot \frac{(\pi \cdot 0,0285)}{0,0189} \cdot \frac{(256,63)^2 \cdot (0,525)^2}{(2) \cdot (12,88)} \\
 &= 2056,78 [\text{Pa}]
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta p_{b,total} &= \Delta p_b \times \text{Jumlah belokan} \\
 &= 2056,78 \times 20 \text{ belokan} \\
 &= 41135,6 [\text{Pa}] \\
 &= 0,412 [\text{bar}]
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta p_{\text{evap},total} &= \Delta p_{s,total} + \Delta p_{b,total} \\
 &= 1,254 + 0,412 \\
 &= 1,67 [\text{bar}]
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta p_b &= f \frac{L}{d_i} \cdot \frac{G^2 \cdot x^2}{2\rho_v} \\ &= 0,62 \cdot \frac{(\pi \cdot 0,0285)}{0,0189} \cdot \frac{(256,63)^2 \cdot (0,525)^2}{(2) \cdot (12,88)} \\ &= 2056,78 [\text{Pa}]\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta p_{b,total} &= \Delta p_b \times \text{Jumlah belokan} \\ &= 2056,78 \times 20 \text{ belokan} \\ &= 41135,6 [\text{Pa}] \\ &= 0,412 [\text{bar}] \\ \Delta p_{evap,total} &= \Delta p_{s,total} + \Delta p_{b,total} \\ &= 1,254 + 0,412 \\ &= 1,67 [\text{bar}]\end{aligned}$$

Hasil perhitungan flooded evaporator digunakan untuk pembuatan evaporator. Tetapi untuk sistem refrigerasi digunakan sistem refrigerasi direct expansion.

4.5. PERHITUNGAN DAN PEMILIHAN KONDENSER

Dari hasil perhitungan dan pemilihan pada kompresor, diketahui kapasitas pendinginan sebesar 10,89 [kW] dan daya kompresor sebesar 6,21 [kW] maka:

$$\begin{aligned}\text{Daya kondensasi} &= \text{kapasitas pendinginan} + \text{daya kompresor} \\ &= 12,01 + 4,12 \\ &= 16,12 [\text{kW}]\end{aligned}$$

Temperatur discharge dari kompresor sebesar 120,4°C dan temperatur kondenser 45,5°C karena daya dan temperatur yang dibutuhkan sudah ada, maka pada sub-bab ini hanya dilakukan pemilihan kondenser saja.

Pemilihan kondenser perlu agar kondenser juga bisa diangkut menggunakan kontainer. Dalam pemilihan digunakan perangkat lunak Güntner Product Calculator Customer yang merupakan perangkat lunak katalog untuk produk-produk Güntner.



Pada tampilan perangkat lunak, seperti yang ditunjukkan pada gambar 4... dipilih bagian kondenser. Selanjutnya adalah memasukkan input untuk kondenser yang akan digunakan sesuai dengan data-data yang ada seperti pada gambar dibawah ini:



Setelah melakukan perhitungan, akan muncul berbagai pilihan kondenser yang bisa digunakan seperti tampak pada gambar berikut ini:



Dari berbagai jenis kondenser yang ada, maka dipilih kondenser yang temperatur kondensasinya dibawah 45°C untuk menjamin supaya temperatur kondensasinya terjadi pada temperatur maksimal 45°C . Sebab jika temperatur kondensasinya dibawah 45°C , dikhawatirkan bisa mengganggu sistem refrigerasi yang ada sebab sistem refrigerasi yang ada dibuat untuk temperatur kondensasi 45°C sehingga yang memenuhi adalah sama atau lebih dari 45°C . Selain masalah

temperatur juga dipilih ukuran kondenser yang dapat diletakkan pada bagian atas kontainer. Setelah melakukan pemilihan, kondenser yang digunakan adalah sebagai berikut:

- Tipe kondenser : GVH 050.1A/1-LJ.E
- Kapasitas : 16,1 [kW]
- Laju aliran udara masuk : 5100 [m³/h]
- Temperatur udara masuk : 35 [°C]
- Untuk refrigerant:
 - o Temperatur gas panas : 120.4 [°C]

4.6 PERHITUNGAN DAN PEMILIHAN PEMIPAAN

4.6.1 Liquid line

Untuk menentukan pipa yang akan di pakai, terlebih dahulu menentukan panjang ekuivalen dari liquid line. Data untuk pipa diambil dari asumsi, berdasarkan gambaran dari ruang yang tersedia pada kontainer. Gambar telah dilampirkan. Data untuk filter drier, sight glass dan long radius elbow dilampirkan pada tabel.

Item	qnty	Dim.		Total	Total
		ft	m	ft	m
Long radius elbow	11	0.9	0.274	9.9	3.0175
filter drier	1	12	3.658	12	3.6576
sight glass	1	1	0.305	1	0.3048
piping	1	6.703	2.043	6.703	2.043
TOTAL				29.603	9.0229
Riser	1		1.595		1.595

Setelah mendapatkan panjang ekuivalen, maka selanjutnya dilakukan proses analisa perhitungan sistem liquid line. Langkah-langkah yang diambil, yaitu:

1. Menentukan ukuran pipa

Untuk menentukan ukuran pipa liquid line dengan kapasitas 10,33 kW. Sesuai tabel ukuran refrigeran line untuk R-22 yang telah dilampirkan. Pada tabel tersebut dipilih kapasitas diatas dan mendekati dari kapasitas yang diijinkan, yaitu 11,24.

Dari kapasitas yang telah dipilih, didapatkan:

- Perbedaan temperatur (ΔT): 0,02 [$^{\circ}\text{K}/\text{m}$]
- ΔT tiap 1 m : 0,02 [$^{\circ}\text{K}$]
- Pressure drop (Δp) : 0,749 [kPa/m]
- Δp horizontal 9,0229 [m] : 6,758 [kPa]
- Diameter luar (OD) : 0,012 [m]

2. Menghitung ΔT aktual

Menghitung ΔT aktual yang berdasarkan kondisi desain, dengan rumus:

$$\begin{aligned}\Delta T_{\text{aktual}} &= \Delta T_{\text{tabel}} \left(\frac{\text{panjang}_{\text{aktual}}}{\text{panjang}_{\text{tabel}}} \right) \left(\frac{\text{kapasitas}_{\text{aktual}}}{\text{kapasitas}_{\text{tabel}}} \right)^{1,8} \\ &= 0,02 \times \left(\frac{9,02}{1} \right) \times \left(\frac{10,33}{11,24} \right)^{1,8} \\ &= 0,155017 \text{ [}^{\circ}\text{K]} \\ &\approx 0,16 \text{ [}^{\circ}\text{K]}\end{aligned}$$

3. Menghitung pressure drop pemipaan aktual

$$\begin{aligned}\text{pressure drop}_{\text{aktual}} &= \text{pressure drop}_{\text{tabel}} \left(\frac{\Delta T_{\text{aktual}}}{\Delta T_{\text{tabel}}} \right) \\ &= 6,758 \times \left(\frac{0,05083}{0,02} \right) \\ &= 52,381 \text{ [kPa]}\end{aligned}$$

4. Menghitung pressure drop total

Selanjutnya untuk menentukan pressure drop, digunakan tabel “Pressure Drop Refrigeran pada Liquid Lines” yang telah dilampirkan, didapatkan untuk refrigeran R-22 didapatkan pressure drop refrigeran: 11,31 [kPa/m].

Selanjutnya dicari pressure drop riser:

$$\begin{aligned}
 \text{pressure drop}_{\text{riser}} &= \text{tinggi}_{\text{riser}} \times \text{pressure drop refrigeran} \\
 &= 1,595 \times 11,31 \\
 &= 18,0395 \text{ [kPa]} \\
 &\approx 18,1 \text{ [kPa]}
 \end{aligned}$$

Kemudian, dicari pressure drop total:

$$\begin{aligned}
 \text{pressure drop}_{\text{total}} &= \text{pressure drop}_{\text{aktual}} + \text{pressure drop}_{\text{riser}} \\
 &= 52,381 + 18,039 \\
 &= 70,420 \text{ [kPa]} \\
 &= 0,7042 \text{ [bar]} \\
 &= 0,7 \text{ [bar]}
 \end{aligned}$$

4.6.2 Suction Line

Untuk menentukan pipa yang akan di pakai, terlebih dahulu menentukan panjang ekuivalen dari liquid line. Data untuk pipa diambil dari asumsi, berdasarkan gambaran dari ruang yang tersedia pada kontainer. Gambar telah dilampirkan.

Tabel actual equivalent length suction line

Item	qnty	Dim.		Total	
		ft	m	ft	m
piping	1	22	2.99	22	2.99
TOTAL				22	2.99
Riser	1		2.961		2.961

Setelah mendapatkan panjang ekuivalen, maka selanjutnya dilakukan proses analisa perhitungan sistem liquid line. Langkah-langkah yang diambil, yaitu:

1. Menentukan ukuran pipa

Untuk menentukan ukuran pipa liquid line dengan kapasitas 10,33 kW. Sesuai tabel ukuran refrigeran line untuk R-22 yang telah dilampirkan. Pada tabel tersebut dipilih kapasitas diatas dan mendekati dari kapasitas yang diijinkan, yaitu 13,98.

Dari kapasitas yang telah dipilih, didapatkan:

- Perbedaan temperatur (ΔT): 0,02 [$^{\circ}\text{K}/\text{m}$]
- ΔT tiap 1 [m] : 0,02 [$^{\circ}\text{K}$]

- Pressure drop (Δp) : 0,189 [kPa/m]
- Δp tiap 5,951[m] : 1,124 [kPa]
- Δp horizontal 2,99 [m] : 0,565 [kPa]
- Δp vertikal 2,961 [m] : 0,559 [kPa]
- Diameter luar (OD) : 0,028 [m]
- Temperatur super saturasi : 5 °C

2. Menghitung kapasitas koreksi aktual

Karena kapasitas suction line yang diberikan hanya untuk temperatur kondensasi 40 °C, maka diperlukan faktor koreksi dari interpolasi data-data faktor koreksi yang ada, yaitu 1,045

$$\begin{aligned} \text{Kapasitas}_{\text{tabel koreksi}} &= \text{kapasitas}_{\text{tabel}} \times \text{faktor koreksi} \\ &= 13,98 \times 1,045 \\ &= 14,06091 \text{ [kW]} \\ &= 14,06 \text{ [kW]} \end{aligned}$$

3. Menghitung ΔT aktual

Menghitung ΔT aktual yang berdasarkan kondisi desain, dengan rumus:

$$\begin{aligned} \Delta T_{\text{aktual}} &= \Delta T_{\text{tabel}} \left(\frac{\text{panjang}_{\text{aktual}}}{\text{panjang}_{\text{tabel}}} \right) \left(\frac{\text{kapasitas}_{\text{aktual}}}{\text{kapasitas}_{\text{tabel}}} \right)^{1,8} \\ &= 0,02 \times \left(\frac{5,95}{1} \right) \times \left(\frac{10,33}{14,06} \right)^{1,8} \\ &= 0,063779 \text{ [}^\circ \text{K]} \\ &\approx 0,064 \text{ [}^\circ \text{K]} \end{aligned}$$

4. Menghitung pressure drop pemipaan aktual

$$\begin{aligned} \text{pressure drop}_{\text{aktual}} &= \text{pressure drop}_{\text{tabel}} \left(\frac{\Delta T_{\text{aktual}}}{\Delta T_{\text{tabel}}} \right) \\ &= 1,124 \times \left(\frac{0,063779}{0,02} \right) \\ &= 3,586741 \text{ [kPa]} \\ &\approx 3,587 \text{ [kPa]} \end{aligned}$$

5. Menghitung kembalinya oli pada beban minimum riser

Kompresor reciprocating mempunyai unload down (turn down) sebesar 33%.

Menentukan kapasitas minimum:

$$\begin{aligned}\text{kapasitas}_{\text{aktual}} &= \text{kapasitas}_{\text{full}} \cdot \text{turn down} \\ &= 10,33 \times 0,33 \\ &= 3,4089 \text{ [kW]} \\ &\approx 3,4 \text{ [kW]}\end{aligned}$$

Selanjutnya, dicari temperatur refrigeran aktual:

$$\begin{aligned}\text{temperatur refrigeran}_{\text{aktual}} &= \text{temperatur}_{\text{SST}} + \text{temperatur}_{\text{superheat}} \\ &= 5 + 5 \\ &= 10 \text{ [}^\circ\text{C]}\end{aligned}$$

Kemudian, data yang telah didapat, yaitu temperatur SST, temperatur refrigeran aktual, diameter OD: 28 mm, diplot ke dalam tabel “kapasitas minimum untuk rises suction”, maka didapat kapasitas minimum yang diijinkan dari tabel: 4,692 [kW].

Karena terdapat faktor koreksi, yaitu 0,9575 sehingga kapasitas minimum aktual yang diijinkan:

$$\begin{aligned}\text{kapasitas min ijin}_{\text{aktual}} &= \text{kapasitas min ijin}_{\text{full}} \cdot \text{faktor koreksi} \\ &= 4,692 \times 0,9575 \\ &= 4,492 \text{ [kW]}\end{aligned}$$

Karena kapasitas aktual (3,4 [kW]) harus lebih besar daripada kapasitas min ijin aktual, maka diperlukan perhitungan ulang untuk mencari kapasitas yang cocok. Untuk menurunkan kapasitas min ijin aktual dapat dilakukan dengan cara menurunkan diameter luar pipa refrigeran. Dengan diiterasi, maka didapat diameter 22 mm. Kemudian dilakukan perhitungan ulang kapasitas minimal ijin aktual, setelah dikalikan faktor pengoreksi 0,9575, pada temperatur kondensasi 45°C (diinterpolasi faktor pengali antara 30 °C dan 50 °C) .

$$\begin{aligned}
\text{kapasitas min ijin}_{\text{aktual}} &= \text{kapasitas min ijin}_{\text{full}} \cdot \text{faktor koreksi} \\
&= 2,468 \times 0,9575 \\
&= 2,36311 [\text{kW}] \\
&\approx 2,361 [\text{kW}]
\end{aligned}$$

6. Menghitung pressure drop dengan ukuran riser yang baru

Pressure drop suction line adalah jumlah dari pressure drop pemipaan vertikal dengan pemipaan horizontal.

- Pressure drop vertikal

Karena pemipaan vertikal telah dilakukan perhitungan ulang untuk dimensi, maka kapasitas harus diplot untuk OD 22 mm, SST 5°C, ΔT 5°K/m, melalui tabel “R-22 Refrigerant Line Sizing” didapat: 7,07 [kW].

Karena kapasitas yang tersedia hanya untuk 40C, maka kapasitas harus dikalikan faktor koreksi (tabel “R-22 Refrigerant Line Sizing” didapat: 7,07 [kW]) sebesar 1,045.

$$\begin{aligned}
\text{Kapasitas}_{\text{tabel vertikal koreksi}} &= \text{kapasitas}_{\text{tabel}} \times \text{faktor koreksi} \\
&= 7,07 \times 1,045 \\
&= 7,38815 [\text{kW}] \\
&= 7,388 [\text{kW}]
\end{aligned}$$

Kemudian menghitung perbedaan temperatur aktual untuk pemipaan vertikal:

$$\begin{aligned}
\Delta T_{\text{aktual vertikal}} &= \Delta T_{\text{tabel}} \left(\frac{\text{panjang}_{\text{aktual vertikal}}}{\text{panjang}_{\text{tabel}}} \right) \left(\frac{\text{kapasitas}_{\text{aktual}}}{\text{kapasitas}_{\text{tabel vertikal koreksi}}} \right)^{1,8} \\
&= 0,02 \times \left(\frac{2,961}{1} \right) \times \left(\frac{10,33}{7,38815} \right)^{1,8} \\
&= 0,10826 [^{\circ} \text{K}] \\
&\approx 0,108 [^{\circ} \text{K}]
\end{aligned}$$

Sehingga didapatkan pressure drop pemipaan vertikal

$$\begin{aligned}
 \text{pressure drop}_{\text{aktual vertikal}} &= \text{pressure drop}_{\text{tabel}} \left(\frac{\Delta T_{\text{aktual vertikal}}}{\Delta T_{\text{tabel}}} \right) \\
 &= 0,559 \times \left(\frac{0,10826}{0,02} \right) \\
 &= 3,02939 \text{ [kPa]} \\
 &\approx 3,03 \text{ [kPa]}
 \end{aligned}$$

- Pressure drop horizontal

Kapasitas pemipaan horizontal kapasitas harus diplot untuk OD 28mm, SST 5°C, ΔT 5°K/m, melalui tabel “R-22 Refrigerant Line Sizing” didapat: 13,98 [kW].

$$\begin{aligned}
 \text{Kapasitas}_{\text{tabel horizontal koreksi}} &= \text{kapasitas}_{\text{tabel}} \times \text{faktor koreksi} \\
 &= 13,98 \times 1,045 \\
 &= 14,6091 \text{ [kW]} \\
 &\approx 14,61 \text{ [kW]}
 \end{aligned}$$

Kemudian menghitung perbedaan temperatur aktual untuk pemipaan vertikal:

$$\begin{aligned}
 \Delta T_{\text{aktual vertikal}} &= \Delta T_{\text{tabel}} \left(\frac{\text{panjang}_{\text{aktual horizontal}}}{\text{panjang}_{\text{tabel}}} \right) \left(\frac{\text{kapasitas}_{\text{aktual}}}{\text{kapasitas}_{\text{tabel horizontal koreksi}}} \right)^{1,8} \\
 &= 0,02 \times \left(\frac{2,99}{1} \right) \times \left(\frac{10,33}{14,6091} \right)^{1,8} \\
 &= 0,032045 \text{ [° K]} \\
 &\approx 0,032 \text{ [° K]}
 \end{aligned}$$

Sehingga, didapatkan pressure drop untuk pemipaan horizontal:

$$\begin{aligned}
 \text{pressure drop}_{\text{aktual lhorizontal}} &= \text{pressure drop}_{\text{tabel}} \left(\frac{\Delta T_{\text{aktual horizontal}}}{\Delta T_{\text{tabel}}} \right) \\
 &= 0,56511 \times \left(\frac{0,032045}{0,02} \right) \\
 &= 0,934834 \text{ [kPa]} \\
 &\approx 0,934 \text{ [kPa]}
 \end{aligned}$$

7. Menghitung pressure drop total

$$\begin{aligned}
 \text{pressure drop}_{\text{total}} &= \text{pressure drop}_{\text{aktual vertikal}} + \text{pressure drop}_{\text{aktual horiztotal}} \\
 &= 3,029 + 0,934 \\
 &= 3,963 [\text{kPa}] \\
 &= 0,03963 [\text{bar}] \\
 &= 0,04 [\text{bar}]
 \end{aligned}$$

4.6.3 Discharge Line

Untuk menentukan pipa yang akan di pakai, terlebih dahulu menentukan panjang ekuivalen dari discharge line. Data untuk pipa dan check valve diambil dari asumsi, berdasarkan gambaran dari ruang yang tersedia pada kontainer. Gambar telah dilampirkan.

Item	qnty	Dim.		Total	
		ft	m	ft	m
check valve	3	0.164	0.05	0.492	0.15
piping	1	5.161	1.573	5.161	1.573
TOTAL				5.653	1.723
Riser	1		2.319		2.961

1. Menentukan ukuran pipa

Untuk menentukan ukuran pipa discharge line dengan kapasitas 10,33 kW. Sesuai tabel ukuran refrigeran line untuk R-22 yang telah dilampirkan. Pada tabel tersebut dipilih kapasitas diatas dan mendekati dari kapasitas yang diijinkan, yaitu 15,07 kW.

Dari kapasitas yang telah dipilih, didapatkan:

- Perbedaan temperatur (ΔT): 0,02 [$^{\circ}\text{K}/\text{m}$]
- ΔT tiap 1 [m] : 0,02 [$^{\circ}\text{K}$]
- Pressure drop (Δp) : 0,749 [kPa/m]
- Δp tiap 4,684 [m] : 3,508 [kPa]
- Δp horizontal 1,723 [m] : 1,29 [kPa]
- Δp riser 2,961 [m] : 2,218 [kPa]
- Diameter luar (OD) : 0,022 [m]
- Paanjang tabel : 1 [m]
- Temperatur super saturasi : 5 $^{\circ}\text{C}$

2. Menghitung kapasitas koreksi aktual

Karena kapasitas discharge line yang diberikan hanya untuk temperatur kondensasi 40 °C sedangkan kapasitas yang dibutuhkan untuk temperatur kondensasi 45 °C, maka diperlukan faktor koreksi dari interpolasi data-data faktor koreksi yang ada (temperatur 40 °C dan 50 °C) yaitu 0,945.

$$\begin{aligned}\text{Kapasitas}_{\text{tabel koreksi}} &= \text{kapasitas}_{\text{tabel}} \times \text{faktor koreksi} \\ &= 15,07 \times 0,945 \\ &= 14,24115 \text{ [kW]} \\ &= 14,24 \text{ [kW]}\end{aligned}$$

3. Menghitung ΔT aktual

Menghitung ΔT aktual yang berdasarkan kondisi desain, dengan rumus:

$$\begin{aligned}\Delta T_{\text{aktual}} &= \Delta T_{\text{tabel}} \left(\frac{\text{panjang}_{\text{aktual}}}{\text{panjang}_{\text{tabel}}} \right) \left(\frac{\text{kapasitas}_{\text{aktual}}}{\text{kapasitas}_{\text{tabel}}} \right)^{1,8} \\ &= 0,02 \times \left(\frac{1,247}{1} \right) \times \left(\frac{10,33}{14,24} \right)^{1,8} \\ &= 0,019334 \text{ [}^\circ\text{K]} \\ &\approx 0,02 \text{ [}^\circ\text{K]}\end{aligned}$$

4. Menghitung pressure drop pemipaan aktual

$$\begin{aligned}\text{pressure drop}_{\text{aktual}} &= \text{pressure drop}_{\text{tabel}} \left(\frac{\Delta T_{\text{aktual}}}{\Delta T_{\text{tabel}}} \right) \\ &= 1,29 \times \left(\frac{0,052}{0,02} \right) \\ &= 1,2475 \text{ [kPa]} \\ &\approx 1,248 \text{ [kPa]}\end{aligned}$$

5. Menghitung kembalinya oli pada beban minimum riser

Kompresor reciprocating mempunyai unload down (turn down) sebesar 33%.

Menentukan kapasitas minimum:

$$\begin{aligned}\text{kapasitas}_{\text{aktual}} &= \text{kapasitas}_{\text{full}} \cdot \text{turn down} \\ &= 10,33 \times 0,33 \\ &= 3,4089 \text{ [kW]} \\ &\approx 3,4 \text{ [kW]}\end{aligned}$$

Selanjutnya, dicari temperatur refrigeran aktual:

$$\begin{aligned}\text{temperatur refrigeran}_{\text{aktual}} &= \text{temperatur}_{\text{SST}} + \text{temperatur}_{\text{superheat}} \\ &= 5 + 5 \\ &= 10 \text{ [}^\circ\text{C]}\end{aligned}$$

Kemudian, data yang telah didapat, yaitu temperatur SST, temperatur refrigeran aktual, diameter OD: 22 mm, diplot ke dalam tabel “kapasitas minimum untuk rises suction”, maka didapat kapasitas minimum yang diijinkan dari tabel: 3,1285 [kW].

Karena terdapat faktor koreksi, yaitu 0,96 (faktor koreksi didapat dari tabel “kapasitas minimum discharge riser” sehingga kapasitas minimum aktual yang diijinkan:

$$\begin{aligned}\text{kapasitas min ijin}_{\text{aktual}} &= \text{kapasitas min ijin}_{\text{full}} \cdot \text{faktor koreksi} \\ &= 3,1285 \times 0,96 \\ &= 3,00336 \text{ [kW]} \\ &= 3,003 \text{ [kW]}\end{aligned}$$

Karena kapasitas aktual telah lebih besar daripada kapasitas min ijin aktual, maka tidak diperlukan perhitungan ulang untuk mencari kapasitas yang cocok.

6. Menghitung pressure drop riser

$$\begin{aligned}\text{pressure drop}_{\text{riser}} &= \text{tinggi}_{\text{riser}} \times \text{pressure drop refrigeran/m} \\ &= 2,961 \times 0,749 \\ &= 2,218 \text{ [kPa]}\end{aligned}$$

7. Menghitung pressure drop total

$$\begin{aligned}\text{pressure drop}_{\text{total}} &= \text{pressure drop}_{\text{horizontal}} + \text{pressure drop}_{\text{riser}} \\ &= 1,248 + 2,218 \\ &= 3,465 \text{ [kPa]} \\ &= 0,0346 \text{ [bar]} \\ &= 0,03 \text{ [bar]}\end{aligned}$$

4.7 PENGISIAN REFRIGERAN DAN OLI PADA PEMIPAAN

4.7.1 Isi refrigeran pada pemipaan

Isi refrigeran pada pemipaan berdasarkan lampiran yang telah tersedia, dimana isi yang ada dihitung tiap 30,5 m panjang pipa.

13

Tabel 4.13 Isi refrigeran dalam sistem



Dari tabel didapatkan:

1. Isi total pada liquid line : 1,097 [kg]
2. Isi total beban pada suction line : 0,060 [kg]
3. Isi total pada discharge line : 0,163 [kg]
4. Isi total sistem pemipaan : $1,097+0,060+0,163 = 1,320$ [kg]

4.7.2 Isi oli pada pemipaan

Menurut “refrigerant piping system design guide AG 31-011 Mcquay hal 22” Isi oli harus 2-3% dari beban liquid line, maka:

$$\begin{aligned} \text{Isi}_{\text{oli}} &= 3\% \times \text{Isi}_{\text{liquid line}} \\ &= 0,03 \times 1,097 \\ &= 0,0329 [\text{kg}] \end{aligned}$$

4.8 PEMILIHAN KOMPONEN PADA SISTEM REFRIGERASI

4.1 Katup ekspansi

Katup yang akan dipilih menggunakan software “Danfoss”, beberapa langkah yang harus dilakukan.

1. Menentukan data yang telah ditetapkan

Untuk memilih katup, diperlukan data-data yang diperlukan, yaitu:

NO	KOMPONEN PERHITUNGAN BEBAN	NILAI
1	Jenis refrigeran	R-22
2	Daya pendinginan	12,01 [kW]
3	Suhu Evaporasi	-15[°C]
4	Suhu kondensasi	45,5[°C]
5	Suhu Liquid	40,5[°C]
6	Dimensi pipa dari kondensor	3/4 [in], 16
7	Pressure Drop liquid line	0,7 [bar]
8	Pressure Drop Distributor	2 [bar]

2. Memilih jenis katup yang tersedia pada software danfoss

Dari jenis-jenis katup ekspansi yang tersedia di software “Danfoss”, dapat ditentukan yang memenuhi kriteria, yaitu: tipe T2/TE2, karena:

- Katup jenis ini digunakan untuk menginjeksi refrigeran berupa liquid menuju evaporator ataupun sistem air conditioning menggunakan refrigeran ber-fluorin.
- Batas suhu yang diijinkan untuk katup adalah -60°C - 10°C
- Batas kapasitas yang diijinkan adalah 0,5 – 15,5 kW



3. Menentukan model spesifik untuk tipe T2/E2

Setelah mendapatkan jenis yang dipakai, diperlukan model spesifik. Untuk mendapatkan model spesifik, diperlukan data-data yang diperlukan untuk di-input dalam kolom besaran nilai yang tersedia pada software.



4. Didapat model spesifik yang akan digunakan



Dari katalog didapatkan model yang memenuhi kriteria yang diinginkan, yaitu TX 2/TEX 2_04, dengan kapasitas pendinginan 12,42 kW diatas kapasitas pendinginan yang diperlukan 10,33 kW.

Pada kenyataanya, katup ekspansi menggunakan katup ekspansi buatan Danfoss berkapaitas 3 [Ton].

4.2 Liquid receiver

Liquid receiver yang akan dipilih menggunakan data yang ada di pasaran (P&M), beberapa langkah yang harus dilakukan.

1. Menentukan data yang telah ditetapkan

Untuk memilih katup, diperlukan data-data yang diperlukan, yaitu:

NO	KOMPONEN PERHITUNGAN BEBAN	NILAI
1	Jenis refrigeran	R-22
2	Daya pendinginan	10,33 [kW]
3	Kapasitas pengisian sistem	1,32 [kg]

Dari kapasitas beban sistem 1,32 [kg] (2,91 [lbs]), kapasitas diplot ke tabel refrigeran receiver “P&M”. Kapasitas tabel harus lebih besar dari kapasitas beban sistem.

- Menentukan kapasitas tabel yang sesuai dengan kapasitas beban sistem

Tabel 4.14 Kapasitas refrigeran receiver ‘P&M’

Sumber dari: P&M

ITEM NO.	REFRIGERANT			DIMENSION		CONNECTION	
	CAPACITY (Lbs)			(inches)		SIZE	
	R134a	R-22	R404- a /R507a	DIA	H	IN	OUT
CR-101	2.5	2.4	2.5	3-3/8	8-1/2	3/8	1/4
CR-102	6.1	5.8	6	5	10	3/8	3/8
CR-103	7	6.7	6.8	5	11	3/8	3/8
CR-104	10	9.5	9.8	6	13-1/2	1/2	1/2
CR-105	14	13.5	13.5	7	16	5/8	5/8

Dari tabel didapatkan: kapasitas 5,8 [lbs], dengan ukuran koneksi masuk 3/8 [in] dan keluaran 3/8 [in]. Tipe yang digunakan adalah CR-102.

4.3 Check valves

Check valves yang akan dipilih menggunakan software ‘Danfoss’, beberapa langkah yang harus dilakukan.

- Menentukan data yang telah ditetapkan

Untuk memilih katup, diperlukan data-data yang diperlukan, yaitu:

NO	KOMPONEN PERHITUNGAN BEBAN	NILAI
1	Jenis refrigeran	R-22

2	Daya pendinginan	12,01 kW
3	Suhu Evaporasi	-15°C
4	Suhu kondensasi	45,5 °C
5	Suhu Liquid (Hot gas line)	120,4°C
6	Dimensi pipa dari kondensor	5/8 in, 16 mm

2. Memilih jenis check valves yang tersedia pada software danfoss

Dari jenis-jenis check valves yang tersedia di software “Danfoss”, dapat ditentukan yang memenuhi kriteria, yaitu: tipe NR VH, karena:

- Katup jenis ini dapat digunakan baik untuk line liquid atau gas panas pada refrigerasi atau air-conditioning menggunakan refrigeran berfluorin
- Menggunakan pressure drop (DP) [3 bar]
- Khusus digunakan pada instalasi discharge line sistem kompresor dengan koneksi paralel
- Digunakan pada hot gas line, yaitu keluaran setelah kompresor. Temperatur keluaran kompresor yaitu 110 [°C]



3. Menentukan model spesifik untuk tipe T2/E2

Setelah mendapatkan jenis yang dipakai, diperlukan model spesifik. Untuk mendapatkan model spesifik, diperlukan data-data yang diperlukan untuk di-input dalam kolom besaran nilai yang tersedia pada software.



4. Didapat model spesifik yang akan digunakan



Dari katalog didapatkan model yang memenuhi kriteria yang diinginkan, yaitu NRVH 12s, dengan kapasitas evaporasi koreksi 13,9 kW, pressure drop (DP) 0,3 bar dan ukuran koneksi: 16 [mm] atau 5/8 [in].

4.4 Sight Glass

Sight glass yang akan dipilih menggunakan software “Danfoss”, beberapa langkah yang harus dilakukan.

1. Menentukan data yang telah ditetapkan

Untuk memilih sight glass, diperlukan data-data yang diperlukan, yaitu:

NO	URAIAN PERTIMBANGAN	NILAI
1	Jenis refrigeran	R-22
2	Suhu Liquid	45,5°C
3	Dimensi pipa dari kondensor	12 [mm]

2. Memilih jenis sight glass yang tersedia pada software danfoss

Dari jenis-jenis sight glass yang tersedia di software “Danfoss”, dapat ditentukan yang memenuhi kriteria, yaitu: jenis inline sight glass, karena:

- Sight glass jenis ini dapat digunakan baik untuk liquid line (line dari kondensor ke katup ekspansi) pada refrigerasi atau air-conditioning
- Dapat menggunakan refrigeran berfluorin



3. Menentukan model spesifik untuk tipe T2/E2

Setelah mendapatkan jenis yang dipakai, diperlukan model spesifik. Untuk mendapatkan model spesifik, diperlukan data-data yang diperlukan untuk di-input dalam kolom besaran nilai yang tersedia pada software. Pilihan untuk Liquid temperatur hanya ada dua, sehingga yang dipilih adalah yang mendekati suhu kondensasi 45,5.



4. Didapat model spesifik yang akan digunakan



Dari katalog didapatkan model yang memenuhi kriteria yang diinginkan, yaitu SGN 12, dengan ukuran koneksi: 12 [mm] atau 1/2 [in].

4.5 Oil Separator

Oil separator yang akan dipilih menggunakan software “Danfoss”, beberapa langkah yang harus dilakukan.

1. Menentukan data yang telah ditetapkan

Untuk memilih oil separator, diperlukan data-data yang diperlukan, yaitu:

NO	URAIAN PERTIMBANGAN	NILAI
1	Jenis refrigeran	R-22
2	Kapasitas sistem	12,01 [kW]
3	Dimensi pipa dari kondensor	5/8 [in]

2. Memilih jenis oil separator yang tersedia pada software danfoss

Dari jenis-jenis oil separator yang tersedia di software “Danfoss”, dapat ditentukan yang memenuhi kriteria, yaitu: tipe OUB, karena:

- Dapat menggunakan refrigeran berfluorin



3. Menentukan model spesifik untuk tipe OUB

Setelah mendapatkan jenis yang dipakai, diperlukan model spesifik. Untuk mendapatkan model spesifik, diperlukan data-data yang diperlukan untuk di-input dalam kolom besaran nilai yang tersedia pada software.



5. Didapat model spesifik yang akan digunakan



Dari katalog didapatkan model yang memenuhi kriteria yang diinginkan, yaitu OUB 4, dengan ukuran koneksi: 16 [mm] atau 5/8 [in], kapasitas oil separator 11,6 [kW], tekanan kerja maksimal 28 [bar], kapasitas volume ne 2,4 [liter], kapasitas cadangan oli 0,5 [liter].

4.6 Filter Drier

Filter drier yang akan dipilih menggunakan software “Danfoss”, beberapa langkah yang harus dilakukan.

1. Menentukan data yang telah ditetapkan

Untuk memilih oil separator, diperlukan data-data yang diperlukan, yaitu:

NO	URAIAN PERTIMBANGAN	NILAI
1	Jenis refrigeran	R-22
2	Kapasitas sistem	12,01[kW]
3	Temperatur Liquid	40.5 [°C]
4	Pengisian sistem	5 [kg]
3	Dimensi pipa dari kondensor	5/8 [in]

2. Memilih jenis filter drier yang tersedia pada software danfoss

Dari jenis-jenis filter drier yang tersedia di software “Danfoss”, dapat ditentukan yang memenuhi kriteria, yaitu: tipe DCL



3. Menentukan model spesifik untuk tipe DCL

Setelah mendapatkan jenis yang dipakai, diperlukan model spesifik. Untuk mendapatkan model spesifik, diperlukan data-data yang diperlukan untuk di-input dalam kolom besaran nilai yang tersedia pada software.



4. Didapat model spesifik yang akan digunakan



Dari katalog didapatkan model yang memenuhi kriteria yang diinginkan, yaitu DCL084, dengan ukuran koneksi: 16 [mm] atau 5/8 [in], kapasitas oil separator 12[kW], pressure drop 0,01

4.7 Distributor

Distributor yang akan dipilih menggunakan software “Danfoss”, beberapa langkah yang harus dilakukan.

1. Menentukan data yang telah ditetapkan

Untuk memilih distributor, diperlukan data-data yang diperlukan, yaitu:

NO	URAIAN PERTIMBANGAN	NILAI
1	Jenis refrigeran	R-22
2	Kapasitas sistem	10,33 [kW]
3	Dimensi pipa dari kondensor	5/8 [in]

Kapasitas yang digunakan pada distributor adalah antara 50%-200% dari beban total sistem (10,33 [kW] atau 2,896 [ton]). Untuk keamanan digunakan 50% untuk keamanan kapasitas, maka:

$$\begin{aligned}\text{Kapasitas distributor ijin} &= 50\% * \text{kapasitas sistem (ton)} \\ &= 1/2 * 2,896 \\ &= 1,448 [\text{ton}] \\ &= 5,165 [\text{kW}]\end{aligned}$$

Berdasarkan kapasitas distributor ijin, maka diplot ke tabel kapasitas distributor “Sporlan”, didapat kapasitas tabel 2,41 [ton] atau 8,476 [kW] dan diameter luar (OD) 3/8 [in].

Tabel 4.15 kapasitas distributor
Sumber dari: buletin 10-20 Februari 2009
Sporlan Refrigerant Distributor

OD (in)	R-22 (0°C)	
	ton	kW
3/16.	0.23	0.809
1/4.	0.66	2.321
5/16.	1.34	4.713
3/8.	2.41	8.476

Tabel 4.16 Faktor koreksi untuk kapasitas distributor

Sumber dari: buletin 10-20 Februari 2009

Sporlan Refrigerant Distributor

T-liquid	110	113	120
f-koreksi	0.85	0.759	0.72

Karena kapasitas tabel berdasarkan temperatur liquid 110[°F] maka kapasitas distributor ijin perlu dikalikan faktor koreksi untuk suhu 45 [°C] (113[°F]), yaitu 0,759.

$$\begin{aligned}
 \text{Kapasitas tabel} &= \text{kapasitas tabel} \times \text{faktor koreksi} \\
 &= 0,759 \times 8,476 \\
 &= 6,443 \text{ [kW]}
 \end{aligned}$$

Pressure drop pada distributor dapat dilihat dari tabel pressure drop “Sporlan”, didapat presure drop total 241,318 [kPa] (2,41 [bar]).

Tabel 4.17 pressure drop refrigeran distributor R22

Sumber dari: buletin 10-20 Februari 2009

Sporlan Refrigerant Distributor

R-22	dp tube		dp nozzle		dp total	
	PSI	kPa	PSI	kPa	PSI	kPa
	10	68.948	25	172.37	35	241.318

4.8 Solenoid valve

Solenoid valve yang akan dipilih menggunakan software “Danfoss”, beberapa langkah yang harus dilakukan.

1. Menentukan data yang telah ditetapkan

Untuk memilih solenoid valve, diperlukan data-data yang diperlukan, yaitu:

NO	URAIAN PERTIMBANGAN	NILAI
1	Jenis refrigeran	R-22
2	Kapasitas line	12,01[kW]
3	Temperatur evaporator	-15 [°C]
4	Temperatur condensing	45,5 [°C]
5	Temperatur Liquid	40.5 [°C]

2. Memilih jenis solenoid valve yang tersedia pada software danfoss

Dari jenis-jenis solenoid valve yang tersedia di software “Danfoss”, dapat ditentukan yang memenuhi kriteria, yaitu: tipe EVR



3. Menentukan model spesifik untuk tipe EVR

Setelah mendapatkan jenis yang dipakai, diperlukan model spesifik. Untuk mendapatkan model spesifik, diperlukan data-data yang diperlukan untuk di-input dalam kolom besaran nilai yang tersedia pada software.



5. Didapat model spesifik yang akan digunakan



Dari katalog didapatkan model yang memenuhi kriteria yang diinginkan, yaitu EVR6, dengan ukuran koneksi: 12 [mm], kapasitas koreksi 13,5 [Kw], pressure drop 0,11.

4.9 ANALISA

4.9.1 Daya komponen utama

Dari Coolpack, kita dapatkan hasil daya komponen utama untuk teoritis dan aktual.



(a)



(b)

Gambar perhitungan coolpack untuk teoritis (a) dan aktual (b)

Sumber dari: Coolpack

Didapatkan daya dari siklus teori:

- 1) $Q_e = 153,226 \text{ [kJ/kg]}$
- 2) $Q_c = 199,508 \text{ [kJ/kg]}$
- 3) $W = 46,282 \text{ [kJ/kg]}$

Sedangkan untuk siklus aktual, didapatkan:

- 1) $Q_e = 152,562$ [kJ/kg]
- 2) $Q_c = 199,660$ [kJ/kg]
- 3) $W = 47,099$ [kJ/kg]

Persentase kenaikan ataupun penurunan daya kompresi utama:

- 1) Daya evaporasi

$$\begin{aligned}\text{Persentase} &= \frac{Q_e \text{ aktual} - Q_e \text{ teori}}{Q_e \text{ teori}} \times 100\% \\ &= \frac{152,562 - 153,226}{153,226} \times 100\% \\ &= -0,43 \%\end{aligned}$$

- 2) Daya kompresi

$$\begin{aligned}\text{Persentase} &= \frac{W_k \text{ aktual} - W_k \text{ teori}}{W_k \text{ teori}} \times 100\% \\ &= \frac{47,099 - 46,282}{46,282} \times 100\% \\ &= 1,77 \%\end{aligned}$$

- 3) Daya kondensasi

$$\begin{aligned}\text{Persentase} &= \frac{Q_k \text{ aktual} - Q_k \text{ teori}}{Q_k \text{ teori}} \times 100\% \\ &= \frac{199,660 - 199,508}{199,508} \times 100\% \\ &= 0,08 \%\end{aligned}$$

Dari data tersebut, didapatkan kenaikan daya kompresi **1,77%**, daya kondensasi [kJ/kg] **0,08%** sedangkan daya evaporator turun [kJ/kg] **0,43%**

4.9.2 Efisiensi siklus refrigerasi (COP)

Dari Coolpack, kita dapatkan hasil COP untuk teoritis dan aktual. Untuk COP teori didapatkan 3,31, sedangkan untuk COP aktual didapatkan 3,24.

Maka persentase kenaikan COP:

$$\begin{aligned}\text{Persentase} &= \frac{\text{COP aktual} - \text{COP teori}}{\text{COP teori}} \times 100\% \\ &= \frac{3,24 - 3,31}{3,31} \times 100\% \\ &= -2,11\%\end{aligned}$$

Dari data tersebut didapat COP turun **-2,11%**, karena adanya kenaikan daya kompresi, menyebabkan penurunan temperatur evaporasi **0,13 [°C]** (dilampirkan).



BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. KESIMPULAN

1. Kapasitas produksi Mini Ice Plant adalah 1497,5 [kg] atau 1,5 ton per hari
2. Sistem refrigerasi menggunakan refrigeran R-22 karena mudah didapat dan efek refrigerasinya yang cukup tinggi
3. Proses pembuatan es ini menggunakan sistem secondary coolant, yaitu cairan yang didinginkan terlebih dahulu oleh refrigeran untuk memindahkan panas tanpa adanya perubahan keadaan. Fluida yang digunakan adalah NaCl 18%.
4. Daya kompresi naik [kJ/kg] **1,77%**, daya kondensor [kJ/kg] **0,08%** daya evaporator turun [kJ/kg] **0,43%** karena adanya kenaikan suhu kondensasi pada kondensor aktual.
5. Efisiensi siklus refrigerasi (COP) turun **2,11%** karena adanya kenaikan daya kompresi, menyebabkan penurunan temperatur evaporasi **0,13 [°C]**.
6. Komponen pada perancangan ini dapat digunakan sesuai dengan yang ketersediaan di pasaran.

5.2. SARAN

Beberapa saran yang dapat disampaikan adalah sebagai berikut:

1. Untuk mempertahankan suhu dibawah 0[°C] atau titik beku air diperlukan daya pendinginan min. 7,5 [kW], sebaiknya untuk efisiensi biaya hanya menggunakan sebuah kompresor dengan daya kompresor 2.5 [kW]
2. Komponen sebaiknya menggunakan sesuai dengan kapasitas yang ada di pasaran, apabila berbeda, sebaiknya mengambil kapasitas yg lebih besar.
3. Sistem kontrol pengatur tekanan kompresor, seperti inverter sebaiknya digunakan pada sistem kompresor paralel.

DAFTAR ACUAN

- [1] Diakses April 2009, dari website KTH Royal Institute of Technology, Department of Energy Technology, Swedia
www.energy.kth.se/courses/4A5109/Files/RefCh8_04.pdf
- [2] Diakses April 2009, dari *Southeast Asian Education Network, Open Educational Resources Repository & Portal*
<http://seaedunet.seamolec.org/main.php>
- [3] Diakses Mei 2009, dari Domanski, P.A., Hermes, C.J.L., 2006, An improved two-phase pressure drop correlation for 180° return bends, *3rd Asian Conference on Refrigeration and Air-Conditioning, Gyeongju, Korea, May 21-23, 2006.*
www.fire.nist.gov/bfrlpubs/build06/PDF/b06038.pdf
- [4] Kreith, F.; Boehm, R.F.
1999, *Heat And Mass Transfer, Mechanical Engineering Handbook*, Boca Raton: CRC Press LLC, hlm 4-38, 4-39, 4-42, 4-129, 4-132, 4-158, 4-172.
- [5] Incropera, Frank P., David De Witt.
2002, *Fundamental of Heat and Mass Transfer*, Singapore: WSE Willey. Shah, Ramesh K., Dusan P. Sekulic, hlm 341, 354 ~ 356
- [6] Holman J.P
1995, *Perpindahan Kalor*, terj. E. Jasjfi, edisi keenam, Jakarta : Erlangga, hlm 492
- [7] Bejan, Adrian dan Allan D Kraus
2003, *Heat Transfer Handbook*, New York: John Wiley & Sons, Inc, hlm 804 ~ 805.
- [8] Stoecker, Wilbert F. Dan Jeroid W Jones
1994, *Refrigerasi dan Pengkondisien udara*, terj Supratma Hara, edisi kedua, Jakarta: Erlangga, hlm 188 ~ 189
- [9] Shah, Ramesh K., Dusan P. Sekulic
2003, *Fundamental of Heat Exchanger Design*, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc, hlm 388
- [10] Diakses Mei 2009, dari
www.copperinfo.com
- [11] Spesifikasi pompa yang digunakan.
- [12] Perangkat lunak CoolPack
- [13] Mcquay “Refrigerant Piping Design Guide” disadur dari ASHRAE Handbook Refrigeration



DAFTAR REFERENSI

- Incropera, Frank P., David De Witt.
2002, *Fundamental of Heat and Mass Transfer*, Singapore: WSE Willey.
- Shah, Ramesh K., Dusan P. Sekulic
2003, *Fundamental of Heat Exchanger Design*, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc.
- Wang, S.K., Lavan, Z.
2001, *Air Conditioning and Refrigeration Second Edition*, New York: McGraw-Hill.
- Trott, A. R., T. Welch.

2000, *Refrigeration And Air-Conditioning third edition*, Oxford: Butterworth-Heinemann.

Kreith, F.; Boehm, R.F.

1999, *Heat And Mass Transfer, Mechanical Engineering Handbook*, Boca

Raton: CRC Press LLC.

Bejan, Adrian dan Allan D Kraus

2003, *Heat Transfer Handbook*, New York: John Wiley & Sons, Inc.

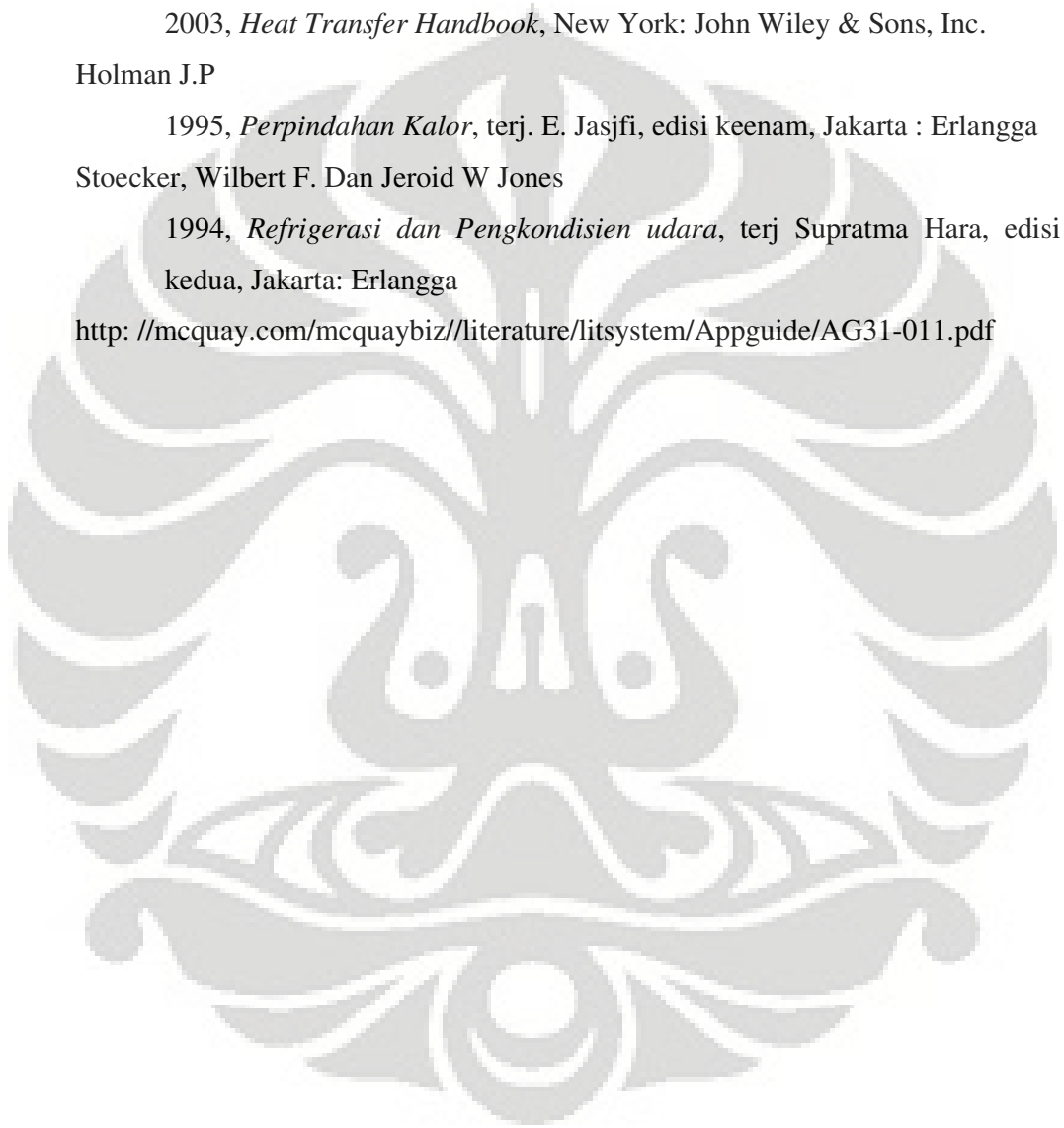
Holman J.P

1995, *Perpindahan Kalor*, terj. E. Jasjfi, edisi keenam, Jakarta : Erlangga

Stoecker, Wilbert F. Dan Jeroid W Jones

1994, *Refrigerasi dan Pengkondisien udara*, terj Supratma Hara, edisi kedua, Jakarta: Erlangga

<http://mcquay.com/mcquaybiz/literature/litsystem/Appguide/AG31-011.pdf>



LAMPIRAN 1

DATA TEMPERATUR SAAT OBSERVASI DI PABRIK ES

Jam	Temperatur				
	B2	B2	B2	B2	B2
	39456	39516	39547	39577	39730
1	-9,0	-5,0	-4,5	-5,0	-4,0
2	-9,0	-6,0	-5,0	-4,0	-5,0
3	-9,0	-6,5	-5,5	-4,0	-6,0
4	-9,0	-6,5	-6,0	-4,5	-6,0
5	-9,0	-6,0	-6,0	-4,5	-6,5
6	-9,0	-6,0	-5,5	-4,0	-6,5
7	-9,0	-6,0	-5,0	-4,0	-6,5
8	-8,0	-6,0	-5,0	-4,5	-7,0
9	-8,0	-6,0	-5,0	-5,0	-7,0
10	-8,0	-6,0	-5,0	-5,5	-7,5
11	-8,0	-6,0	-5,0	-6,0	-7,5
12	-8,0	-6,0	-5,5	-6,0	-7,0
13	-8,0	-5,0	-5,5	-6,0	-7,5
14	-10,0	-5,0	-5,5	-6,0	-8,5
15	-11,0	-5,0	-5,5	-5,0	-9,0
16	-11,0	-6,0	-6,5	-5,0	-9,0
17	-10,5	-6,0	-7,0	-6,0	-9,0
18	-10,0	-6,0	-7,0	-7,0	-8,0
19	-10,0	-6,0	-7,0	7,0	-7,5
20	-9,5	-5,0	-7,0	-5,0	-7,0
21	-9,0	-4,0	-6,0	-5,0	-6,0
22	-8,0	-4,0	-6,0	-5,0	-3,0
23	-7,5	-3,0	-4,0	-4,0	-3,5
24	-7,5	-3,5	-4,0	-4,0	-4,0
Rata-rata	-9,0	-5,4	-5,6	-4,5	-6,6
Rata-rata Total	-6,2				

Jam	Temperatur				
	B1	B1	B1	B1	B1
	09/02/2008	09/06/2008	09/07/2008	09/08/2008	09/09/2008
1	-9,0	-3,5	-4,0	-3,0	-3,0

2	-8,0	-4,5	-5,0	-3,5	-3,5
3	-8,0	-4,5	-5,5	-4,0	-4,0
4	-8,0	-5,0	-5,0	-5,0	-4,5
5	-8,0	-5,5	-5,0	-6,0	-5,0
6	-8,0	-6,0	-4,5	-7,0	-5,5
7	-8,0	-6,5	-5,5	-7,0	-6,0
8	-8,0	-7,0	-6,0	-7,0	-6,5
9	-8,0	-7,0	-7,0	-7,0	-6,0
10	-8,5	-7,0	-7,5	-7,0	-7,0
11	-8,5	-7,0	-8,5	-7,0	-7,0
12	-8,5	-7,0	-8,5	-8,0	-7,5
13	-8,5	-7,0	-9,0	-8,5	-8,0
14	-8,0	-7,5	-9,0	-8,0	-8,5
15	-9,0	-7,5	-9,0	-8,0	-8,5
16	-10,0	-7,0	-9,0	-8,0	-9,0
17	-10,0	-7,0	-8,0	-8,5	-9,0
18	-9,0	7,0	8,0	-8,5	-8,0
19	-8,0	-6,0	-7,0	-8,0	-8,0
20	-7,5	-5,0	-6,0	-7,0	-6,0
21	-6,0	-4,0	-5,0	-6,0	-5,0
22	-6,0	-3,0	-4,0	-4,5	-4,0
23	-6,0	-3,5	-5,0	-3,0	-4,0
24	-7,0	-4,0	-7,0	-4,0	-5,0
Rata-rata	-8,1	-5,2	-5,9	-6,4	-6,2
Rata-rata Total	-6,4				

LAMPIRAN 2:

SPESIFIKASI KOMPRESOR



AIR CONDITIONING / HEAT PUMP APPLICATIONS 220V - 240V 1-PHASE 50HZ												
Model	Stock Code	Disp. cc/rev	HP	Motor	Appl	Refrigerant	-15	-10	-5	0	5	10
Evaporator Capacity deg C												
AKA5E10EVC	TEC008	18.80	3/4	P8C	A/C				2108	2942	3309	3718
AKA5E18EVC	TEC009	26.30	1	P8C	A/C				3277	3192	3856	4398
AJ5E61EVC	TEC006	28.13	1 1/4	C8R	A/C				3221	4010	4691	
AJ6E61EVC	TEC005	32.68	1 1/2	C8R	A/C				3788	3934	4222	
AJ6E61EVC	TEC004	34.24	1 1/2	C8R	A/C				4070	5168	6236	
AW9E620EVA	TEC010	37.60	1 1/2	C8R	A/C	R22	1866	2298	2860	3520	4618	
AW9E624EVA	TEC011	43.10	2	P8C	A/C		2087	2788	3800	4488	6480	8750
AW9E624EVA	TEC012	43.10	2	C8R	A/C		2087	2788	3800	4488	6480	8750
AW9E632EVA	TEC014	63.60	2 1/2	C8R	A/C		2812	3540	4608	5710	7108	8710
AW9E632EVA	TEC016	63.60	2 1/2	P8C	A/C		2812	3540	4608	5710	7108	8710
AW9E642EVC	TEC020	73.30	3	C8R	A/C		3520	4170	6690	7340	8200	11340

AIR CONDITIONING / HEAT PUMP APPLICATIONS 420V 3 PHASE 50HZ / 480V 3 PHASE 60HZ													
Model	Stock Code	Disp. cc/rev	HP	Motor	Appl	Refrigerant	-15	-10	-5	0	5	10	15
Evaporator Capacity deg C													
AWF6624EVC	TEC017	43.10	2	TR1	A/C		1866	2238	2880	3620	4618		
AWF6632EVC	TEC018	63.60	2 1/2	TR1	A/C		2087	2788	3800	4488	6480	8750	
TAG46632-M	TEC312	100.70	4	TR1	A/C	R22	3451	4622	8762	8668	11830	14827	17880
TAG466812-M	TEC313	112.60	5	TR1	A/C		4338	5386	7842	10422	10462	18710	20227
TAG46682-M	TEC314	124.40	6	TR1	A/C		6323	7377	8284	11872	16211	18534	22780

***Oil can be changed for use on 54/55A.

SPEKIFIKASI KOMPRESOR (CONT'D)



Date: 2009-12-28
 Enquiry dated:
 Project:
 Quotation-no.:
 Item:
 Reference:

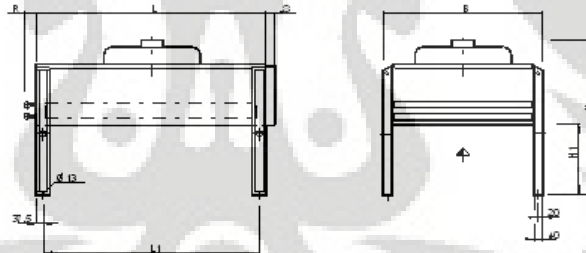
condenser S-GYH 050.1A/1-LJ.E

Circuit no.:	1	
Refrigerant:	R22 ⁽¹⁾	
Capacity [kW]:	16.1 / 0.3	16.4 kW
Hot gas temp. [°C]:	120.4	
Condensation temperature [°C]:	45.5	
Subcooling [K]:	2.9 K	
Inlet connection [mm]:	22.0 / 22.0	
Outlet [mm]:	22.0 / 22.0	
Tube volume [l]:	11.0 l	
Air flow:	5100 m ³ /h	Air inlet: 35.0 °C
Altitude:	2 m	
Fans:	1 Piece(s) 3*400V 60HzY(-)	Noise pressure level: 39 dB(A) ⁽²⁾
Data per motor (nominal data):		at a distance of: 10.0 m
Speed:	920 min-1 / (-)	Noise power level: 70 dB(A)
Capacity (mech./el.):	0.20 kW/0.38 kW	
Current:	0.88 A ⁽³⁾	
Total el. power consumption:	0.35 kW	Energy efficiency class: C

Casing:	Galv. Steel, RAL 7035	Tubes:	Copper
Surface:	50.4 m ²	Fins:	Aluminum
Fin spacing:	2.20 mm	Passes:	20 / 2
Dry weight:	82 kg ⁽⁴⁾	Distributions:	6/2
Max. operating pressure:	32.0 bar		

Dimensions:

- L = 925 mm
- B = 895 mm
- H = 950 mm
- R = 100 mm
- L1 = 850 mm
- H1 = 400 mm
- S = 50 mm



(S = integrated subcooler(s) without tube connection)

Unit price	1231.00 EUR
Accessories	
Multiple circuits	52.00 EUR
Total price	1283.00 EUR
Total (List price without VAT, incl. packaging)	1283.00 EUR
Terms of delivery:	
Payment cond.:	
Delivery time:	
Validity:	

Our general terms of sales and delivery apply!

(1) Fluid group 2 according to pressure equipment directive 97/23/EG and directive 67/548/EWG

(2) by using the enveloping surface method acc. to EN 13487

(3) The current consumption can differ in dependence of the air temperature and of the variations of system voltage according to the VDE guidance.

(4) Dimensions and weights are not valid for all possible options! They may differ for units with accessories or special units (S-...).

LAMPIRAN 4

THERMAL PROPERTIES OF ICE

<u>Temperature</u> - t -	<u>Density</u> - ρ -	<u>Thermal Conductivity</u> - k -	<u>Specific Heat</u> - c_p -
($^{\circ}\text{C}$)	(kg/m^3)	(W/mK)	(kJ/kgK)
0.01 (<u>Water</u>)	999.8		
0	916.2	2.22	2.050
-5	917.5	2.25	2.027
-10	918.9	2.30	2.000
-15	919.4	2.34	1.972
-20	919.4	2.39	1.943
-25	919.6	2.45	1.913
-30	920.0	2.50	1.882
-35	920.4	2.57	1.851
-40	920.8	2.63	1.818
-50	921.6	2.76	1.751
-60	922.4	2.90	1.681
-70	923.3	3.05	1.609
-80	924.1	3.19	1.536
-90	924.9	3.34	1.463
-100	925.7	3.48	1.389

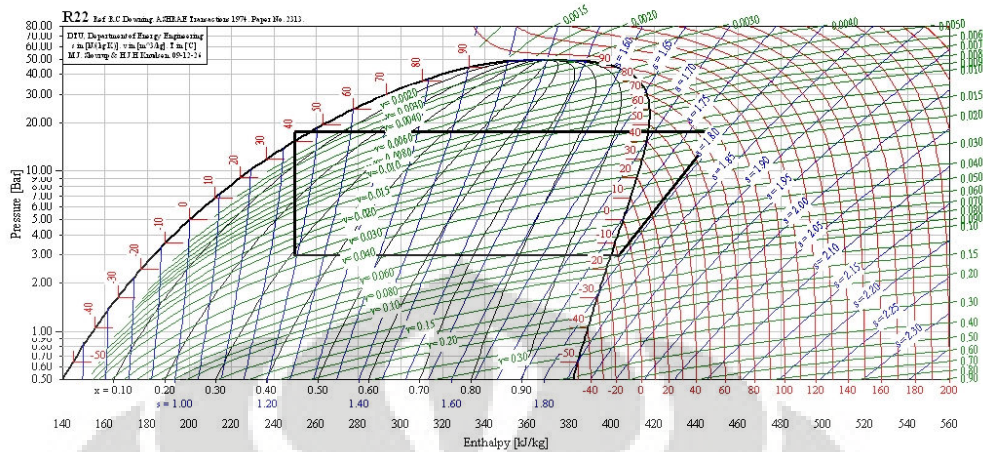
LAMPIRAN 5

GAMBAR SAAT OBSERVASI KE PABRIK ES PULO GADUNG



LAMPIRAN 6

**COOLPACK SIKLUS TEORI R-22 DENGAN
SUBCOOLING 5[°K],SUPERHEAT 5[°K]**

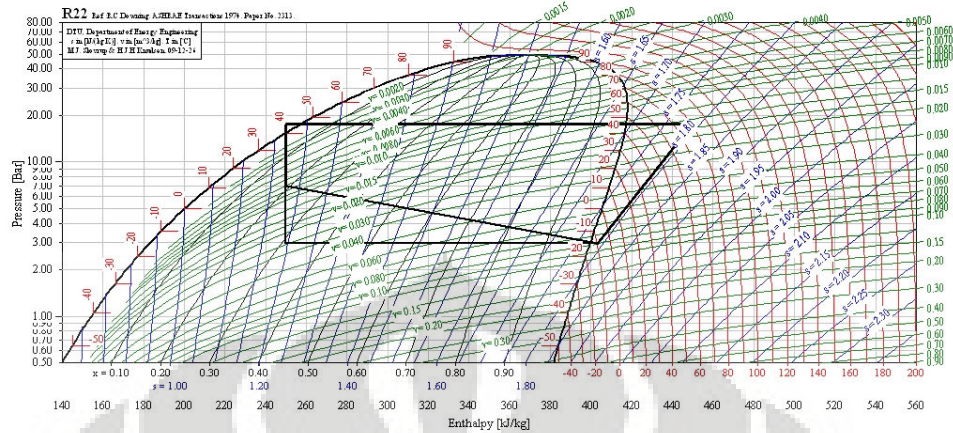


Values at points 1-6,15 for the selected one stage cycle

Point	T [°C]	P [bar]	v [m ³ /kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg K)]
1	-10.000	2.957	0.079589	402.900	1.7883
2	79.510	17.290	0.016511	449.182	1.7883
3	79.510	17.290	0.016511	449.182	1.7883
4	40.000	17.290	N/A	249.674	N/A
5	N/A	2.957	N/A	249.674	N/A
6	-10.000	2.957	0.079586	402.900	1.7883
15	N/A	17.290	N/A	249.674	N/A

LAMPIRAN 7

**COOLPACK SIKLUS AKTUAL R-22
 DENGAN SUBCOOLING 5[°K], SUPERHEAT 5[°K]**



Values at points 1-6,15 for the selected one stage cycle

Point	T [°C]	P [bar]	v [m ³ /kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg K)]
1	-10.000	2.957	0.079589	402.900	1.7883
2	79.510	17.290	0.016511	449.182	1.7883
3	79.510	17.290	0.016511	449.182	1.7883
4	40.000	17.290	N/A	249.674	N/A
5	N/A	2.957	N/A	249.674	N/A
6	-10.000	2.957	0.079586	402.900	1.7883
15	N/A	17.290	N/A	249.674	N/A

LAMPIRAN 8

TABEL DARI MCQUAY UNTUK PERHITUNGAN LINE

Table 1- Temperature versus Pressure Drop

Refrigerant	Suction Pressure Drop		Discharge Pressure Drop		Liquid Pressure Drop	
	°F (°C)	PSI (kPa)	°F (°C)	PSI (kPa)	°F (°C)	PSI (kPa)
R-22	2 (1.1)	2.91 (20.1)	1 (0.56)	3.05 (21.0)	1 (0.56)	3.05 (21.0)
R-407C	2 (1.1)	2.92 (20.1)	1 (0.56)	3.3 (22.8)	1 (0.56)	3.5 (24.1)
R-410A	2 (1.1)	4.5 (31.0)	1 (0.56)	4.75 (32.8)	1 (0.56)	4.75 (32.8)
R-134a	2 (1.1)	1.93 (13.3)	1 (0.56)	2.2 (15.2)	1 (0.56)	2.2 (15.2)

Note Suction and discharge pressure drops based on 100 equivalent feet (30.5 m) and 40°F (4.4°C) saturated temperature.

Table 2 - Pressure Drop In Liquid Lines By Refrigerant¹

Refrigerant	Pressure Drop PSI/ft (kPa/m) Riser
R-22	0.50 (11.31)
R-407C	0.47 (10.63)
R-410A	0.43 (9.73)
R-134a	0.50 (11.31)

Table 2 - Pressure Drop In Liquid Lines By Refrigerant¹

Refrigerant	Pressure Drop PSI/ft (kPa/m) Riser
R-22	0.50 (11.31)
R-407C	0.47 (10.63)
R-410A	0.43 (9.73)
R-134a	0.50 (11.31)

Table 1- Temperature versus Pressure Drop

Refrigerant	Suction Pressure Drop		Discharge Pressure Drop		Liquid Pressure Drop	
	°F (°C)	PSI (kPa)	°F (°C)	PSI (kPa)	°F (°C)	PSI (kPa)
R-22	2 (1.1)	2.91 (20.1)	1 (0.56)	3.05 (21.0)	1 (0.56)	3.05 (21.0)
R-407C	2 (1.1)	2.92 (20.1)	1 (0.56)	3.3 (22.8)	1 (0.56)	3.5 (24.1)
R-410A	2 (1.1)	4.5 (31.0)	1 (0.56)	4.75 (32.8)	1 (0.56)	4.75 (32.8)
R-134a	2 (1.1)	1.93 (13.3)	1 (0.56)	2.2 (15.2)	1 (0.56)	2.2 (15.2)

Note Suction and discharge pressure drops based on 100 equivalent feet (30.5 m) and 40°F (4.4°C) saturated temperature.

Table 30 - Copper Tube Data¹⁷

Nominal Dia.	Type	Wall Dia. (mm)	Diameter		Surface Area		Cross Section		Weight Tube (kg/m)	Working Pressure ASTM B88 To 120°C	
			Outside D. (mm)	Inside d (mm)	Outside (m ² /m)	Inside (m ² /m)	Metal Area (mm ²)	Flow Area (mm ²)		Annealed (MPa)	Drawn (MPa)
12	K	1.24	12.70	10.21	0.040	0.0320	45	82	0.400	6.164	11.556
	L	0.89	12.70	10.92	0.040	0.0344	33	94	0.295	4.399	8.253
15	K	1.24	15.88	13.39	0.050	0.0421	57	141	0.512	4.930	9.246
	L	1.02	15.88	13.84	0.050	0.0436	48	151	0.424	4.027	7.543
18	K	1.24	19.05	16.56	0.060	0.0521	70	215	0.622	4.109	7.702
	L	1.07	19.05	16.92	0.060	0.0530	60	225	0.539	3.523	6.605
22	K	1.65	22.23	18.92	0.070	0.0594	106	281	0.954	4.668	8.757
	L	1.14	22.23	19.94	0.070	0.0628	75	312	0.677	3.234	6.061
28	K	1.65	28.58	25.27	0.090	0.0792	139	502	1.249	3.634	6.812
	L	1.27	28.58	26.04	0.090	0.0817	109	532	0.973	2.792	5.240
35	K	1.65	34.93	31.62	0.110	0.0994	173	785	1.543	2.972	5.571
	L	1.40	34.93	32.13	0.110	0.1009	147	811	1.316	2.517	4.716
42	K	1.83	41.28	37.62	0.130	0.1183	226	1111	2.025	2.786	5.226
	L	1.52	41.28	38.23	0.130	0.1201	190	1148	1.701	2.324	4.351
54	K	2.11	53.98	49.76	0.170	0.1564	343	1945	3.070	2.455	4.606
	L	1.78	53.98	50.42	0.170	0.1585	292	1997	2.606	2.069	3.951
67	K	2.41	66.68	61.85	0.209	0.1942	487	3004	4.35	2.275	4.268
	L	2.03	66.68	62.61	0.209	0.1966	413	3079	3.69	1.917	3.592
79	K	2.77	79.38	73.84	0.249	0.2320	666	4282	5.96	2.193	4.109
	L	2.29	79.38	74.80	0.249	0.2350	554	4395	4.95	1.813	3.392
92	K	3.05	92.08	85.98	0.289	0.2701	852	5806	7.62	2.082	3.903
	L	2.54	92.08	87.00	0.289	0.2733	714	5944	6.39	1.738	3.254
105	K	3.40	104.78	97.97	0.329	0.3078	1084	7538	9.69	2.041	3.827
	L	2.79	107.78	99.19	0.329	0.3115	895	7727	8.00	1.675	3.144
130	K	4.06	130.18	122.05	0.409	0.3834	1610	11699	14.39	1.965	3.682
	L	3.18	130.18	123.83	0.409	0.3889	1266	12042	11.32	1.531	2.875
156	K	4.88	155.58	145.82	0.489	0.4581	2309	16701	20.64	1.972	3.696
	L	3.56	155.58	148.46	0.489	0.4663	1696	17311	15.18	1.434	2.696
206	K	6.88	206.38	192.61	0.648	0.6050	4314	29137	38.56	2.096	3.930
	L	5.08	206.38	195.22	0.648	0.6163	3212	30238	28.71	1.544	2.903

Table 31 - Equivalent Length For Fittings (meters)¹⁸

Nominal Dia.	Smooth Elbows						Smooth Bend Tee Connections				
	90° Std	90° Long Radius	90° Street	45° Std	45° Street	180° Std	Tee Branch Flow	Straight Through Flow			
								No Reduction	Reduced 25%	Reduced 50%	
12	0.4	0.3	0.7	0.2	0.3	0.7	0.8	0.3	0.4	0.4	
15	0.5	0.3	0.8	0.2	0.4	0.8	0.9	0.3	0.4	0.5	
22	0.6	0.4	1.0	0.3	0.5	1.0	1.2	0.4	0.6	0.6	
28	0.8	0.5	1.2	0.4	0.6	1.2	1.5	0.5	0.7	0.8	
35	1.0	0.7	1.7	0.5	0.9	1.7	2.1	0.7	0.9	1.0	
42	1.2	0.8	1.9	0.6	1.0	1.9	2.4	0.8	1.1	1.2	
54	1.5	1.0	2.5	0.8	1.4	2.5	3.0	1.0	1.4	1.5	
67	1.8	1.2	3.0	1.0	1.6	3.0	3.7	1.2	1.7	1.8	
79	2.3	1.5	3.7	1.2	2.0	3.7	4.6	1.5	2.1	2.3	
90	2.7	1.8	4.6	1.4	2.2	4.6	5.5	1.8	2.4	2.7	
105	3.0	2.0	5.2	1.6	2.6	5.2	6.4	2.0	2.7	3.0	
130	4.0	2.5	6.4	2.0	3.4	6.4	7.6	2.5	3.7	4.0	
156	4.9	3.0	7.6	2.4	4.0	7.6	9	3.0	4.3	4.9	
206	6.1	4.0	-	3.0	-	10	12	4.0	5.5	6.1	
257	7.6	4.9	-	4.0	-	13	15	4.9	7.0	7.6	
300	9.1	5.8	-	4.9	-	15	18	5.8	7.9	9.1	

Table 32 - Equivalent Length For Valves And Refrigeration Devices (meters)¹⁹

Nominal Dia.	Globe Or Solenoid	60° Wye Valve	45° Wye Valve	Angle Valve	Gate Valve	Swing Check	Sight Glass	Filter Drier	Suction Filter
12	5.2	2.4	1.8	1.8	0.2	1.5			
15	5.5	2.7	2.1	2.1	0.2	1.8			
22	6.7	3.4	2.1	2.1	0.3	2.2			
28	8.8	4.6	3.7	3.7	0.3	3.0			
35	12	6.1	4.6	4.6	0.5	4.3			
42	13	7.3	5.5	5.5	0.5	4.9			
54	17	9.1	7.3	7.3	0.73	6.1			
67	21	11	8.8	8.8	0.9	7.6			
79	26	13	11	11	1.0	9.1			
90	30	15	13	13	1.2	10			
105	37	18	14	14	1.4	12			
130	43	22	18	18	1.8	15			
156	52	27	21	21	2.1	18			
206	62	35	26	26	2.7	24			
257	85	44	32	32	3.7	30			
300	98	50	40	40	4.0	37			

Table 33 - R-22 Refrigerant Line Sizing Table (kW)²⁰

SST	Suction									Discharge			Liquid	
	-20°C			-5°C			5°C			-40°C	-20°C	5°C	0.02	0.02
ΔT (K/m)	0.04	0.02	0.01	0.04	0.02	0.01	0.04	0.02	0.01	0.02	0.02	0.02	vel = 0.5 m/s	
Δp (Pa/m)	378	189	94.6	572	286	143	366	189	183	74.90	74.90	74.90	749	749
OD (mm)														
12	0.75	0.51	0.34	1.25	0.87	0.59	1.76	1.20	0.82	2.30	2.44	2.60	7.08	11.24
15	1.43	0.97	0.66	2.45	1.67	1.14	3.37	2.30	1.56	4.37	4.65	4.95	11.49	21.54
18	2.49	1.70	1.15	4.26	2.91	1.98	5.85	4.00	2.73	7.59	8.06	8.59	17.41	37.49
22	4.39	3.00	2.04	7.51	5.14	3.50	10.31	7.07	4.82	13.32	15.15	15.07	26.66	66.18
28	8.71	5.95	4.06	14.83	10.16	6.95	20.34	13.98	9.56	26.24	27.89	29.7	44.57	131.0
35	15.99	10.96	7.48	27.22	18.69	12.8	37.31	25.66	17.59	48.03	51.05	54.37	70.52	240.7
42	26.56	18.20	12.46	45.17	31.03	21.27	61.84	42.59	29.21	79.50	84.52	90.00	103.4	399.3
54	52.81	36.26	24.88	89.69	61.79	42.43	122.7	84.60	58.23	157.3	167.2	178.1	174.1	794.2
67	94.08	64.79	44.48	159.5	110.05	75.68	218.3	150.08	103.80	279.4	297.0	316.3	269.9	1415.0
79	145.9	100.51	69.04	247.2	170.64	117.39	337.9	233.56	161.10	431.3	458.5	488.2	376.5	2190.9
105	312.2	215.39	148.34	527.8	365.08	251.92	721.9	499.16	344.89	919.7	977.6	1041.0	672.0	4697.0

Table 37 - R-22 Minimum Capacity For Suction Riser (kW)²⁴

Saturated Suction Temp (°C)	Suction Gas Temp (°C)	Pipe O.D. (mm)											
		12	15	18	22	28	35	42	54	67	79	105	130
-40	-35	0.182	0.334	0.561	0.956	1.817	3.223	5.203	9.977	14.258	26.155	53.963	93.419
	-25	0.173	0.317	0.532	0.907	1.723	3.057	4.936	9.464	16.371	24.811	51.189	88.617
	-15	0.168	0.307	0.516	0.880	1.672	2.967	4.791	9.185	15.888	24.080	49.681	86.006
-20	-15	0.287	0.527	0.885	1.508	2.867	5.087	8.213	15.748	27.239	41.283	85.173	147.449
	-5	0.273	0.501	0.841	1.433	2.724	4.834	7.804	14.963	25.882	39.226	80.929	140.102
	5	0.264	0.485	0.815	1.388	2.638	4.680	7.555	14.487	25.058	37.977	78.353	135.642
-5	0	0.389	0.713	1.198	2.041	3.879	6.883	11.112	21.306	36.854	55.856	115.240	199.499
	10	0.369	0.676	1.136	1.935	3.678	6.526	10.535	20.200	34.940	52.954	109.254	189.136
	20	0.354	0.650	1.092	1.861	3.537	6.275	10.131	19.425	33.600	50.924	105.065	181.884
5	10	0.470	0.862	1.449	2.468	4.692	8.325	13.441	25.771	44.577	67.560	139.387	241.302
	20	0.440	0.807	1.356	2.311	4.393	7.794	12.582	24.126	41.731	63.246	130.488	225.896
	30	0.422	0.774	1.301	2.217	4.213	7.476	12.069	23.141	40.027	60.665	125.161	216.675

Table 41 - R-22 Minimum Capacity For Discharge Riser (kW)²⁶

Saturated Discharge Temp (°C)	Discharge Gas Temp (°C)	Pipe O.D. (mm)											
		12	15	18	22	28	35	42	54	67	79	105	130
20	60	0.563	0.032	0.735	2.956	5.619	9.969	16.094	30.859	43.377	80.897	116.904	288.938
	70	0.5494	1.006	1.691	2.881	5.477	9.717	15.687	30.078	52.027	48.851	162.682	281.630
	80	0.535	0.982	1.650	2.811	5.343	9.480	15.305	29.346	50.761	76.933	158.726	173.780
30	70	0.596	1.092	1.836	3.127	5.945	10.547	17.028	32.649	56.474	85.591	176.588	305.702
	80	0.579	1.062	1.785	3.040	5.779	10.254	16.554	31.740	54.901	83.208	171.671	2970190
	90	0.565	0.035	1.740	2.964	5.635	9.998	16.140	30.948	53.531	81.131	167.386	289.773
40	80	0.618	1.132	1.903	3.242	6.163	10.934	17.563	33.847	58.546	88.732	183.069	316.922
	90	0.601	1.103	1.853	3.157	6.001	10.647	17.189	32.959	47.009	86.403	178.263	308.603
	100	0.584	1.071	1.800	3.067	5.830	10.343	16.698	32.018	55.382	83.936	173.173	299.791
50	90	0.630	1.156	1.943	3.310	6.291	11.162	18.020	34.552	59.766	90.580	186.882	323.523
	100	0.611	1.121	1.884	3.209	6.100	10.823	17.473	33.503	57.951	87.831	181.209	313.702
	110	0.595	1.092	1.834	3.125	5.941	10.540	17.016	32.627	46.435	85.532	176.467	305.493

Saturated Suction Temperature (°C)						
-50	-40	-30	-20	0	5	10
0.87	0.90	0.93	0.96	-	1.02	-

Table 45 - R-22 Refrigerant Charge (kg Per 30.5 meters of Pipe)

Line Size OD	Flow Area	Suction Line	Liquid Line	Discharge Line
		4.44°C	40.56°C	60°C
mm	mm ²	24.35 kg/m ³	1100.79 kg/m ³	111.65 kg/m ³
12	94	0.07	3.15	0.32
15	151	0.11	5.07	0.51
22	312	0.23	10.47	1.06
28	532	0.39	17.85	1.81
35	811	0.60	27.21	2.76
42	1148	0.85	38.52	3.91
54	2519	1.87	84.52	8.57
67	3079	2.29	103.31	10.48
79	4935	3.66	165.58	16.79
92	5944	4.41	199.43	20.23
105	7727	5.73	259.26	26.30
130	12042	8.94	404.03	40.98
156	17311	12.85	580.82	58.91
206	30238	22.44	1014.55	102.90

Condensing Temperature (°C)	Suction Line	Discharge Line
20	1.18	0.80
30	1.10	0.88
40	1.00	1.00
50	0.91	1.11

LAMPIRAN 9

UKURAN LINE PADA SISTEM REFRIGERASI

