



UNIVERSITAS INDONESIA

**ANALISA SENSITIVITAS RANCANGAN EVAPORATOR
UNTUK OPTIMASI PENGEMBANGAN MINI ICE PLANT**

TUGAS AKHIR

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

SURYA GUMELAR

0706198865

FAKULTAS TEKNIK

PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

DEPOK

JUNI 2009

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa skripsi dengan judul:

**ANALISA SENSITIVITAS RANCANGAN EVAPORATOR UNTUK OPTIMASI
PENGEMBANGAN *MINI ICE PLANT***

Yang dibuat untuk melengkapi sebagian persyaratan menjadi Sarjana Teknik pada Program Studi Teknik Mesin Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia, sejauh yang saya ketahui, bukan merupakan tiruan atau duplikasi dari skripsi yang sudah dipublikasikan dan atau pernah dipakai untuk mendapatkan gelar kesarjanaan di lingkungan Universitas Indonesia maupun di Perguruan Tinggi atau Instansi manapun, kecuali bagian yang sumber informasinya dicantumkan sebagaimana mestinya.

Skripsi ini merupakan bagian dari skripsi yang dikerjakan bersama dengan saudara Ferlie Indrapati Wirajaya (0706198480) dengan judul: **PERANCANGAN MESIN REFRIGERASI PADA *MINI ICE PLANT* DENGAN 3 KOMPRESOR**. Sehingga harap maklum jika ada beberapa bagian dari buku ini ada kesamaannya dengan skripsi tersebut.

Nama : Surya Gumelar

NPM : 0706198865

Tanda Tangan :

Tanggal : 6 JULI 2009

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh :
Nama : Surya Gumelar
NPM : 0706198865
Program studi : Teknik Mesin
Judul skripsi : Analisa Sensitivitas Rancangan Evaporator Untuk Optimasi Pengembangan Mini Ice Plant

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

DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Dr. Ir. M. Idrus Alhamid (.....)
Pembimbing : Dr.-Ing. Ir. Nasruddin, MEng (.....)
Penguji : Dr. Ir. Budiharjo, Dipl-Ing (.....)
Penguji : Mohammad Taufik, Dipl-ing (.....)

Ditetapkan di : DEPOK

Tanggal : 6 JULI 2009

UCAPAN TERIMA KASIH

Puji syukur saya panjatkan kepada Allah SWT., 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 Jurusan Teknik Mesin pada 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. M. 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) Orang tua (Bapak dan Ibu) serta keluarga saya yang telah memberikan bantuan dan dukungan material dan moral;
- 3) Mohammad Guntur Ario dan Mohammad Taufik yang telah banyak memberi masukan tentang pabrik es, data-data dan memberikan waktu dan perhatian dalam membantu skripsi ini;
- 4) Ferlie Indrapati dan David Fernando yang telah bekerjasama dengan baik selama pengerjaan skripsi ini;
- 5) Teman-teman seperjuangan, kerabat Ita, Anjani nadya, mikhael tulus, Aerlanovia, Dewi, Mba nov, Ate Cerlis, teman kost zona, niko, dll dan teman *facebook*. Terima kasih sudah mau memberi dukungan, semangat dan *sharing*;
- 6) Seluruh civitas FT UI, khususnya Teknik Mesin dan *si biru, si merah* dan *si putih*. Yang mau menemani dan membantu menyusun skripsi ini.

Akhir kata, saya berharap semoga Allah SWT. berkenan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu.

Depok, 6 Juli 2009

Penulis

PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI TUGAS AKHIR UNTUK KEPENTINGAN AKADEMIS

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

Nama : Surya Gumelar
NPM : 0706198865
Program Studi : Teknik Mesin
Departemen : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik
Jenis karya : Skripsi

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

ANALISA SENSITIVITAS RANCANGAN EVAPORATOR UNTUK OPTIMASI PENGEMBANGAN MINI ICE PLANT

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

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada tanggal : 6 Juli 2009

Yang menyatakan

(Surya Gumelar)

v

ABSTRAK

Nama : Surya Gumelar
Program Studi : Teknik Mesin
Judul : Analisa Sensitivitas Rancangan Evaporator untuk Optimasi Pengembangan *mini ice plant*

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. Proses perancangan *mini ice plant* ini berdasarkan desain yang telah ada, yang di bahas pada penelitian sebelumnya. Analisa sensitivitas ini untuk mengoptimalkan desain dari *mini ice plant*. Sehingga menemukan parameter apa saja yang berpengaruh terhadap desain *mini ice plant*. Parameter yang ditinjau meliputi temperatur evaporasi, waktu pembekuan dan jumlah tube. Selain itu juga dipertimbangkan mengenai beban listrik, proses pembuatan dan perawatan. Sehingga analisa dapat menemukan batasan parameter yang masuk dalam lingkup target yang dikehendaki. Evaporator merupakan salah satu alat penukar kalor, dimana proses pembekuan terjadi karena ada fenomena yang ditimbulkan dari evaporator. Dimensi evaporator berkaitan dengan panjang, tinggi dan lebar. Ditetapkan panjang tidak boleh lebih dari 3,5 m. hal ini yang dijadikan batasan utama dalam analisa ini yaitu untuk mencari panjang yang diinginkan dengan melakukan iterasi dari parameternya.

Kata kunci:

Evaporator, Iterasi, Panjang

ABSTRACT

Name : Surya Gumelar

Study Program : Mechanical engineering

Title : Sensitivity Analysis Evaporator Design for Optimized Development of Mini Ice Plant

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. This fabrication process of mini ice plant based on existing design, which already studied on previous research. Sensitivity analysis used for optimization design mini ice plants. So, it finds influence parameter where works in mini ice plant. Scope of parameters are freezing time, evaporation temperature and number of tubes. Otherwise, it considers about power consumption, manufacturer and maintenance. Analysis aims to get parameters are in limitation area where it wanted. Evaporator is a kind of heat-exchangers where freezing's process appears caused by its phenomena. Dimension of evaporator adhere with length, height and width. The limitation of length is 3,5 meters. There's main limit of analysis sensitivity evaporator's design which to get length by using iteration from its parameters.

Keyword:

Evaporator, iteration, length

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
PERNYATAAN KEASLIAN SKRIPSI.....	ii
HALAMAN PENGESAHAN.....	iii
UCAPAN TERIMA KASIH	iv
HALAMAN PERSETUJUAN.....	v
ABSTRAK	vi
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR.....	x
DAFTAR TABEL.....	xi
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1. LATAR BELAKANG	1
1.2. PERUMUSAN MASALAH	1
1.3. TUJUAN PENELITIAN.....	2
1.4. MANFAAT PENELITIAN.....	2
1.5. BATASAN PENELITIAN.....	2
1.6. METODOLOGI PENELITIAN.....	2
1.7. SISTEMATIKA PENULISAN.....	3
BAB II LANDASAN TEORI.....	4
2.1. SISTEM REFRIGERASI.....	4
2.1.1. Prinsip kerja MINI ICE PLANT	6
2.2. REFRIGERANT	6
2.2.1. Refrigerant sekunder.....	7
2.3. EVAPORATOR.....	8
2.3.1. Deskripsi umum	8
2.3.2. Konstuksi evaporator	8
2.3.3. Proses evaporasi	10
2.4. SISTEM PENGATURAN ALIRAN REFRIGERAN	11
2.4.1. Direct expansion (DX) system	11
2.4.2. Flooded system	11
2.5. KALOR	12
2.5.1. Kalor sensible (sensible heat)	13
2.5.2. Kalor laten (latent heat)	13
2.6. TEMPERATUR.....	13
2.6.1. Beda suhu rata-rata logaritmik.....	14
2.6.2. LMTD pada evaporator	15

2.6.3.	True temperature	16
2.6.4.	Perbedaan Temperatur Optimum (Optimum Temperatur Difference)	16
2.7.	PERPINDAHAN KALOR.....	17
2.7.1.	Konduksi.....	18
2.7.2.	Konveksi	18
2.8.	PIPA.....	19
2.8.1.	Pipa tembaga.....	19
2.9.	PERPINDAHAN KALOR PADA BERKAS TUBE	21
2.9.1.	Aliran menyilang pada berkas tube.....	21
2.9.2.	<i>Overall Heat Transfer</i> (Perpindahan Kalor Menyeluruh).24	
2.9.3.	Perhitungan Luas Perpindahan Kalor (<i>Heat Transfer Area</i>).....	25
2.10.	KOEFISIEN KONVEKSI DUA FASA.....	25
2.11.	FAKTOR PENGOTORAN (<i>FOULING FACTOR</i>).....	27
BAB III DATA PERANCANGAN EVAPORATOR.....		28
3.1.	KONSEP RANCANGAN.....	28
3.2.	DIMENSI <i>EVAPORATOR TANK</i>	28
3.3.	TEMPERATUR EVAPORATOR.....	29
3.4.	REFRIGERANT	30
3.5.	BRINES.....	31
3.6.	PERHITUNGAN AWAL.....	33
3.6.1.	Perhitungan beban refrigerasi.....	33
3.6.2.	Perhitungan daya mesin refrigerasi.....	35
3.6.3.	Penentuan beda suhu rata-rata logaritmik (LMTD).....	38
3.6.4.	Perhitungan nilai perpindahan kalor menyeluruh.....	39
3.6.5.	Perhitungan luas permukaan perpindahan panas.....	43
BAB IV ANALISA SENSITIVITAS PERHITUNGAN.....		44
4.1.	PENGARUH WAKTU PEMBEKUAN	44
4.1.1.	Terhadap beban pendinginan.....	44
4.1.2.	Terhadap daya kompresor.....	45
4.2.	Variasi temperatur evaporator dan jumlah tube.....	46
4.2.1.	16 tubes.....	47
4.2.2.	20 tubes.....	47
4.2.3.	24 tubes.....	48
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....		50
5.1.	KESIMPULAN.....	50
5.2.	SARAN.....	51
DAFTAR PUSTAKA.....		52
DAFTAR ACUAN.....		53
LAMPIRAN		54

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Bagian-bagian system refrigerasi.....	4
Gambar 2.2	Proses refrigerasi dalam $p-h$ diagram.....	5
Gambar 2.3	Skema system refrigerasi dengan brines sebagai refrigerant sekunder.....	8
Gambar 2.4	Desain evaporator.....	9
Gambar 2.5	Aliran refrigerant didalam pipa evaporator.....	10
Gambar 2.6	Skema Flooded Evaporator.....	11
Gambar 2.7	Flooded Evaporator.....	12
Gambar 2.8	Empat susunan dasar LMTD.....	14
Gambar 2.9	Perubahan perbedaan temperatur dari fluida yang didinginkan...	16
Gambar 2.10	Grafik Lajur Perpindahan Kalor.....	17
Gambar 2.11	Susunan berkas tube.....	21
Gambar 2.12	Rangkaian termal resistansi.....	24
Gambar 3.1	Rangkaian bentuk evaporator pada <i>mini ice plant</i>	29
Gambar 3.2	Dimensi evaporator tank.....	29
Gambar 3.3	$p-h$ diagram untuk R-22.....	30
Gambar 3.4	Alat pengukur <i>Baume density</i>	33
Gambar 4.1	Grafik pengaruh waktu pembekuan terhadap beban pendinginan.	45
Gambar 4.2	Grafik pengaruh waktu pembekuan terhadap daya kompresor....	45
Gambar 4.3	Grafik pengaruh variasi temperatur evaporator dengan 16 tubes..	47
Gambar 4.4	Grafik pengaruh variasi temperatur evaporator dengan 20 tubes..	48
Gambar 4.5	Grafik pengaruh variasi temperatur evaporator dengan 24 tubes..	49

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Perbedaan temperatur optimum untuk evaporator.....	17
Tabel 2.2	Ukuran pipa tembaga.....	20
Tabel 2.3	Nilai C_f dan m	23
Tabel 2.4	Nilai fouling factor.....	27
Tabel 3.1	Karakteristik <i>sodium chloride</i> pada temperatur 0 °C.....	32
Tabel 4.1	Hasil perhitungan beban pendinginan berdasarkan waktu Pembekuan.....	44
Tabel 4.2	Hasil perhitungan daya kompresor berdasarkan waktu Pembekuan.....	45

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%^[1].

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 keberbagai daerah terutama daerah nelayan terpencil, dengan biaya instalasi yang relative murah dan memiliki kapasitas produksi es dalam jumlah yang relatif besar. Dalam mencapai hasil yang optimal maka diperlukan perancangan yang matang mengenai pembuatan pabrik es mini. Hal ini diharapkan, pabrik es dapat bekerja dalam kurun waktu yang lama dan menjadi andalan untuk mengatasi segala permasalahan mengenai proses penyimpanan ikan.

1.2 PERUMUSAN MASALAH

Untuk melanjutkan proses pembuatan *mini ice plant* dari skripsi sebelumnya, maka dalam skripsi ini akan membahas mengenai analisa sensitivitas terhadap parameter-parameter yang berpengaruh pada perancangan *mini ice plant*,

dengan variasi dari temperatur evaporasi, variasi jumlah tube yang, serta variasi waktu pembekuan.

1.3 TUJUAN PENELITIAN

Melakukan analisa sensitivitas pada evaporator *mini ice plant* secara kualitatif untuk mendapatkan parameter yang berpengaruh pada pengembangan desain *mini ice plant* yang optimum.

1.4 MANFAAT PENELITIAN

Manfaat penelitian ini diharapkan dapat mengoptimasi pengembangan *mini ice plant*, sehingga dapat dihasilkan suatu pabrik es mini yang efisien dan dapat membantu nelayan dalam meningkatkan kualitas hasil tangkapannya.

1.5 BATASAN PENELITIAN

Adapun batas-batas terhadap penelitian yang dilakukan, adalah:

- Penelitian dilakukan pada petikemas yang merupakan bagian dari beberapa skripsi sebelumnya yang juga membahas tentang *MINI ICE PLANT*.
- Penelitian hanya membahas analisa sensitivitas pada *evaporator* dari *mini ice plant* secara kualitatif, yang mana merupakan bagian dari *mini ice plant*.
- Parameter perhitungan analisa sensitivitas pada *evaporator* dengan variasi waktu pembekuan, temperatur evaporasi, jumlah tube.

1.6 METODOLOGI PENELITIAN

Pada pelaksanaannya penelitian ini dilakukan dengan metodologi sebagai berikut:

a. Studi literatur

Penelitian ini merupakan kelanjutan dari penelitian sebelumnya yang juga membahas tentang *MINI ICE PLANT*, oleh karena itu dalam pelaksanaan penelitian ini banyak mengacu pada skripsi tersebut. Selain itu juga mengacu pada beberapa standar material dan alat yang dibutuhkan.

b. Observasi dan wawancara

Tahap ini melakukan peninjauan langsung terhadap pabrik es besar yang ada. Pengukuran dan pengambilan data pada pabrik es dijadikan acuan pada proses perhitungan perancangan *mini ice plant*. Info-info mengenai aspek dalam perancangan, pembuatan dan perawatan dijadikan asumsi dalam pengembangan penelitian. Selanjutnya hasil dari pengukuran dan pengambilan data dari pabrik es diaplikasikan pada pengembangan *mini ice plant*.

c. Pembuatan model evaporator pada evaporator tank

Proses pemodelan ini bertujuan untuk mencocokkan hasil perhitungan dengan kondisi yang nyata di lapangan. Pemodelan ini juga menganalisa mengenai proses *manufactur* dan juga aspek *maintenance* dari evaporator. Meninjau aspek-aspek dari evaporator yang sangat berpengaruh terhadap perancangan total system refrigerasi pada *mini ice plant*.

1.7 SISTEMATIKA PENULISAN

Skripsi ini terdiri dari 5 bagian pokok, yaitu:

- **BAB I PENDAHULUAN**
Bab ini berisi latar belakang, permasalahan masalah, tujuan penelitian, manfaat penelitian, batasan penelitian, 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 DATA PERANCANGAN EVAPORATOR**
Bab ini berisi parameter yang digunakan pada perhitungan, metode perhitungan yang digunakan, serta hasil perancangan awal.
- **BAB IV ANALISA SENSITIVITAS PERHITUNGAN**
Bab berisi perhitungan mengenai ukuran evaporator, dan analisa terhadap hasil untuk mengetahui apa pengaruh dari perhitungan tersebut.
- **BAB V KESIMPULAN DAN SARAN**
Bab ini merupakan kesimpulan dari penelitian yang telah dilakukan serta saran untuk perancangan selanjutnya.

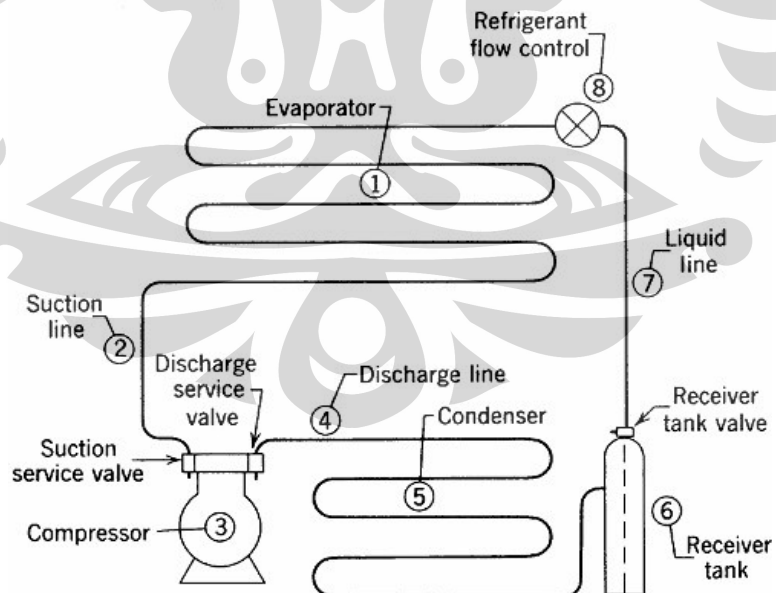
BAB II

LANDASAN TEORI

2.1.SISTEM REFRIGERASI

Proses refrigerasi adalah sebuah proses pemindahan kalor 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).

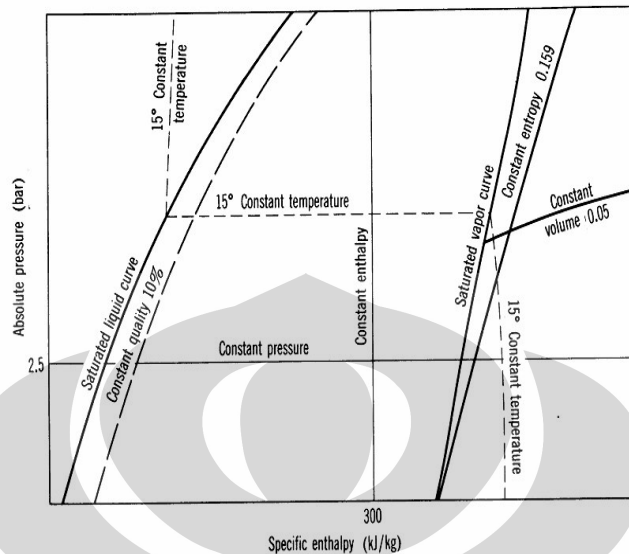
Proses refrigerasi yang terjadi merupakan proses siklus refrigeran secara tertutup, dimana perubahan-perubahan fase refrigeran terjadi dalam satu rangkaian. Pada proses pertama, refrigeran berfase uap di kompresi dalam kompresor. Hal ini akan menaikkan temperatur dan tekanan dari refrigeran tersebut.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



Gambar 2.1 Bagian-bagian system refrigerasi

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 menjadi lebih dingin.



Gambar 2.2 Proses refrigerasi dalam p-h diagram

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 refrigerant turun jauh dibawah temperatur lingkungan. Sedangkan proses kondensasi terjadi pada tekanan yang tinggi, yang mengakibatkan titik embun dari uap refrigerant naik melebihi suhu lingkungan. Sistem refrigerasi yang menghasilkan pendinginan dikelompokkan ke dalam beberapa kategori utama berikut ini :

a) Sistem kompresi uap

Dalam sistem ini kompresor menekan refrigeran ke tekanan dan temperatur yang lebih tinggi dari sebuah uap yang terevaporasi pada tekanan dan temperatur yang rendah. Refrigeran yang terkompresi dikondensasikan menjadi wujud cair dengan melepaskan kalor laten pengembunan di kondenser (media kondenser dapat berupa udara ataupun air). Refrigeran cair kemudian dihambat menjadi uap bertekanan rendah dan bertemperatur rendah, yang menghasilkan efek refrigerasi selama proses evaporasi. Kompresi uap biasa disebut kompresi mekanik karena refrigerasi menggunakan kompresi mekanik.

b) Sistem Absorpsi

Dalam sistem absorpsi, efek refrigerasi dihasilkan dengan menggunakan energi termal input. Setelah refrigeran cair menghasilkan refrigerasi selama

evaporasi pada tekanan yang sangat rendah, uap refrigeran diserap oleh sebuah larutan absorbent. Larutan dipanaskan oleh sebuah pembakaran langsung tungku gas atau dengan panas buangan, dan refrigeran diuapkan kembali dan kemudian dikondensasikan menjadi wujud cair. Refrigeran cair dihambat ke tekanan yang sangat rendah dan siap untuk menghasilkan efek refrigerasi lagi.

c) **Sistem gas ekspansi**

Dalam sebuah sistem gas ekspansi, gas dikompresi ke tekanan tinggi oleh kompresor. Kemudian didinginkan oleh permukaan air atau udara atmosfer dan diekspansikan ke tekanan rendah. Karena temperatur gas menurun selama berekspansi, efek refrigerasi dihasilkan.

2.1.1 Prinsip kerja MINI ICE PLANT

Pada *mini ice plant* system refrigerasi menggunakan *brine* sebagai *refrigerant* sekunder. *Refrigerant* cair yang mengalir di evaporator mendinginkan *brine*. Kemudian membekukan air dalam cetakan yang direndam dalam *brine*. *Brine* sendiri mengalir sepanjang evaporator kemudian keluar menuju *ice bank* dengan *submersible pump*. Es yang sudah panen diangkat dari *ice bank* kemudian dicelup kedalam *diptank* untuk kemudian dilepas dari cetakan. Kompresor berfungsi untuk mengkompres refrigerant panas berbentuk gas dan dialirkan menuju kondensor. Refrigerant yang keluar dari kondensor diekspansi dan dialirkan kembali menuju evaporator. Cetakan es yang berisi air direndam dalam *brine* hingga membeku.

2.2 REFRIGERANT

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.

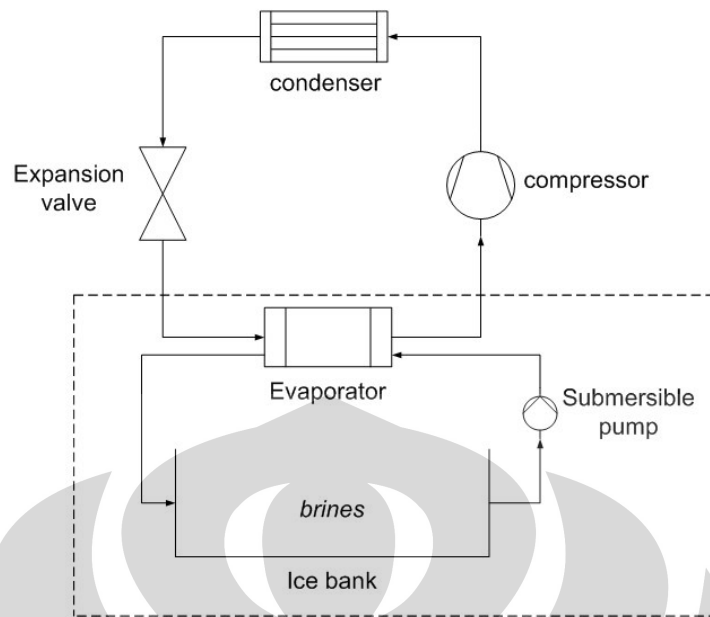
Karakteristik ideal sebuah *refrigerant* adalah sebagai berikut:

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

2.2.1 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 2.3. 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.

2.3. EVAPORATOR

2.3.1. 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. Pada pabrik es evaporator biasa disebut *vendamper*.

2.3.2. Konstruksi evaporator

Dilihat konstruksinya, evaporator dapat dibagi menjadi tiga kelompok, yaitu :

- a. *Bare-tube*,
- b. *Plate-surface*, dan
- c. *Finned*.

Evaporator jenis *bare tube* dan *plate-surface* dapat dikelompokkan sebagai evaporator permukaan primer, di mana permukaan untuk transfer panas mempunyai kontak langsung dengan refrigeran cair yang menguap di dalamnya. Kalau evaporator jenis *finned*, maka hanya pipa refrigeran yang disebut permukaan primer, sedangkan *finned*-nya disebut sebagai evaporator permukaan sekunder. *Finned* hanya berfungsi menangkap udara disekitarnya dan menghubungkannya ke pipa refrigeran.

Evaporator *bare-tube* dan *plate-surface* lazim digunakan untuk keperluan pendinginan air dan pendinginan udara yang suhunya di bawah 1°C. Akumulasi bunga es pas permukaan evaporator tidak dapat dicegah. Oleh karena itu perlu diupayakan untuk menghilangkan bunga es di permukaan evaporator.

- **Bare tube**

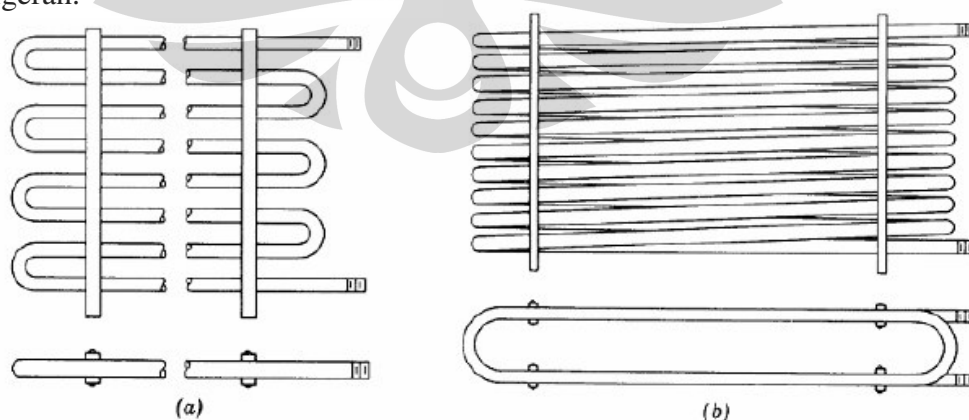
Bare tube evaporator menggunakan untuk transfer panas mempunyai kontak langsung dengan refrigeran cair yang menguap di dalamnya. Biasanya berbentuk pipa silinder yang dibengkokkan membentuk suatu jalur (*coil*).

- **Plate surface**

Sama dengan bare-tube hanya permukaan berbentuk plat dimana refrigeran mengalir di jalur yang terdapat pada permukaan plat.

- **Finned**

Fin adalah semacam jalur aliran fluida. pipa refrigeran disebut permukaan primer, sedangkan *finned*-nya disebut sebagai evaporator permukaan sekunder. *Finned* hanya berfungsi menangkap udara disekitarnya dan menghubungkannya ke pipa refrigeran.



Gambar 2.4 Desain evaporator bare-tube (a). Flat zigzag coil, (b) oval trombone coil

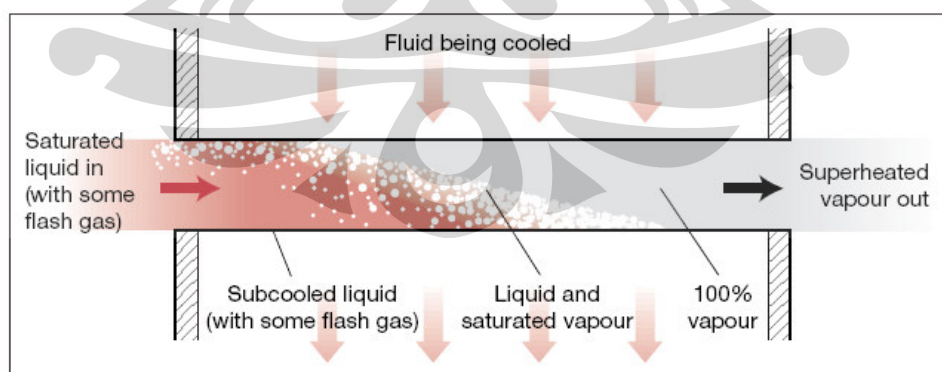
2.3.3 Proses evaporasi

Cairan refrigeran mengalir melewati katup ekspansi, terjadi penurunan tekanan dan temperatur dan kemudian masuk ke evaporator dimana menyerap panas dari *tube* yang lebih panas dan setelah itu refrigeran mulai menguap. Hal ini membuat efek pendinginan karena panas diserap dari tube, dan mendinginkannya. Beberapa refrigeran, mungkin, selama proses ekspansi, menguap secara instan (tiba-tiba) hal ini disebut dengan *flash gas* dan akan juga sering terjadi di pipa kerja antara peralatan ekspansi.

Saat di evaporator, refrigeran mendidih disepanjang evaporator pada temperatur evaporasi, berubah fasa dari cair menjadi uap saturasi pada temperatur yang sama. Hanya ketika proses penguapan telah selesai dan refrigeran pada bagian itu menguap menjadi 100% uap, maka temperatur akan menjadi naik.

Pemanasan lanjutan diatas temperatur evaporasi disebut *superheat*. Beberapa *superheat*, sebagai *safety margin*, diperlukan pada DX sistem untuk memastikan tidak ada cairan refrigeran yang dapat kembali lagi ke kompresor. Bagaimanapun, *superheat* adalah tidak efisien menggunakan evaporator – semakin banyak panas yang diserap selama proses pendidihan (panas laten) daripada diserap oleh uap yang dapat megubah temperatur (panas sensibel).

Kesetimbangan sensibel pasti ditemukan – *superheat* sebaiknya disetting disekitar 5°C diatas temperatur evaporasi. Gambar 2.5 mengilustrasikan proses evaporasi.



Gambar 2.5. Aliran refrigeran didalam pipa evaporator

2.4. SISTEM PENGATURAN ALIRAN REFRIGERAN

Terdapat dua cara untuk mengatur aliran refrigeran yang melalui evaporator:

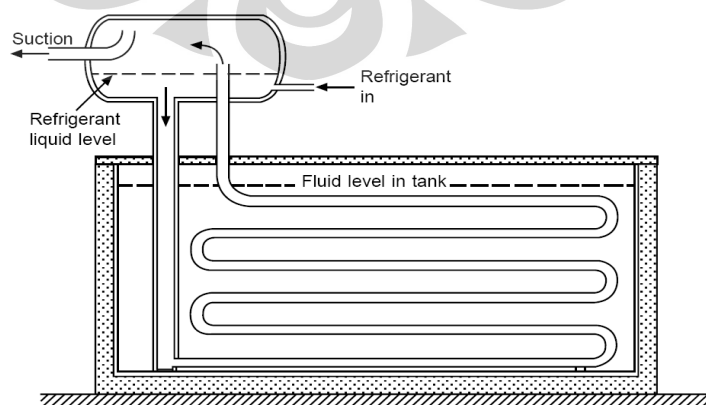
- a. *Direct Expansion (DX) System*
- b. *Flooded System*

2.4.1. *Direct Expansion (DX) System*

Pada evaporator ini terdapat bagian, yaitu di bagian keluarannya, yang dirancang selalu terjaga 'kering', artinya di bagian itu refrigeran yang berfasa 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*.

2.4.2. *Flooded System*

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

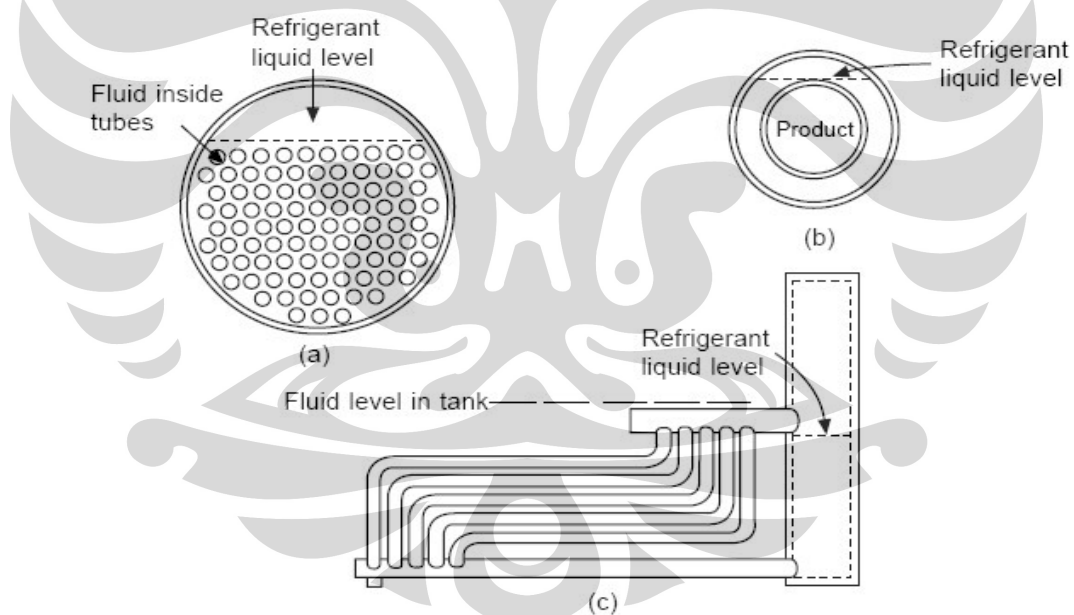


Gambar 2.6. Skema flooded evaporator

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.

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.

Jenis *flooded* evaporator



Gambar 2.7. Flooded evaporator (a). Shell-&-tube (b), Jacketted (c). Raceway

2.5 KALOR

Kalor adalah salah satu bentuk energi. Jika suatu zat menerima atau melepaskan kalor, maka ada dua kemungkinan yang akan terjadi. Yang pertama adalah terjadinya perubahan temperatur dari zat tersebut, kalor yang seperti ini

disebut dengan kalor sensibel (*sensible heat*). Dan yang kedua adalah terjadi perubahan fase zat, kalor jenis ini disebut dengan kalor laten (*latent heat*).

2.5.1 Kalor Sensibel (*Sensible Heat*)

Seperti yang sudah dijelaskan sebelumnya, apabila suatu zat menerima kalor sensibel maka akan mengalami peningkatan temperatur, namun jika zat tersebut melepaskan kalor sensibel maka akan mengalami penurunan temperatur. Persamaan kalor sensibel adalah sebagai berikut:

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (2.1)$$

Dimana:

- Q = Energi kalor yang dilepas atau diterima suatu zat [J]
- m = massa zat yang mengalami perubahan temperatur [kg]
- C_p = Kalor jenis zat [J/kg.K]
- ΔT = Perubahan temperatur yang terjadi [K]

2.5.2 Kalor Laten (*Latent Heat*)

Jika suatu zat menerima atau melepaskan kalor, pada awalnya akan terjadi perubahan temperatur, namun demikian hal tersebut suatu saat akan mencapai keadaan jenuhnya dan menyebabkan perubahan fase. Kalor yang demikian itu disebut sebagai kalor laten. Pada suatu zat terdapat dua macam kalor laten, yaitu kalor laten peleburan atau pembekuan dan kalor laten penguapan atau pengembunan. Kalor laten suatu zat biasanya lebih besar dari kalor sensibelnya, hal ini karena diperlukan energi yang besar untuk merubah fase suatu zat.

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

$$Q = m \cdot h_l \quad (2.2)$$

Dimana:

- Q = Energi kalor yang dilepas atau diterima suatu zat [J]
- h_l = Kalor laten [kJ/kg]

2.6 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 :

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

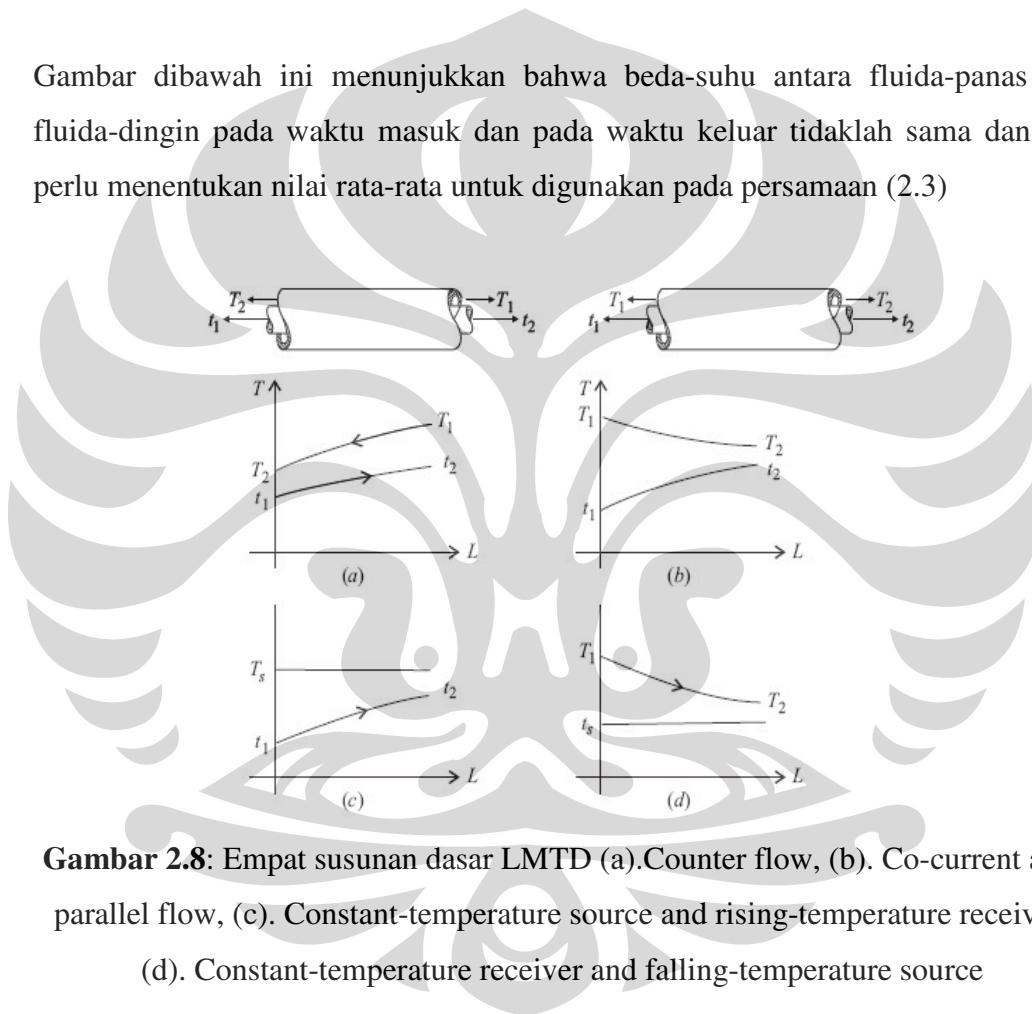
Dimana: Q = Energi kalor yang dilepas atau diterima suatu zat [kW]

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

A = Luas permukaan perpindahan kalor [m²]

ΔT_{lm} = Beda temperatur [K]

Gambar 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 2.8: 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)

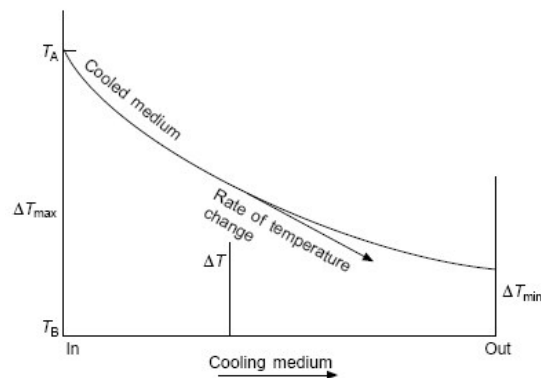
$$\text{LMTD} = \frac{T_1 - T_2}{\ln [(T_1 - t_s)/(T_2 - t_s)]} \quad (2.7)$$

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 2.9 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.

2.6.3 True Temperature

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

$F=1,0$ untuk pendidihan dan kondensasi

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2}; R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (2.8)$$

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.

2.6.4 Perbedaan Temperatur Optimum (Optimum Temperatur Difference)

Ukuran dari evaporator (luas perpindahan kalor) akan mempengaruhi perbedaan temperatur antara refrigerant dan sumber kalor, dengan demikian temperatur evaporasi dan COP dari sistem dapat ditentukan. Sebuah evaporator

yang besar akan memiliki biaya awal yang tinggi dan keseimbangan yang tepat antara biaya awal dan COP sangat ditentukan saat evaporator dioperasikan pada tahun pertama.

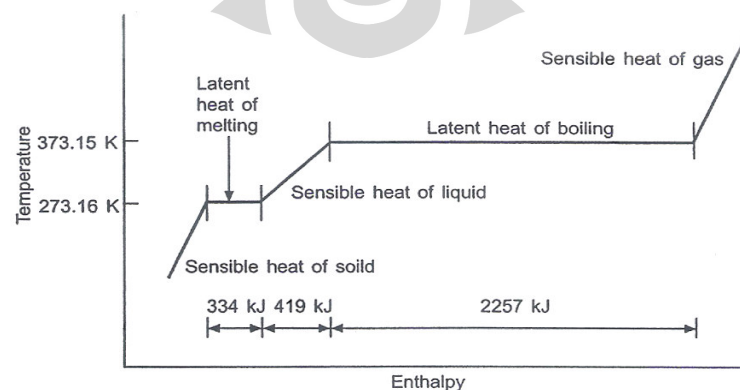
Permasalahan untuk memilih ukuran yang tepat dapat ditentukan berdasarkan pemilihan perbedaan temperatur optimum (*optimum temperature difference*) yang diperkenalkan oleh (Backstorm 1940) [2].

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

Tabel 2.1. Perbedaan temperatur optimum untuk evaporator

2.7 PERPINDAHAN KALOR

Secara natural perpindahan kalor terjadi akibat perbedaan temperatur, dimana kalor bergerak dari suatu zat dengan temperatur yang lebih rendah. Perpindahan energi kalor ini akan terus berlangsung merubah temperatur dan fase air. atau diterima suatu zat dengan temperatur tinggi ke suatu zat dengan hingga kedua zat tersebut mencapai kesetimbangan temperatur. Perpindahan kalor dapat terjadi dalam tiga cara yaitu: konduksi, konveksi dan radiasi.



Gambar 2.10 Grafik laju perpindahan kalor

2.7.1 Konduksi

Konduksi adalah perpindahan kalor yang terjadi melalui perogolakan 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. Laju perpindahan panas dinyatakan dengan hukum Fourier (Jansen, Ted J., 1993)

$$q = -k \cdot A \frac{dT}{dx} \text{ W (Watt)}$$

dengan: k = Konduktivitas termal (W/m.K)

A = Luas penampang (m^2)

dT/dx = Gradien temperatur (K/m)

Nilai minus, (-) dalam persamaan diatas menunjukkan bahwa kalor selalu berpindah ke arah temperatur yang lebih rendah.

2.7.2 Konveksi

Konveksi adalah perpindahan kalor melalui gerakan massa dari fluida seperti air atau udara. Hal ini terjadi karena adanya perbedaan temperatur diantara permukaan fluida yang bergerak. 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.

Pada umumnya sebagian perpindahan panas konveksi dinyatakan dengan hukum pendinginan Newton : (Jansen, Ted J., 1993)

$$q = h \cdot A \cdot (T_d - T) \text{ [Watt]}$$

dengan: h = koefisien konveksi [$W/m^2 \cdot K$]

A = Luas permukaan [m^2]

T_d = Temperatur dinding [K]

$T =$ Temperatur udara [K]

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.
- Konveksi paksa (*forced convection*), dimana aliran yang terjadi akibat adanya kerja dari luar seperti kipas, pompa ataupun pergerakan angin.

2.8 PIPA

Masalah Pipa Pipa yang banyak digunakan dalam peralatan refrijerasi dan tata udara adalah pipa tembaga. Pipa lain yang sering digunakan adalah pipa aluminium, pipa baja, pipa baja tahan karat, dan pipa plastik. Pemilihan ukuran pipa yang digunakan harus memenuhi persyaratan sebagai berikut :

- Drop tekanan harus sekecil mungkin
 - Dapat mengalirkan bahan refrigerant sesuai dengan perencanaan atau kecepatan sirkulasi refrigerannya sesuai.
- a) Kalau pipa yang digunakan terlalu kecil akan mengakibatkan :
- Kerugian gesekan
 - Bunyi yang keras dan bising karena kecepatan yang tidak sesuai
- b) Kalau pipa yang digunakan ukurannya terlalu besar akan mengakibatkan :
- Kegagalan pengembalian minyak/oli kompresor
 - Pengeringan minyak/oli kompresor yang akhirnya kompresor menjadi macet

2.8.1. Pipa Tembaga

Pipa tembaga adalah pipa yang paling sering digunakan untuk keperluan mesin pendingin yang menggunakan bahan refrigeran jenis R.11, R.12, R.22, dan R.502.

Pipa tembaga pada umumnya dibagi menjadi 2 (dua) jenis, yaitu :

- a. Pipa tembaga lunak (Soft)
- b. Pipa tembaga keras (Hard)

Beda kedua jenis pipa tersebut terletak pada ketebalan dindingnya. Untuk memudahkan identifikasinya, Pabrikan memberikan kode dengan type K, L, dan M^[3] seperti tertera pada table 2.2 berikut ini :

Ukuran Nominal (inchi)	Diameter Luar (OD) (inchi)	Ketebalan		
		K	L	M
¼ "	0,375	0,035	0,030	-
3/8"	0,500	0,049	0,035	-
½"	0,625	0,049	0,040	-
5/8"	0,750	0,049	0,042	-
¾"	0,875	0,065	0,045	-
1"	1,125	0,065	0,050	-
1.1/4"	1,375	0,065	0,055	0,042
1.1/2"	1,625	0,072	0,060	0,049
2"	2,125	0,083	0,070	0,058
2.1/2"	2,625	0,095	0,080	0,065
3"	3,125	0,109	0,090	0,072
3.1/2"	3,625	0,120	0,100	0,083
4"	4,125	0,134	0,110	0,095
5"	5,125	0,160	0,125	0,109
6"	6,125	0,192	0,140	0,122
8"	8,125	0,271	0,200	0,170
10"	10,125	0,338	0,250	0,212
12"	12,125	0,405	0,280	0,254

Tabel 2.2 Ukuran pipa tembaga

(a) Pipa Tembaga Lunak

Pipa tembaga lunak biasanya digunakan pada mesin-mesin pendingin jenis domestic dan komersial. Ukuran yang tersedia di pasaran adalah 3/16, ¼, 5/16, 3/8, 7/16, ½, 9/16, 5/8 dan ¾ inchi. Ketebalan pipa tergantung pada diameter luar pipa. Misalnya, pipa ¼ memiliki ketebalan 0,03 inchi. Pipa ¾ inchi, 0,35 inchi.

(b) Pipa Tembaga Keras

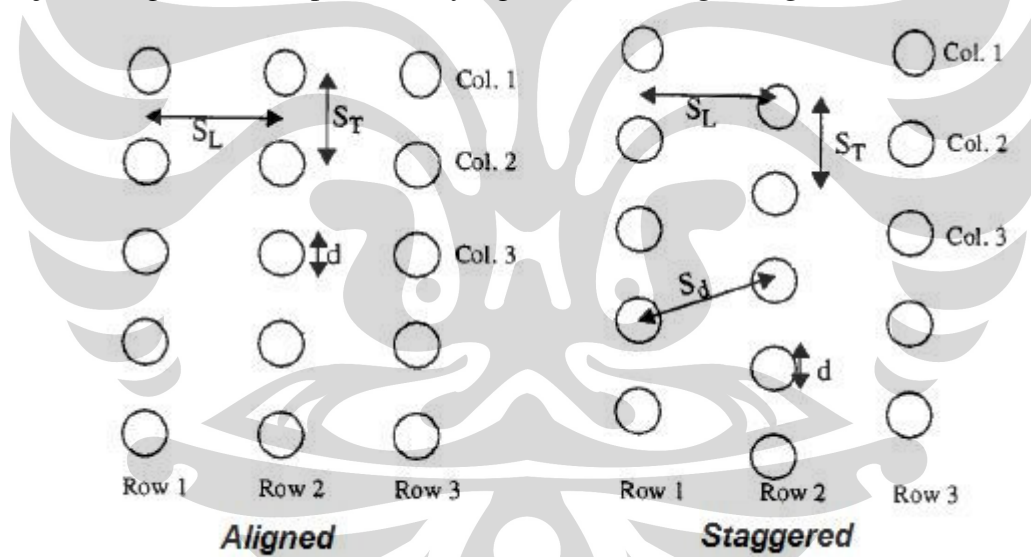
Pipa tembaga keras biasanya digunakan pada mesin pendingin untuk keperluan komersial, dimana sifat pipa tembaga ini kaku dan keras, jadi pada saat pemasangan pipa tersebut harus dipasang klem atau penyangga sebagai tumpuan dan pengikatnya, apalagi jika ukuran diameter pipa yang digunakan ukurannya besar. Pipa tembaga keras ini diperjualbelikan di pasaran dalam bentuk batangan, dimana setiap batangnya mempunyai panjang kurang lebih 7 meter.

2.9. PERPINDAHAN KALOR PADA BERKAS TUBE

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.

2.9.1. Aliran Menyilang Berkas Tube

Pada umumnya susunan berkas tube adalah segaris (*inline*) dan selang-seling (*staggered*) 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* S_D adalah jarak diagonal antara pusat tube yang susunan selang-seling.



Gambar 2.11 susunan berkas tube

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 .

$$\text{Re}_{D, \max} = \frac{\rho_b \cdot U_{\max} \cdot d_o}{\mu_b} \quad (2.9)$$

Dimana:

ρ_b = Massa jenis brine

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

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

Dimana luas total permukaan aliran brine didalam evaporator tank adalah

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

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

Kedua adalah U_{\max} , yakni kecepatan aliran maksimum saat aliran brine melewati berkas tube. Dimana perumusannya adalah sebagai berikut:

$$\text{Staggered: } S_d > \frac{S_T + d}{2} \quad U_{\max} = \frac{U_{\infty} S_T}{S_T - d}$$

$$\text{Staggered: } S_d < \frac{S_T + d}{2} \quad U_{\max} = \frac{U_{\infty} S_T}{2(S_d - d)}$$

$$S_d = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.10)$$

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

$$\overline{Nu}_D = 1,13 \cdot C_1 \cdot Re_{D, \max}^m \cdot Pr^{1/3} \quad (2.11)$$

Dimana korelasi ini digunakan untuk kondisi sebagai berikut:

$$\left[\begin{array}{l} N \geq 10 \\ 2000 < Re_{D, \max} < 40.000 \\ Pr \geq 0,7 \end{array} \right]$$

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

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

Tabel 2.3 nilai C_1 dan m

Nilai Prandtl number diperoleh dari ;

$$Pr = \frac{\mu_b \cdot Cp_b}{k_b} \quad (2.12)$$

Dimana:

μ_b = Viskositas dinamik brine [Pa.s]

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

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

Koefisien konveksi perpindahan kalor pada brine

$$h_b = \frac{Nu_b \cdot k_b}{d_o} \quad (2.13)$$

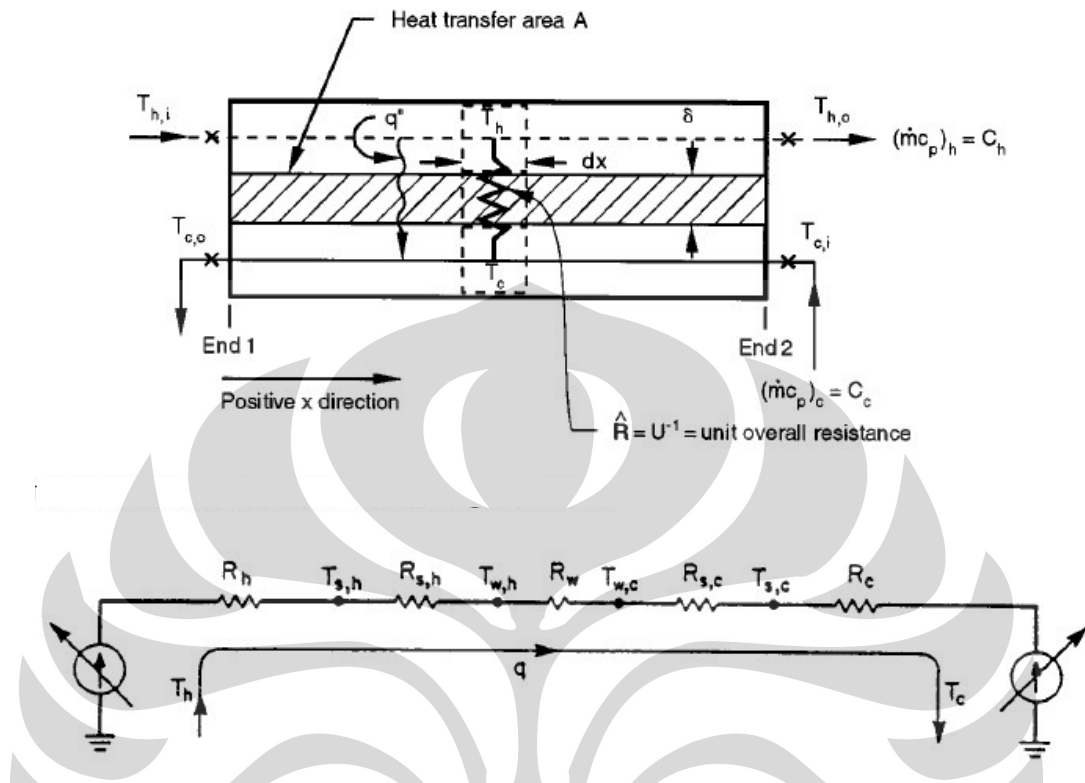
Dimana:

Nu_b = Angka Nusselt

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

d_o = Diameter luar pipa [m]

2.9.2 Overall Heat Transfer (Perpindahan Kalor Menyeluruh)



Gambar 2.12 rangkaian termal resitansi

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

$$R_o = R_h + R_{f,h} + R_w + R_{f,c} + R_c$$

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

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

Dimana:

h_i & h_o : koefisien konveksi pada sisi tube [W/m^2K].

R_{fi} & R_{fo} : Tahanan pengotoran (fouling resistance), [m^2K/W];

N_t : Jumlah tube

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]

Jika yang ditinjau adalah luas selimut luar maka nilai A^* , diketahui sebagai berikut:

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

Maka, persamaannya menjadi:

$$U_o = \frac{1}{\frac{d_o}{h_i d_i} + R_{fi} \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k_w} + R_{fo} + \frac{1}{h_o}} \quad (2.14)$$

2.9.3 Perhitungan Luas Perpindahan Kalor (*Heat Transfer Area*)

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

$$A = \frac{q_{tot}}{U \cdot \Delta T_m} \quad (2.15)$$

Sehingga panjang tube yang dibutuhkan adalah :

$$L = \frac{A}{\pi \cdot d_o \cdot N_t} \quad (2.16)$$

2.10. KOEFISIEN KONVEKSI DUA FASA

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 didih telah tidak ada. Untuk menghitung perpindahan panas pada setiap titik disepanjang pipa evaporator, kita perlu mengetahui dimana satu pola aliran berakhir dan pola yang lainnya mulai terjadi. Beberapa investigator telah

mempelajari pola aliran pada alir dua fasa dan diketahui bahwa hal itu tergantung pada parameter yang berbeda.

Hasil yang didapatkan pada umumnya dipresentasikan sebagai peta pola aliran dimana pola tersebut adalah fungsi dari *mass fluks* dan kualitas uap. Pada pipa horizontal gaya gravitasi akan menyebabkan aliran membuat suatu lapisan hanya pada daerah bawah pipa (*stratify flow*). Hal ini memiliki pengaruh yang cukup besar pada perpindahan panas karena koefisien heat transfer pada pola ini adalah sangat rendah antara uap dan dinding pipa. Bagian yang kering (*dry part*) pada pipa untu kasus ini bertindak sebagai luasan permukaan, mentransfer panas ke bagian pipa yang terendam. Dapat dikatakan secara umum bahwa ketika kualitas uap kurang dari 5-8%^[4] (Rohsenow & Hartnett 1973) mekanisme heat transfer memiliki kesamaan dengan didih kolam (*pool boiling*), perbedaan utamanya adalah di *forced convection boiling* memiliki kecepatan parallel terhadap permukaan yang dipanaskan.

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

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

where

$$Nu_m = \alpha_{mean} \cdot d / \lambda$$

mean Nusselt number

$$Re = 4 \cdot \dot{m} / (\pi \cdot d \cdot \mu)$$

Reynolds number

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

Pierre boiling number

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

L = tube length (m)

g = acceleration due to gravity

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

$$Nu_m < 420$$

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.

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

Water Type	Fouling Factors ($m^2 \cdot K/W$)
Seawater (43°C maximum outlet)	0.000275 to 0.00035
Brackish water (43°C maximum outlet)	0.00035 to 0.00053
Treated cooling tower water (49°C maximum outlet)	0.000175 to 0.00035
Artificial spray pond (49°C maximum outlet)	0.000175 to 0.00035
Closed-loop treated water	0.000175
River water	0.00035 to 0.00053
Engine jacket water	0.000175
Distilled water or closed-cycle condensate	0.00009 to 0.000175
Treated boiler feedwater	0.00009
Boiler blowdown water	0.00035 to 0.00053
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

Tabel 2.4 Nilai fouling faktor

BAB III

DATA PERANCANGAN EVAPORATOR

3.1 KONSEP PERANCANGAN

Dalam melakukan perancangan data-data yang digunakan, diolah berdasarkan kondisi sebenarnya di lapangan. Pada perancangan sebelumnya telah dibuat beberapa komponen. Sekarang, merupakan tahap pengembangan dari rancangan sebelumnya. Asumsi yang digunakan juga berdasarkan pendekatan terhadap keadaan sebenarnya yang mungkin atau berdasarkan kondisi umum. Evaporator ini dirancang untuk mendapatkan kondisi yang diharapkan dan disesuaikan pada kondisi di lapangan. Hal-hal yang menjadi batasan dan acuan untuk perancangan adalah :

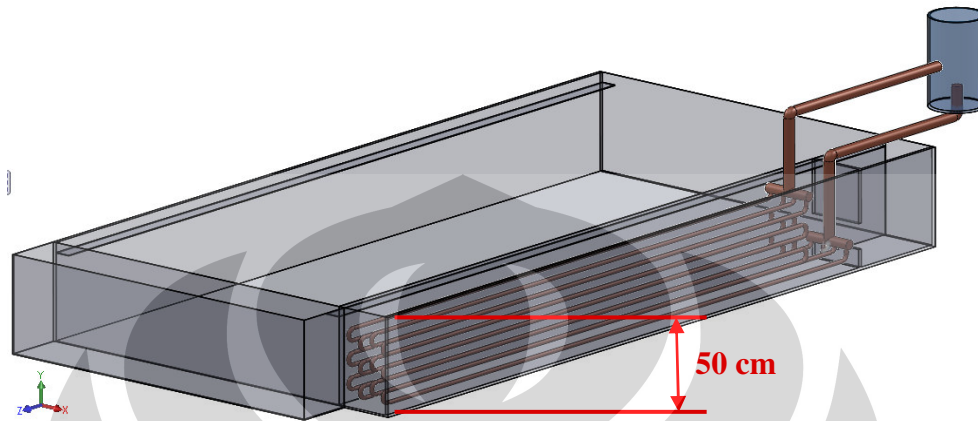
- Dapat ditempatkan dalam ruang evaporator yang ada dan tidak mengambil banyak *space*.
- Ukuran dan bentuk sesederhana mungkin.
- Desain yang mudah dalam proses manufacture dan maintenance.
- Waktu panen es, 1 hari 1x panen.
- Refrigeran yang digunakan yang mudah didapat, murah dan tidak perlu memakai tempat tambahan. Dalam perancangan ini dipakai R-22.
- *Mini Ice Plants* dapat ditempatkan didaerah terpencil dengan daya listrik yang tidak terlalu besar.
- Material yang digunakan harus murah, tahan karat, memiliki perpindahan kalor yang baik, mudah didapat dan mudah untuk perawatan. Dalam perancangan ini material yang dipakai tembaga.

3.2 DIMENSI *EVAPORATOR TANK*

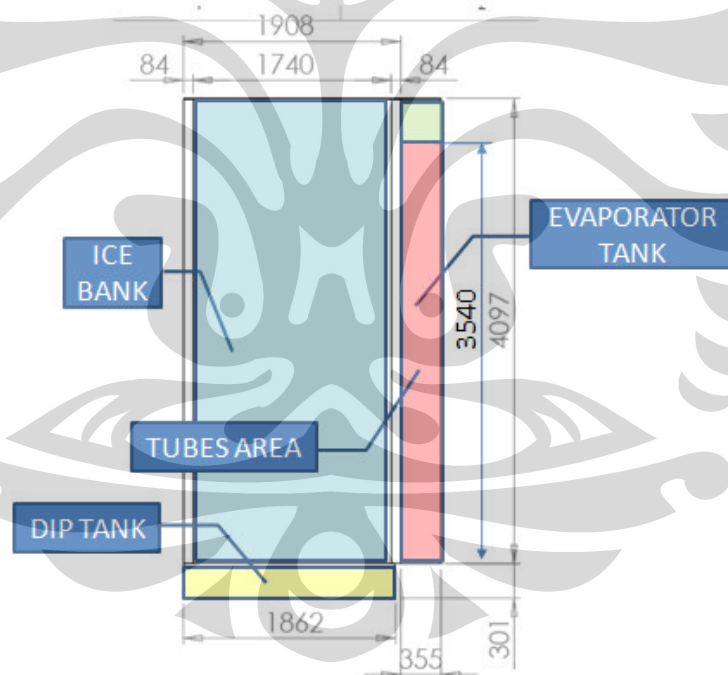
Evaporator tank adalah tempat dimana evaporator ditempatkan. Berdasarkan pengukuran terhadap *evaporator tank* yang ada, adalah :

Panjang (*l*) : 3540 mm
Lebar (*b*) : 355 mm
Tinggi (*h*) : 500 mm

Maka, dimensi evaporator tidak boleh melebihi ukuran tersebut. Diperhitungkan juga celah diantara sisi-sisinya untuk menempatkan *koil* dan ketinggian *brine*. Didalam evaporator juga ditempatkan *header* sebagai pembagi aliran refrigeran dari tanki tandon (*receiver*).



Gambar 3.1. Rancangan bentuk evaporator pada mini ice plant



Gambar 3.2 dimensi evaporator tank

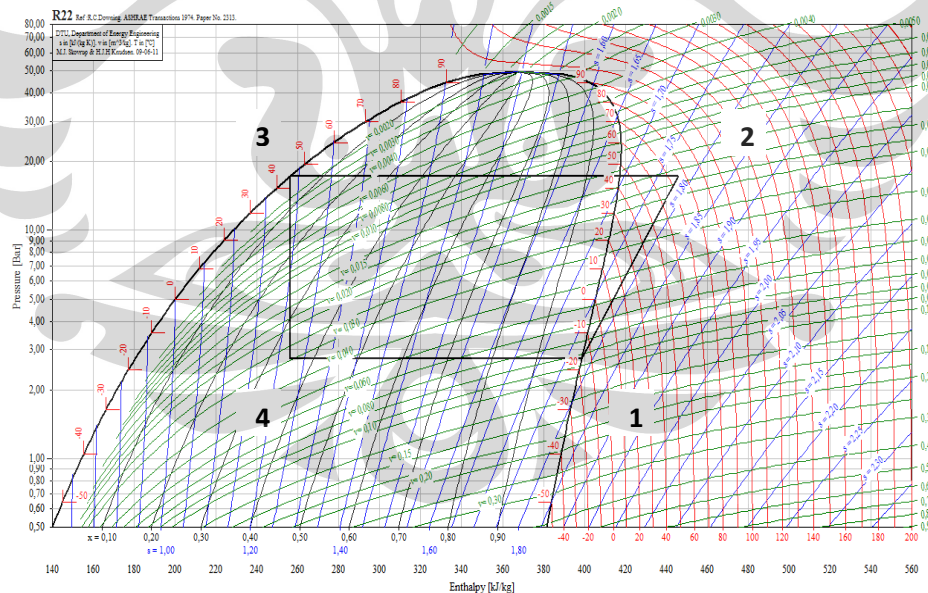
3.3 TEMPERATUR EVAPORATOR

Temperatur evaporator digunakan sebagai temperatur pendinginan untuk mendinginkan *brine* dan membekukan air. Terdapat karakteristik dari besarnya temperatur yang berpengaruh terhadap sifat dari refrigeran. Temperatur

evaporator harus dapat membekukan air dan lebih rendah dari titik beku *brine*. Hal ini dimaksudkan agar refrigeran dapat membekukan es. Temperatur evaporator juga harus lebih tinggi daripada titik beku refrigeran. Temperatur evaporator dapat divariasikan untuk mencari efek refrigerasi yang optimal. Titik beku air adalah 0 °C, Asumsi temperatur yang bekerja antara -13 °C~ 17 °C.

3.4 REFRIGERANT

Refrigeran yang digunakan dalam perancangan ini harus murah, mudah didapat, tidak beracun, ramah lingkungan, mudah dalam pengoperasian dan memiliki titik beku dibawah titik beku *brine*. Dalam perancangan ini R-22 digunakan sebagai refrigeran karena memenuhi persyaratan diatas. Temperatur condenser juga berpengaruh terhadap sifat dari refrigeran. Temperatur condenser sebesar 45 °C., Jenis condenser yang akan digunakan berpendingin udara dengan temperatur udara sekitar 35 °C^[5]. Temperatur evaporator bekerja pada suhu antara -13 °C ~ 17 °C. Maka, dengan menggunakan *p-h diagram* kita dapat membuat siklus refrigerasinya dan menentukan sifat dari R-22.



Gambar 3.3. *p-h diagram* untuk R-22

Data R-22 diambil dari *coolpack* adalah sebagai berikut:

- Temperatur evaporator -13 °C

	T	P	h	v
	[°C]	[Bar]	[Kj/Kg]	[m ³ /kg ¹]

Titik 1	-13	3,182	400,366	0,0724110
Titik 2	73,079	17,29	443,520	0,0161970
Titik 3	45	17,29	256,384	N/A
Titik 4	-13	3,182	256,384	0,0724110

Densitas (ρ) : 1327,66 kg/m³

Viskositas dinamik (μ) : 0,000259946 kg/m.s

Konduktivitas termal (k) : 0,106535 W/m.K

- **Temperatur evaporator -14 °C**

	T	P	h	v
	[°C]	[Bar]	[Kj/Kg]	[m ³ /kg ¹]
Titik 1	-14	3,068	399,961	0,074969
Titik 2	74	17,29	444	0,016025
Titik 3	45	17,29	256,384	N/A
Titik 4	-14	3,068	256,384	0,074969

Densitas (ρ) : 1330,85 kg/m³

Viskositas dinamik (μ) : 0,000262009 kg/m.s

Konduktivitas termal (k) : 0,10703 W/m.K

- **Temperatur evaporator -15 °C**

	T	P	h	v
	[°C]	[Bar]	[Kj/Kg]	[m ³ /kg ¹]
Titik 1	-15	2,957	399,553	0,077638
Titik 2	74	17,29	445	0,016082
Titik 3	45	17,29	256,384	N/A
Titik 4	-15	2,957	256,384	0,077638

Densitas (ρ) : 1334,01 kg/m³

Viskositas dinamik (μ) : 0,000264104 kg/m.s

Konduktivitas termal (k) : 0,107525 W/m.K

- **Temperatur evaporator -16 °C**

	T	P	h	v
	[°C]	[Bar]	[Kj/Kg]	[m ³ /kg ¹]
Titik 1	-16	2,849	399,143	0,080423
Titik 2	75	17,29	445	0,016139
Titik 3	45	17,29	256,384	N/A
Titik 4	-16	2,849	256,384	0,080423

Densitas (ρ) : 1337,25 kg/m³

Viskositas dinamik (μ) : 0,000266232 kg/m.s

Konduktivitas termal (k) : 0,108020 W/m.K

- **Temperatur evaporator -17 °C**

	T	P	h	v
	[°C]	[Bar]	[Kj/Kg]	[m ³ /kg ^l]
Titik 1	-17	2,745	398,73	0,0833310
Titik 2	75	17,29	445,884	0,0159690
Titik 3	45	17,29	256,384	N/A
Titik 4	-17	2,745	256,384	0,0833310

Densitas (ρ) : 1340,31 kg/m³

Viskositas dinamik (μ) : 0,000268395 kg/m.s

Konduktivitas termal (k) : 0,108515 W/m.K

3.5 BRINES

Brines merupakan refrigeran sekunder yang membekukan air dalam cetakan. *Brine* yang digunakan adalah air garam yang memiliki titik beku lebih rendah daripada air biasa. Selain itu, brine harus murah dan mudah didapat. Pada perancangan *mini ice plant*, digunakan *sodium chloride* sebagai refrigeran sekunder. *Sodium chloride* memiliki titik beku mencapai -21,60 °C dan persentase massa antara 7 % ~ 23 %. Dari *coolpack*, didapat data *sodium chloride* sebagai berikut :

% mass	ρ [kg/m ³]	Cp [kJ/kg.k]	k [W/m.K]	μ (10 ⁻⁵ Pa.s)	T _{freeze} [° C]
7	1053,36	3,803	0,562	188,261	-4,40
8	1061,35	3,772	0,561	192,152	-5,17
9	1069,33	3,742	0,56	196,042	-5,95
10	1077,31	3,712	0,559	199,932	-6,72
11	1085,29	3,681	0,557	203,832	-7,50
12	1093,28	3,651	0,556	208,408	-8,38
13	1101,26	3,62	0,555	212,993	-9,27
14	1109,24	3,59	0,554	218,015	-10,17
15	1117,22	3,56	0,553	223,693	-11,09
16	1125,21	3,529	0,551	229,371	-12,02
17	1133,19	3,499	0,55	238,438	-13,12
18	1141,17	3,469	0,549	248,351	-14,28
19	1149,15	3,438	0,548	258,511	-15,45
20	1157,14	3,408	0,547	269,656	-16,70
21	1165,12	3,378	0,545	280,801	-17,95
22	1173,1	3,347	0,544	292,154	-19,46
23	1181,08	3,317	0,543	303,581	-21,04

Tabel 3.1 karakteristik *sodium chloride* pada temperatur 0 °C

Untuk mengetahui kadar brine yang cocok untuk digunakan dilakukan pengukuran *baume density*. Biasanya pabrik es menggunakan sekitar $13 \sim 17 \text{ kg/m}^3$ ^[5] *baume density*. Berdasarkan hasil pengukuran di pabrik es, *baume density brine* yang digunakan sebesar 15 kg/m^3 . Maka diambil persentase *brine* sebesar 17%



Gambar 3.4 alat pengukur *baume density*

3.6 PERHITUNGAN AWAL

Dari data-data dan batasan yang diketahui maka dapat dilakukan perhitungan awal sebagai landasan untuk pengembangan *mini ice plant* berikutnya. Dalam pertimbangan perancangan dapat digunakan asumsi sebagai data permulaan dan iterasi.

3.6.1 PERHITUNGAN BEBAN REFRIGERASI

Proses pembuatan es balok adalah dengan cara membekukan air dari temperatur awalnya yang diturunkan sampai titik beku dari air tersebut. Pada *mini ice plant*, pemilihan mesin refrigerasi berdasarkan beban pendinginan yang harus dicapai. Data-data yang diolah sebagai berikut:

- Lebar cetakan = 0.19 m
- Jarak antar cetakan = 0.01 m
- Jarak penahan penyangga cetakan = 0.1m
- Lebar ice bank = 1.86 m

Jumlah cetakan dalam bak = 128 cetakan

Massa cetakan es = 6 kg

Massa air dalam satu cetakan = 12 kg

Jumlah es yang diproduksi = $12 \times 128 = 1536 \text{ kg} = \pm 1.5 \text{ ton}$

- Untuk memperoleh kalor yang dibutuhkan untuk membuat es, perhitungkan perubahan temperatur (ΔT). T_{awal} sebesar 27°C (300K) dan T_{beku} air 0°C (273K). Kalor jenis air $C_p = 4180 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, maka :

$$\begin{aligned} Q_{\text{air}} &= M_{\text{air}} \cdot C_p \text{ air} \cdot \Delta T \\ &= (12) \cdot (4180) \cdot (300-273) \\ &= 1354320 \text{ Joule} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} Q_{\text{laten}} &= M_{\text{air}} \cdot h_{1 \text{ es}} \\ &= (12) \cdot (334000) \\ &= 4008000 \text{ Joule} \end{aligned}$$

- Untuk memastikan air telah membeku seluruhnya maka temperaturnya diturunkan dari temperatur bekunya. T_{beku} air 0°C (273K) dan temperatur akhir $T_{\text{es}} -5^{\circ}\text{C}$ (268K). Kalor jenis es $C_p = 2020 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

$$\begin{aligned} Q_{\text{es}} &= M_{\text{es}} \cdot C_p \text{ es} \cdot \Delta T \\ &= (12) \cdot (2020) \cdot (273-268) \\ &= 121200 \text{ Joule} \end{aligned}$$

- Cetakan terbuat dari baja yang digalvanis dengan massa 6 kg dan tidak terjadi pembekuan sehingga hanya terjadi kalor sensible. Perubahan temperatur yang terjadi T_{awal} sebesar 27°C (300K) dan $T_{\text{akhir}} -5^{\circ}\text{C}$ (268K). Kalor jenis baja $C_p = 434 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, maka beban pendinginan untuk cetaka es sebesar :

$$\begin{aligned} Q_{\text{cetakan}} &= M_{\text{cetakan}} \cdot C_p \text{ cetakan} \cdot \Delta T \\ &= (6) \cdot (434) \cdot (300-268) \\ &= 83328 \text{ Joule} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{pendinginan}} &= n_{\text{es}} \cdot (Q_{\text{air}} + Q_{\text{laten}} + Q_{\text{es}} + Q_{\text{cetakan}}) \\
 &= 128 \cdot (1354320 + 4008000 + 121200 + 83328) \\
 &= 712556544 \text{ Joule}
 \end{aligned}$$

- Pada umumnya pabrik es di Indonesia menambahkan 15% dari perhitungan kapasitas berdasarkan teori. Dengan mengabaikan rugi-rugi kalor dan menambahkan *safety factor* tersebut, maka:

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{total}} &= Q_{\text{pendinginan}} \times \text{safety factor} \\
 &= 712556544 \times 1,15 \\
 &= 819440025,6 \text{ Joule}
 \end{aligned}$$

- 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. Asumsi waktu pembekuan sebesar 20 jam, maka :

$$\begin{aligned}
 q_{\text{evaporator}} &= \frac{Q_{\text{total}}}{t_{\text{pembekuan}}} \\
 &= \frac{819440025,6 \text{ [Joule]}}{(20 \times 3600) \text{ [detik]}} \\
 &= 11381,1115 \text{ [Watt]} \\
 &= 11,38 \text{ [kW]} \sim 3,23 \text{ TR}
 \end{aligned}$$

3.6.2 PERHITUNGAN DAYA MESIN REFRIGERASI

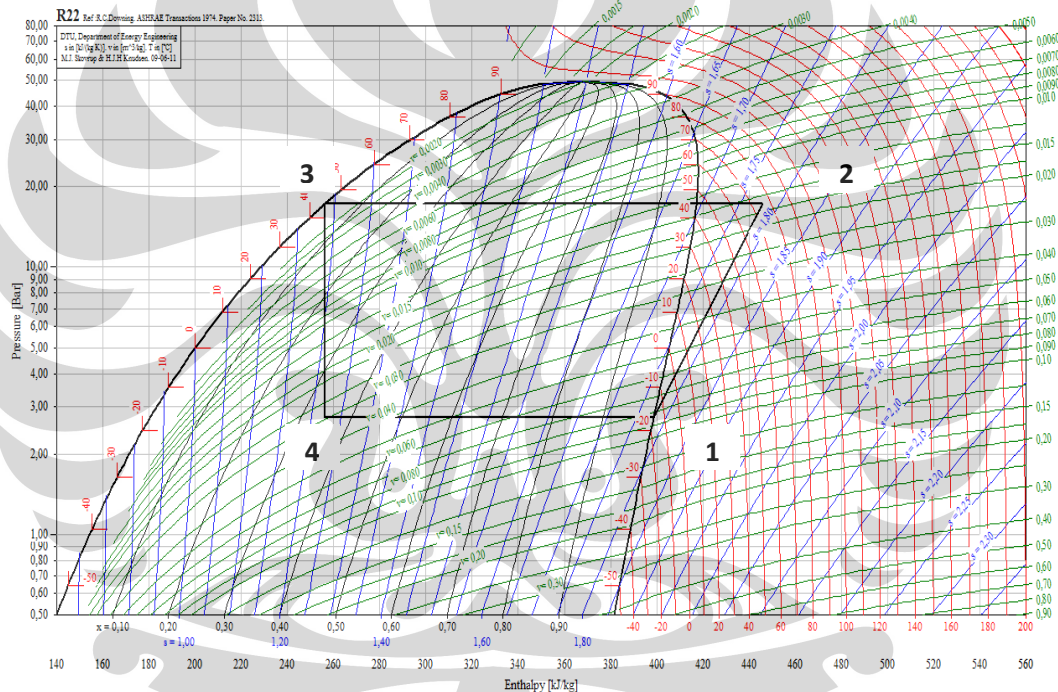
Dalam perancangan system refrigerasi, maka perlu dilakukan proses perhitungan dan pemilihan mesin-mesin refrigerasi. Untuk data awal maka digunakan asumsi-asumsi untuk pertimbangan perancangan. Data dan asumsi yang digunakan adalah sebagai berikut:

- Temperatur evaporator sebesar $-15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ dengan pertimbangan bahwa temperatur air garam yang akan didinginkan mencapai $-12 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Sehingga,

temperatur evaporator harus lebih besar dari temperatur terdingin air garam.

- Temperatur condenser sebesar 45 °C. jenis condenser yang akan digunakan berpendingin udara dengan temperatur udara sekitar 35 °C.
- Beban refrigerasi merupakan Q_{total} yang harus didinginkan oleh evaporator ($Q_{evaporator}$) Nilainya sebesar 11,38 kW.
- Refrigerant yang digunakan adalah R-22 dan laju aliran air garam mengikuti spesifikasi pompa sebesar 315 dm³/menit

Dengan menggunakan psychometric chart dari R-22 maka dapat dibuat siklus refrigerasi ideal dalam diagram p-h berikut :



TITIK	TEMPERATUR (T) [°C]	TEKANAN (p) [KPA]	ENTHALPY (h) [KJ/KG]	VOLUME JENIS (v) [M ³ /KG]
1	-15	2,95	399,5	0,077
2	74	17,3	444,6	0,016
3	45	17,3	256,4	N/A
4	-15	2,95	256,4	0,077

Dari data dan gambar diatas, maka untuk mendapatkan efek refrigerasinya sebagai berikut:

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

$$\begin{aligned}\Delta h_e &= h_1 - h_4 \\ &= 399,5 - 256,4 \\ &= 143,1 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned}\dot{m}_r &= \frac{q_{evap}}{\Delta h_e} \\ &= \frac{11,38}{143,1} \\ &= 0,079 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

- Proses kompresi terjadi dari titik 1 ke titik 2, maka besarnya enthalpy (Δh_k) adalah:

$$\begin{aligned}\Delta h_k &= h_2 - h_1 \\ &= 444,6 - 399,5 \\ &= 45,1 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

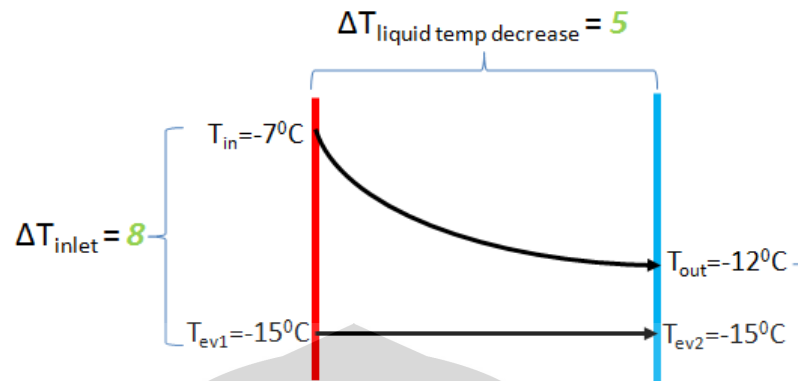
Besarnya daya yang dibutuhkan kompresor adalah :

$$\begin{aligned}W_{komp} &= \dot{m}_r \cdot \Delta h_k \\ &= 0,079 \cdot 45,1 \\ &= 3,58 \text{ kW} \sim 4,81 \text{ HP}\end{aligned}$$

- Proses kondensasi terjadi dari 2 ke titik 3, maka besarnya daya kondensasi (Q_{con}) dapat diketahui dari besarnya efek refigerasi dan daya kompresor yaitu sebesar :

$$\begin{aligned}Q_{cond} &= Q_{evap} + W_{komp} \\ &= 11,38 + 3,58 \\ &= 14,96 \text{ kW}\end{aligned}$$

3.6.3 PENENTUAN BEDA SUHU RATA-RATA LOGARITMIK (LMTD)



$$\begin{aligned}\Delta T_{lm} &= \frac{T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{inlet}}{\Delta T_{outlet}}\right)} = \frac{T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln\left(\frac{T_{in} - T_{ev1}}{T_{out} - T_{ev2}}\right)} \\ &= \frac{(-7) - (-12)}{\ln\left(\frac{-7 - (-15)}{-12 - (-15)}\right)} \\ \Delta T_{lm} &= 5,10^{\circ}C\end{aligned}$$

Dicek dengan Faktor Koreksi (F_T)

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

di mana besar F_T didapatkan dari

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{-12 - (-7)}{-15 - (-9)} = 0,65$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{-15 - (-15)}{-12 - (-7)} = 0$$

$T, t = \text{refrigeran, tube}$

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 maka, $F = 1,0, \dots$ untuk pendidihan dan kondensasi

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

3.6.4 PERHITUNGAN NILAI PERPINDAHAN KALOR MENYELURUH

Untuk mencari nilai perpindahan kalor menyeluruh (U) diperhitungkan nilai koefisien konveksi dalam tube dan diluar tube serta konduktivitas termal dari tube.

a. Perhitungan koefisien konveksi dalam tube

Didalam tube refrigerant yang mengalir sebagai fluida yang bekerja. Nilai koefisien konveksi yang dicari adalah nilai koefisien konveksi refrigerant.

- *Laju kecepatan massa (mass flow rate)*

$$\dot{m} = \frac{q_{\text{pembekuan}}}{\Delta h_e} = \frac{11,38}{143,1} = 0,079 \text{ [kg/s]}$$

\dot{m} = mass flow [kg/s]

$q_{\text{pembekuan}}$ = beban pendinginan [kW]

Δh_e = selisih enthalpy evaporasi [kJ/kg]

- *Kecepatan massa (mass velocity)*

$$G = \frac{\dot{m}}{A} = \frac{\dot{m}}{\pi/4 \cdot d_i^2} = \frac{0,079}{\pi/4 \cdot (0,0189)^2} = 282,81 \text{ [kg/m}^2 \cdot \text{sec]}$$

G = mass velocity [kg/m².s]

\dot{m} = mass flow [kg/s]

A = flow area [m²]

- *Reynolds number (Re)*

$$Re = \frac{G \cdot D_h}{\mu_l} = \frac{(282,81) \cdot (0,0189)}{2,62 \cdot 10^{-4}} = 20262,8404$$

Re = reynold's number

G = mass velocity [kg/m².s]

μ = viskositas dinamik [kg/m.s]

D_h = diameter hidraulik [m]

- *Nusselt number (Nu)*

$$K_f = \frac{\Delta h_e}{L \cdot N_f \cdot g} = \frac{143577}{(3,3) \cdot (24) \cdot (9,81)} = 180,338$$

K_f = Pierre boiling number

Δh_e = selisih enthalpy evaporasi [kJ/kg]

L = panjang evaporator [m]

Nt = jumlah tube (asumsi 24 buah)

g = percepatan gravitasi [m/s^2]

$$Nu_m = 1,1 \cdot 10^{-3} \cdot Re \cdot K_f^{0,5} = (1,1 \cdot 10^{-3}) \cdot (20262,85) \cdot (180,34^{0,5}) = 299,321 < 420$$

Nu_m = mean nusselt number

Re = reynolds number

- Koefisien konveksi aliran dalam tube

$$h = \frac{Nu_m \cdot k_t}{d_i} = \frac{(299,321) \cdot (0,1073)}{0,0189} = 1700,81 [W/m^2 \cdot K]$$

h = koefisien konveksi refrigerant [$W/m^2 \cdot K$]

Nu_m = nusselt number

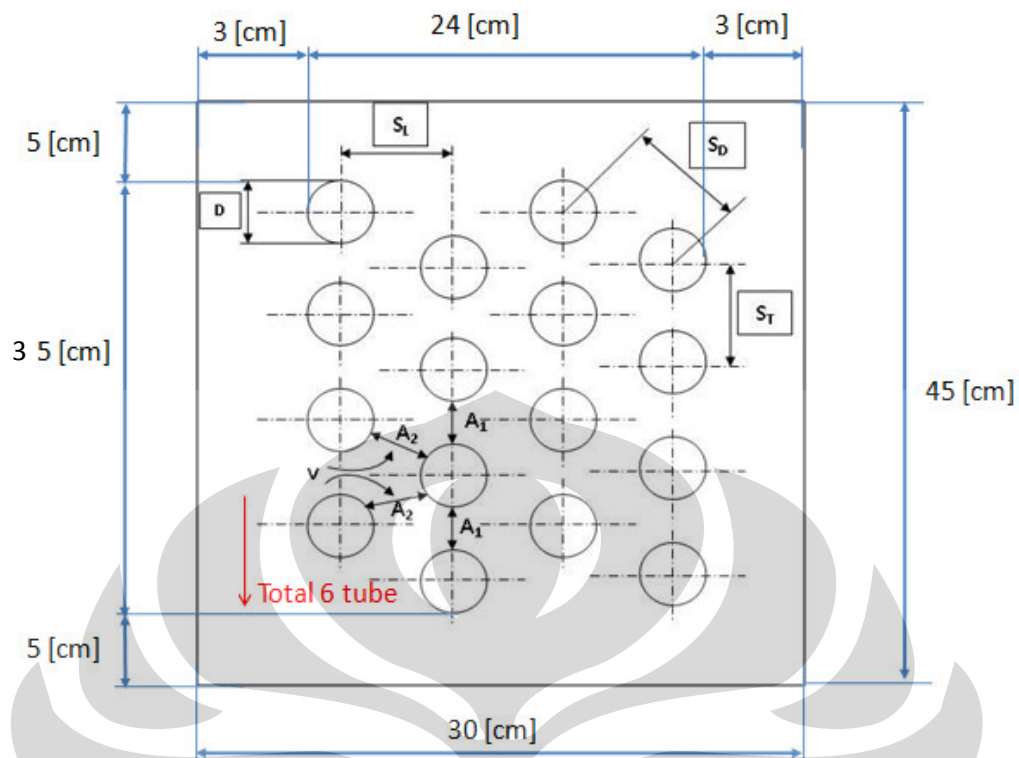
k = konduktivitas termal [$W/m \cdot K$]

D_h = diameter hidraulik [m]

b. Perhitungan koefisien konveksi luar tube

Asumsi Dimensi Tube

Dimensi Nominal Tube	:	3/4 in	
Diameter luar tube (d_o)	:	0,875 in	= 0,022 m
Diameter dalam tube (d_i)	:	0,745 in	= 0,019 m
Ketebalan (t)	:	0,065 in	= 0,002 m
Luasan tube bagian dalam (A _{pipe})	:	0,436 in	= 0,011 m
Jumlah tube (Nt)	:	24,000 tube	
St	:	0,067 m	
Sℓ	:	0,073 m	
(NL)	:	6 baris	
(NT)	:	6 baris	



- *Luas total permukaan aliran brine didalam evaporator tank*

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

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

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

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

- *Kecepatan aliran brine dalam evaporator tank:*

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

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

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

- *Kecepatan maksimum brine*

$$\text{Staggered: } S_d > \frac{S_T + d}{2} \quad U_{\max} = \frac{U_{\infty} S_T}{S_T - d} \quad \dots\dots\dots \text{pers (1)}$$

Staggered: $S_d < \frac{S_T + d}{2}$ $U_{\max} = \frac{U_{\infty} S_T}{2(S_d - d)}$ pers (2)

$$S_d = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$* S_d = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} = 0,08 \text{ [m]} > * (S_T - D_o) / 2 = 0,044 \text{ [m]}$$

Maka digunakan persamaan (1).

$$U_{\max} = \frac{U_{\infty} S_T}{S_T - d} = 0,062 \text{ [m/s]}$$

- *Reynolds number*

$$Re = \frac{\rho_b \cdot V_{\max} \cdot D_h}{\mu_b}$$

$$= 428$$

- *Prandtl number*

$$Pr = \frac{\mu_b \cdot Cp_b}{k_b} = 6,9$$

Dari data diatas, dilihat pada table didapat :

$$C_1 = 0,448$$

$$m = 0,568$$

- *Nusselt number*

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

$$= 39,64$$

- *Koefisien konveksi aliran luar tube*

$$h_b = \frac{Nu_b \cdot k_b}{d_o} = 954,3 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]}$$

c. Perhitungan nilai koefisien perpindahan kalor menyeluruh

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{f,o} + \frac{r_o}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) R_{f,i} + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) \frac{1}{h_i}}$$

$$= 435,061 [\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$$

3.6.5 PERHITUNGAN LUAS PERMUKAAN PERPINDAHAN PANAS

Luas area perpindahan kalornya adalah :

$$A = \frac{q_{tot}}{U \cdot \Delta T_m} = \frac{11,38 \cdot 1000}{435,061 \times 5,10} = 5,65 \text{ m}^2$$

Panjang tube yang dibutuhkan

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

$$L = \frac{A}{\pi \cdot d_o \cdot Nt} = \frac{5,65}{\pi \times 0,0222 \times 24} = 3,37 \text{ m}$$

Panjang evaporator < 3,5 m. Perancangan awal masuk dalam spesifikasi.

BAB IV

ANALISA SENSITIVITAS PERHITUNGAN

Dalam mencapai perancangan yang optimal, maka perlu diperhitungkan parameter-parameter yang paling mempengaruhi perancangan. Dilakukan iterasi untuk menghitung parameter yang digunakan. Batasan yang dijadikan acuan dalam analisa adalah :

- Ukuran ruang evaporator : 3540 x 350 x 500 mm
- Material tube : tembaga
- Konduktivitas termal tube (k_c) : 394 W/m.K
- Densitas tembaga : 8960 kg/m³
- Refrigeran : R-22
- Brine : sodium chloride
- Debit brine (spesifikasi pompa) : 0,00525 m³/s

Dalam analisa ini, dimensi merupakan batasan utama karena berhubungan dengan kondisi yang sebenarnya. Waktu pembekuan merupakan variable yang bisa divariasikan karena batasan pembekuan yang diinginkan 1 hari sebanyak 1 kali panen atau antara 12~24 jam. Iterasi dilakukan menggunakan *Microsoft excel*, dengan setting *maximum change* 0,001.

4.1 PENGARUH WAKTU PEMBEKUAN

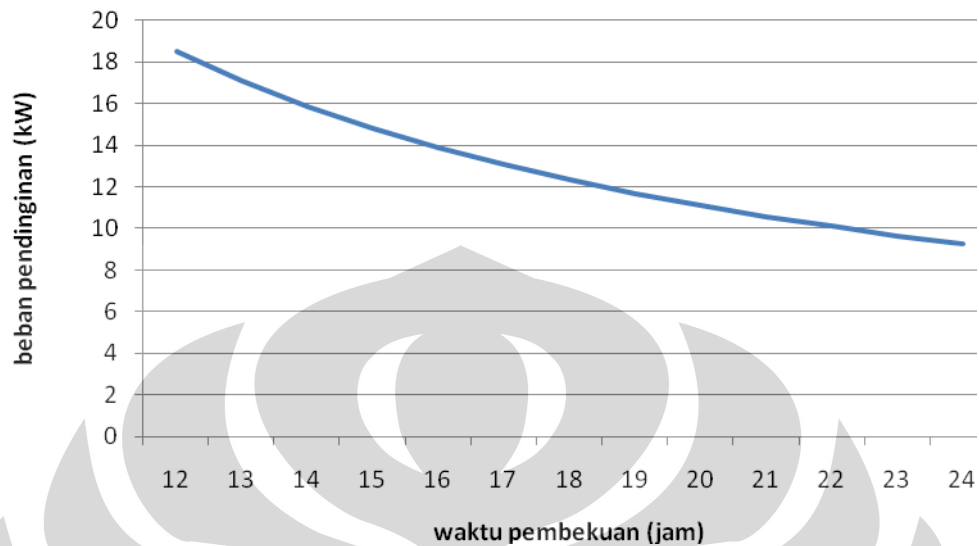
4.1.1 TERHADAP BEBAN PENDINGINAN

Berikut tabulasi perhitungan pengaruh waktu pembekuan terhadap beban pendinginan dengan melakukan iterasi.

Waktu pembekuan (jam)	beban pendinginan (kW)	Waktu pembekuan (jam)	Beban pendinginan (kW)
12	18,47	19	11,66
13	17,05	20	11,08
14	15,83	21	10,55
15	14,77	22	10,07
16	13,85	23	9,63
17	13,04	24	9,23
18	12,31		

Tabel 4.1 hasil perhitungan beban pendinginan berdasarkan waktu pembekuan

waktu pembekuan vs beban pendinginan



Gambar 4.1 grafik pengaruh waktu pembekuan terhadap beban pendinginan

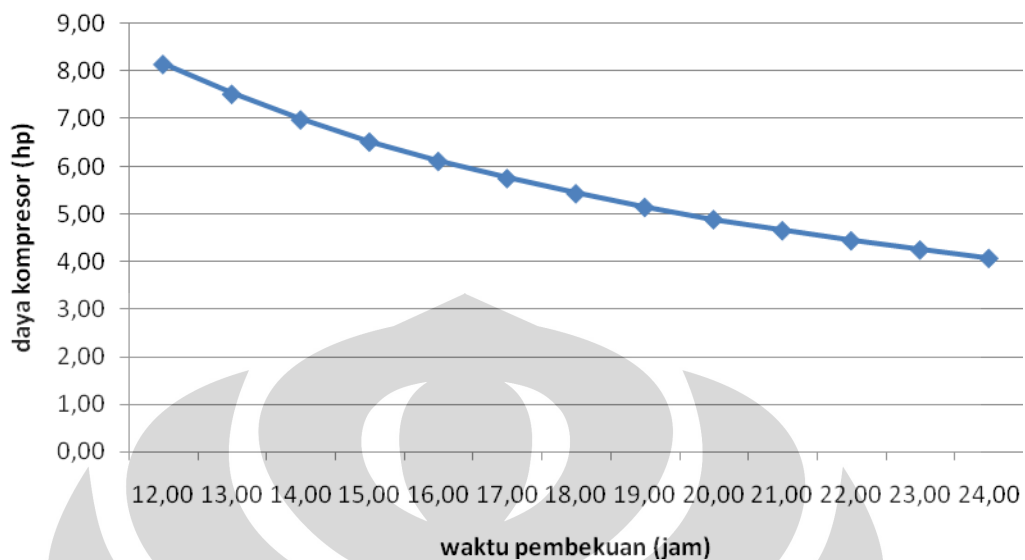
4.1.2 TERHADAP DAYA KOMPRESOR

Berikut tabulasi perhitungan pengaruh waktu pembekuan terhadap daya kompresor dengan melakukan iterasi.

Waktu pembekuan (jam)	Daya kompresor (hp)
12	8,16
13	7,53
14	6,99
15	6,53
16	6,12
17	5,76
18	5,44
19	5,15
20	4,89
21	4,66
22	4,45
23	4,26
24	4,08

Tabel 4.2 hasil perhitungan daya kompresor berdasarkan waktu pembekuan

waktu pembekuan vs daya kompresor



Gambar 4.2 grafik pengaruh waktu pembekuan terhadap daya kompresor

Dari grafik dapat dilihat pengaruh waktu pembekuan. Semakin lama waktu pembekuan maka semakin kecil beban pendinginan dan daya kompresor. Dari hasil analisa tersebut, maka dibatasi waktu pembekuan antara 18~22 jam.

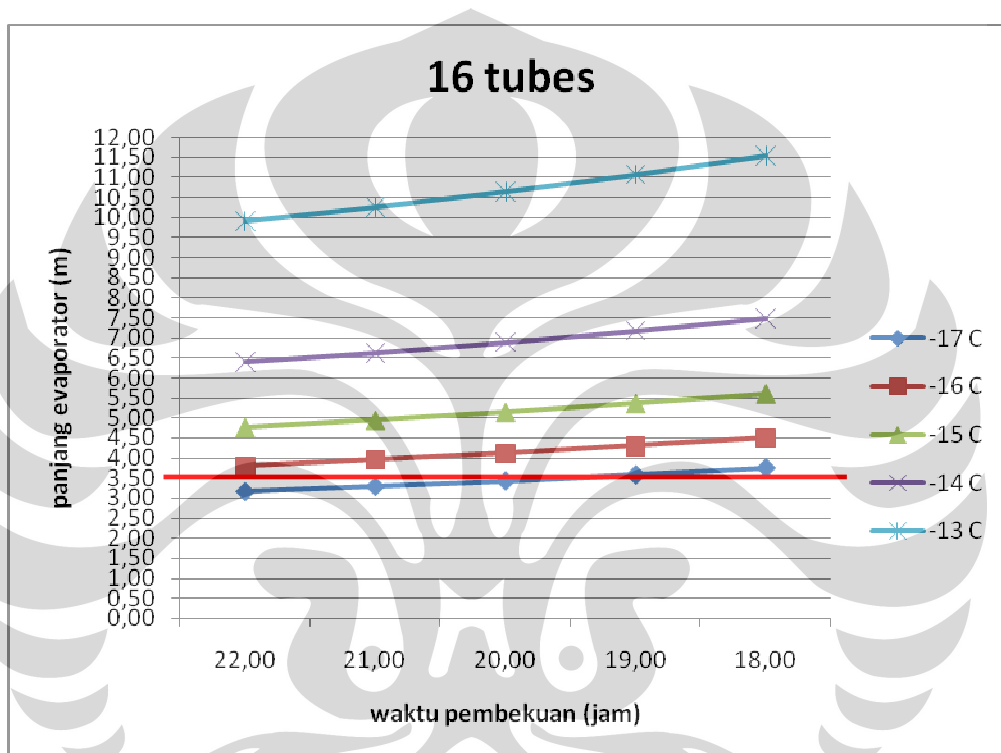
4.2 VARIASI TEMPERATUR EVAPORATOR DAN JUMLAH TUBE

Waktu pembekuan memiliki pengaruh yang penting dalam perancangan, dari hasil analisa sebelumnya maka waktu pembekuan dibatasi antara 18~22 jam. pada bab sebelumnya temperatur evaporator diasumsikan antara 13 °C ~ 17 °C. Jumlah tube yang masuk dalam dimensi *evaporator tank* sebanyak 24 tubes. Dengan 6 baris dan 4 kolom dan ukuran tube sebesar ¾ inch. Jumlah tube divariasikan dengan mengurangi jumlah baris dan dijaga agar dimensinya tetap masuk dalam batasan.

Dari hasil observasi, suhu LMTD pada mini ice plant antara 4 °C ~ 8 °C, maka diasumsikan suhu *brine* yang bekerja pada temperatur evaporator agar masuk dalam batasan LMTD sebesar $T_{in} = -7$ °C dan $T_o = -12$ °C. Berikut tabulasi perhitungannya dengan melakukan iterasi.

4.2.1 16 TUBES

16 tubes	Suhu evaporator (°C)				
Waktu pembekuan (jam)	-17,00	-16,00	-15,00	-14,00	-13,00
22,00	3,17	3,81	4,76	6,38	9,90
21,00	3,30	3,95	4,94	6,62	10,26
20,00	3,44	4,12	5,14	6,88	10,64
19,00	3,59	4,30	5,37	7,17	11,07
18,00	3,76	4,50	5,61	7,49	11,54

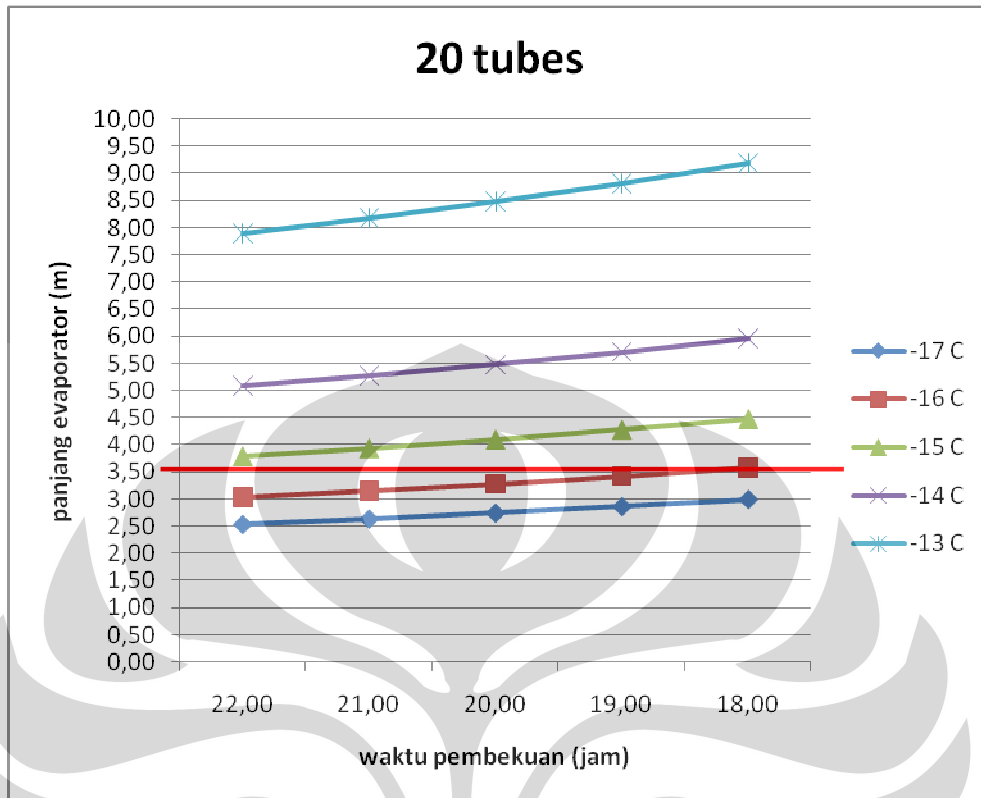


Gambar 4.3 grafik pengaruh variasi temperatur evaporator dengan 16 tubes

Dengan 16 tubes, hanya temperatur -17°C pada waktu pembekuan 22, 21, dan 20 jam.

4.2.2 20 TUBES

20 tubes	Suhu evaporator (°C)				
Waktu pembekuan (jam)	-17,00	-16,00	-15,00	-14,00	-13,00
22,00	2,53	3,03	3,79	5,09	7,90
21,00	2,63	3,15	3,94	5,28	8,18
20,00	2,74	3,28	4,10	5,49	8,49
19,00	2,86	3,43	4,28	5,71	8,82
18,00	3,00	3,59	4,47	5,97	9,20

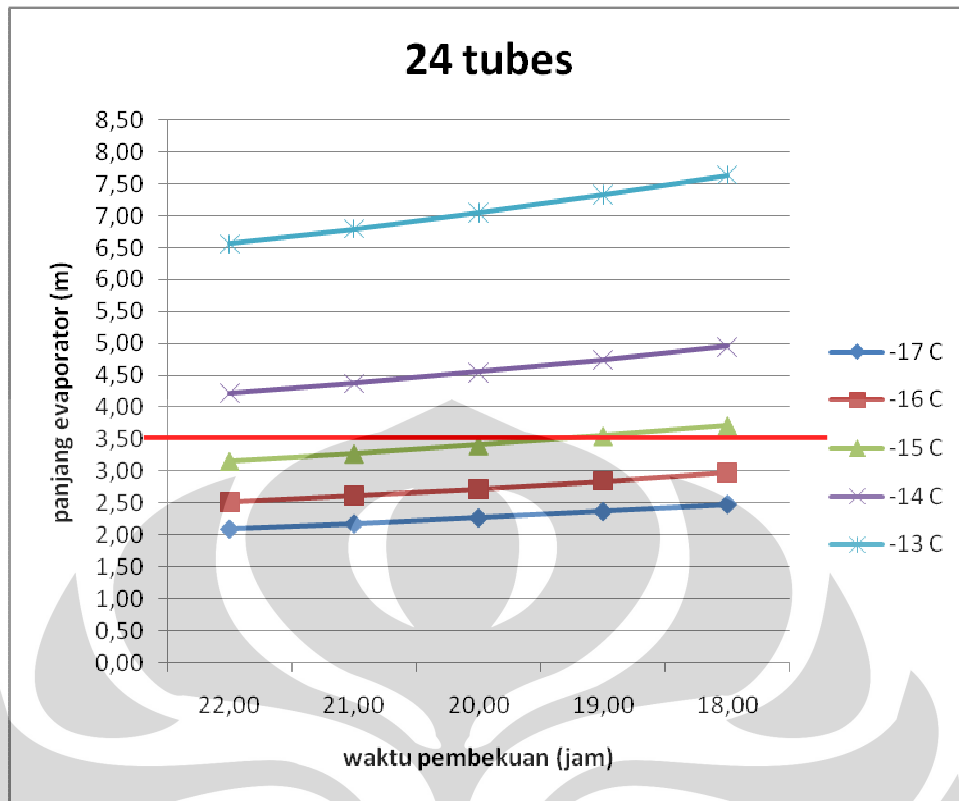


Gambar 4.4 grafik pengaruh variasi temperatur evaporator dengan 20 tubes

Dengan 20 tubes, hanya temperatur -17°C yang masuk dalam spesifikasi. Temperatur -16°C masuk bila waktu pembekuan 19~22 jam.

4.2.3 24 TUBES

24 tubes	Suhu evaporator ($^{\circ}\text{C}$)				
Waktu pembekuan (jam)	-17,00	-16,00	-15,00	-14,00	-13,00
22,00	2,10	2,52	3,15	4,22	6,56
21,00	2,18	2,62	3,27	4,38	6,79
20,00	2,27	2,73	3,40	4,55	7,05
19,00	2,37	2,84	3,52	4,75	7,33
18,00	2,49	2,98	3,71	4,96	7,64



Gambar 4.5 grafik pengaruh variasi temperatur evaporator dengan 20 tubes

- Dengan 24 tubes, hanya temperatur -17°C dan -16°C yang masuk dalam spesifikasi. Temperatur -15°C masuk bila waktu pembekuan antara 20~22 jam.

Dari grafik dapat dilihat, temperatur evaporator cukup sensitive terhadap perubahan dimensi evaporator. Semakin rendah suhu evaporator maka semakin besar panjang evaporatornya. Semakin lama waktu pembekuan maka semakin kecil panjang evaporatornya. Jumlah tube berkaitan dengan luasan area perpindahan panasnya. Semakin banyak jumlah tube maka luasan perpindahan panasnya semakin kecil dan panjang evaporator juga semakin kecil.

Perencanaan awal evaporator bisa diterima karena masuk dalam batasan. Dengan memakai 24 tube, beban kompresornya 4,81 HP.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 KESIMPULAN

Dari proses analisa perancangan maka dapat diambil beberapa kesimpulan. Yaitu :

- Pada rancangan ini menggunakan satu buah kontainer 20ft. Jumlah *ice can* sebanyak 128 buah dengan massa tiap *can* sebesar 6 kg dan tonase beban sebesar $\pm 1,5$ ton.
- Perancangan dibatasi dengan refrigerant yang dipakai adalah R-22 dan *brine* yang digunakan adalah sodium chloride. Jenis evaporator berupa *flooded evaporator* dengan konstruksi *bare coil*. Refrigerant dialirkan dari receiver ke koil evaporator menggunakan gaya gravitasi.
- Parameter yang divariasikan adalah waktu pembekuan, karena batasan waktu yang tidak ditetapkan, jumlah tube, karena berkaitan dengan efisiensi manufacturing dan suhu evaporasi, karena berpengaruh terhadap pemilihan mesin-mesin refrigerasi.
- Dimensi dari evaporator tank adalah 3540 x 355 x 500 m. maka besar evaporator tidak boleh melebihi ukuran tersebut.
- Waktu pembekuan berbanding terbalik terhadap cooling load, daya compressor dan panjang tube evaporator. Semakin besar waktu pembekuan maka semakin kecil cooling load, daya compressor dan panjang evaporator.
- Semakin besar suhu evaporasi maka semakin kecil panjang evaporator yang bisa masuk batasan tetapi semakin besar daya kompresornya. Perbedaan suhu antara refrigerant dengan brine menurut observasi berkisar antara $4^{\circ}\text{C} \sim 8^{\circ}\text{C}$

- Semakin kecil jumlah tube maka daya kompresor semakin besar, karena suhu evaporasi yang bekerja pada batasan panjang evaporator juga besar. Tetapi ongkos manufacturing menjadi kecil
- Dengan 16 tubes, hanya temperatur -17°C pada waktu pembekuan 22, 21, dan 20 jam.. Dengan 20 tubes, hanya temperatur -17°C yang masuk dalam spesifikasi. Temperatur -16°C masuk bila waktu pembekuan 19~22 jam. Dengan 24 tubes, hanya temperatur -17°C dan -16°C yang masuk dalam spesifikasi. Temperatur -15°C masuk bila waktu pembekuan antara 20~22 jam.
- Perhitungan perancangan awal bisa diterima dengan jumlah tube sebanyak 24 buah, waktu pembekuan 20 jam dan suhu evaporasi sebesar -15°C . LMTD sebesar $5,10^{\circ}\text{C}$ dan daya kompresor 4,63 hp.

5.2 SARAN

Dari proses analisa rancangan peralatan yang telah dibuat. Terdapat beberapa saran yang dapat membantu pendesainan ulang atau tahapan proses pengerjaan, yaitu :

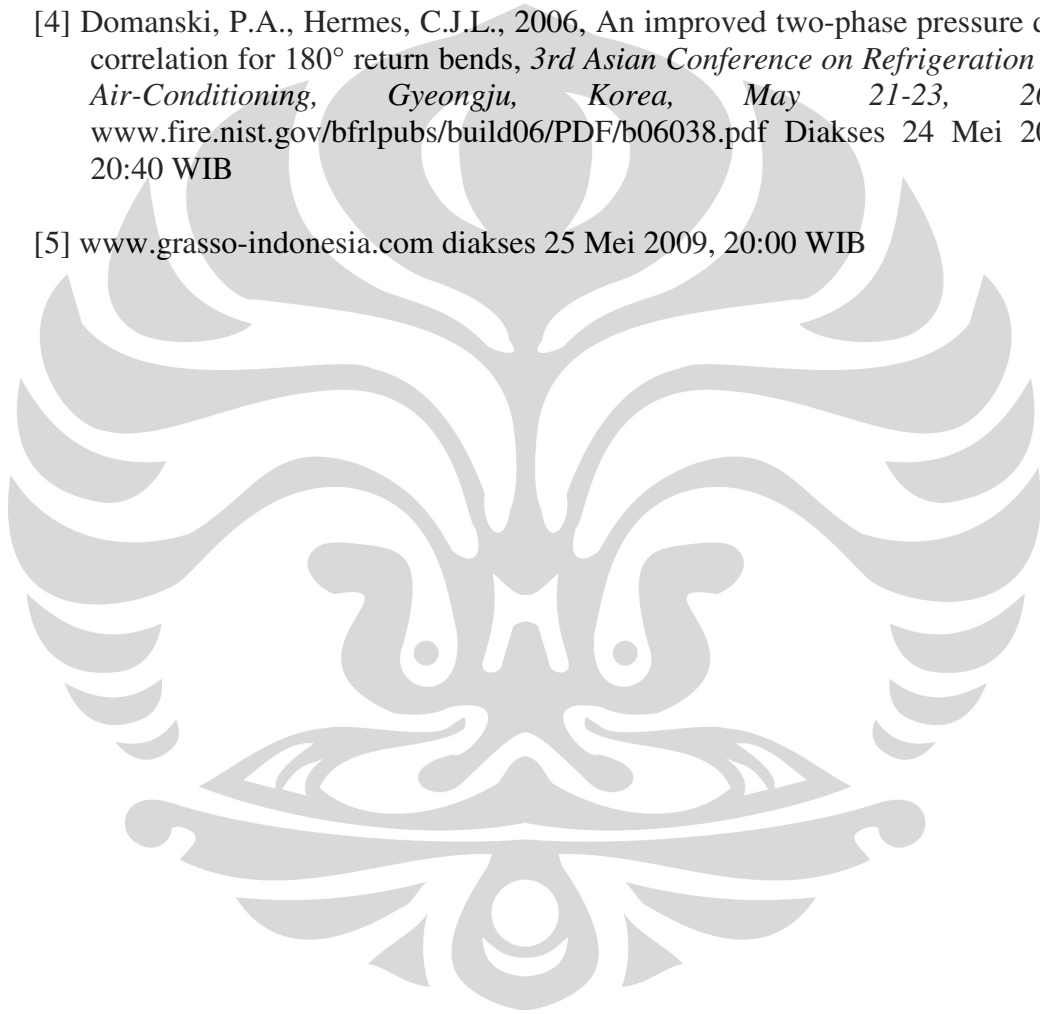
- Pemipaan terhadap evaporator lebih baik tidak banyak belokan karena dapat menurunkan tekanan yang mengalir dalam evaporator.
- Untuk pengembangan *mini ice plant* selanjutnya, pemilihan desain evaporator dapat diambil dari hasil analisa perhitungan yang masuk dalam daerah batasan batasan.
- Dalam pembuatan evaporator koil dibuatkan juga *baffles* atau penguat agar konstruksinya kokoh dan tahan getaran terhadap aliran *brine*.
- Penempatan posisi evaporator sebaiknya dalam daerah yang mudah dijangkau untuk kemudahan perawatan. Diberikan juga sekat pada ice bank untuk pengarah aliran brine untuk distribusi temperatur yang merata.
- Diberikan penutup pada bak dan *evaporator tank* untuk mengurangi *heat loss* akibat *mass transfer*.
- Penempatan mesin-mesin refrigerasi harus aman, tidak menimbulkan kebisingan dan memudahkan proses aliran refrigeran.

DAFTAR PUSTAKA

- 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*, terjemahan. 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
- www.grasso-indonesia.com, *GEA Grasso Indonesia Block Ice Plant.pdf* diakses mei 2009, 20:00 WIB
- Threkeld, James L. 1970. *Thermal Environmental Engineering 2nd edition*. PRENTICE-HALL, Inc. Eaglewood Cliffs, New Jersey
- Kristanto, Laurentius Y. (2007). *Perancangan Mesin Refrigerasi Pada Container II Mini Ice Plant*. Depok: Departemen Teknik Mesin Universitas Indonesia.
- Adhiwena, Ivan. (2008). *Pengukuran Dan Analisa Distribusi Temperatur Pada Ice Bank Untuk Optimasi Pengembangan Mini Ice Plant*. Depok: Departemen Teknik Mesin Universitas Indonesia.
- Ayuba, Chairil. (2008). *Proses Pembuatan Dan Analisa Kekuatan Ruang Produksi Pada Mini Ice Plant*. Depok: Departemen Teknik Mesin Universitas Indonesia.

DAFTAR ACUAN

- [1] <http://tentangikan.wordpress.com//produksi-perikananbudidaya-dan-tangkap-indonesia-2004-2007/> diakses 20 Mei 2009, 23:19 WIB
- [2] Shah, Ramesh K., Dusan P. Sekulic 2003, *Fundamental of Heat Exchanger Design*, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc, hlm 388
- [3] www.cooperinfo.com diakses 24 Mei 2009, 20:00 WIB
- [4] 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 Diakses 24 Mei 2009, 20:40 WIB
- [5] www.grasso-indonesia.com diakses 25 Mei 2009, 20:00 WIB



DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1. Tabel iterasi perhitungan parameter mini ice plant dengan variasi waktu, jumlah tube dan suhu evaporasi

T evap (°C)	LMTD (°C)	t pembekuan (jam)	Jumlah tube	Overall HT	Luas HT (m ²)	Panjang evap (m)	Q comp (hp)
-17,00	7,96	22,00	16,00	429,11	3,33	2,99	4,45
-17,00	7,96	21,00	16,00	432,04	3,47	3,11	4,66
-17,00	7,96	20,00	16,00	435,07	3,62	3,24	4,89
-17,00	7,96	19,00	16,00	438,20	3,78	3,39	5,15
-17,00	7,96	18,00	16,00	441,44	3,96	3,55	5,44
-17,00	7,96	22,00	20,00	430,83	3,32	2,38	4,45
-17,00	7,96	21,00	20,00	433,78	3,46	2,48	4,66
-17,00	7,96	20,00	20,00	436,83	3,60	2,58	4,89
-17,00	7,96	19,00	20,00	439,98	3,77	2,70	5,15
-17,00	7,96	18,00	20,00	443,24	3,95	2,83	5,44
-17,00	7,96	22,00	24,00	432,57	3,31	1,97	4,45
-17,00	7,96	21,00	24,00	435,54	3,44	2,05	4,66
-17,00	7,96	20,00	24,00	438,61	3,59	2,14	4,89
-17,00	7,96	19,00	24,00	441,78	3,75	2,24	5,15
-17,00	7,96	18,00	24,00	445,06	3,93	2,35	5,44
-16,00	6,95	22,00	16,00	420,58	3,89	3,49	4,34
-16,00	6,95	21,00	16,00	423,65	4,05	3,63	4,55
-16,00	6,95	20,00	16,00	426,82	4,22	3,78	4,77
-16,00	6,95	19,00	16,00	430,10	4,41	3,95	5,03
-16,00	6,95	18,00	16,00	433,49	4,62	4,14	5,31
-16,00	6,95	22,00	20,00	421,78	3,88	2,78	4,34
-16,00	6,95	21,00	20,00	424,87	4,04	2,89	4,55
-16,00	6,95	20,00	20,00	428,07	4,21	3,02	4,77
-16,00	6,95	19,00	20,00	431,37	4,40	3,15	5,03
-16,00	6,95	18,00	20,00	434,79	4,60	3,30	5,31
-16,00	6,95	22,00	24,00	423,94	3,86	2,31	4,34
-16,00	6,95	21,00	24,00	426,58	4,02	2,40	4,55
-16,00	6,95	20,00	24,00	429,79	4,19	2,50	4,77
-16,00	6,95	19,00	24,00	433,12	4,38	2,61	5,03
-16,00	6,95	18,00	24,00	436,56	4,59	2,74	5,31
-15,00	5,94	22,00	16,00	410,17	4,67	4,18	4,23
-15,00	5,94	21,00	16,00	413,40	4,85	4,35	4,44
-15,00	5,94	20,00	16,00	416,73	5,06	4,53	4,66
-15,00	5,94	19,00	16,00	420,18	5,28	4,73	4,90

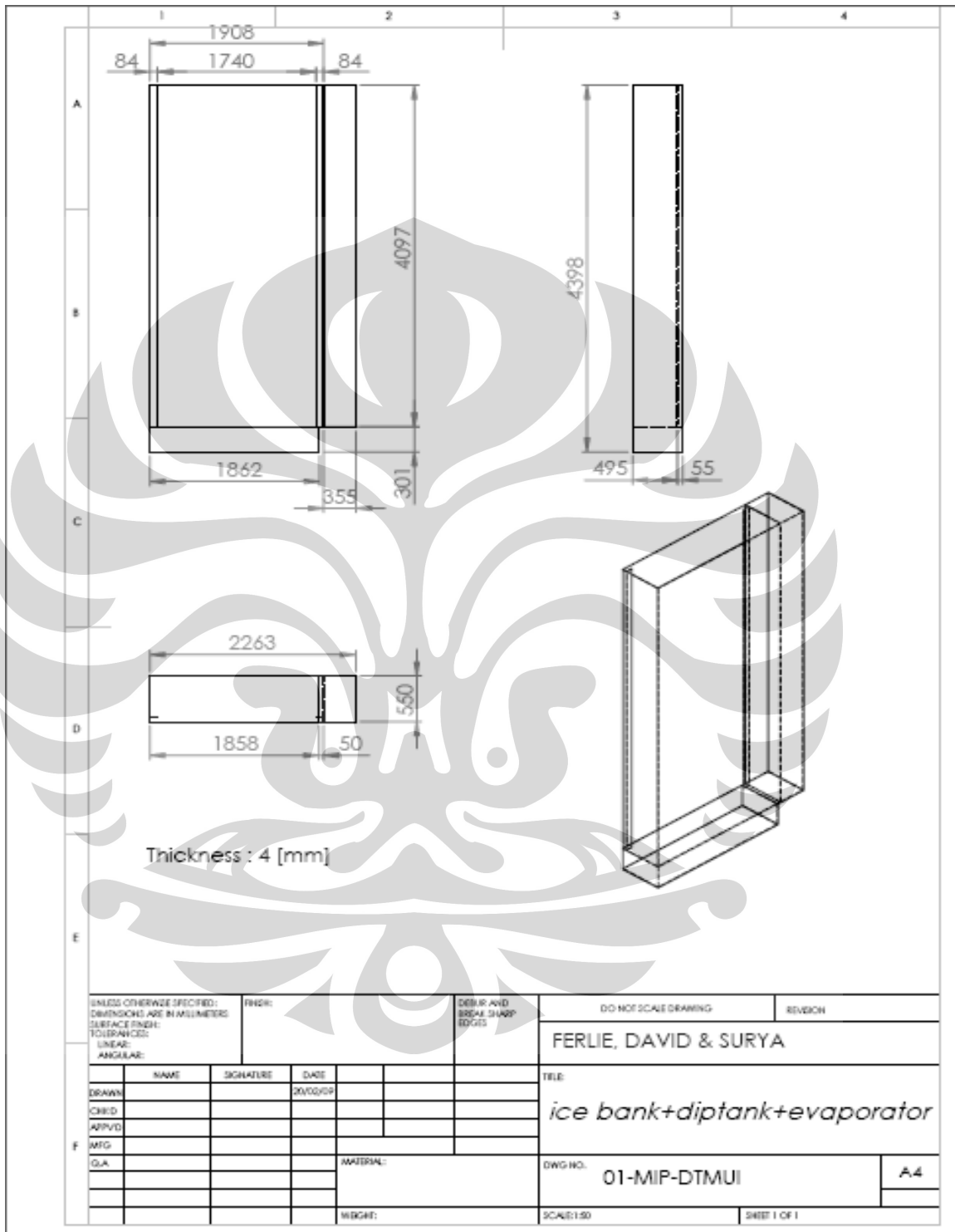
-15,00	5,94	18,00	16,00	423,75	5,53	4,95	5,17
-15,00	5,94	22,00	20,00	411,78	4,65	3,33	4,23
-15,00	5,94	21,00	20,00	415,02	4,84	3,46	4,44
-15,00	5,94	20,00	20,00	418,37	5,04	3,61	4,66
-15,00	5,94	19,00	20,00	421,84	5,26	3,77	4,90
-15,00	5,94	18,00	20,00	425,43	5,50	3,94	5,17
-15,00	5,94	22,00	24,00	413,40	4,63	2,77	4,23
-15,00	5,94	21,00	24,00	416,66	4,82	2,88	4,44
-15,00	5,94	20,00	24,00	420,04	5,02	3,00	4,66
-15,00	5,94	19,00	24,00	423,53	5,24	3,13	4,90
-15,00	5,94	18,00	24,00	427,14	5,48	3,27	5,17
-14,00	4,93	22,00	16,00	397,05	5,81	5,21	4,13
-14,00	4,93	21,00	16,00	400,46	6,04	5,41	4,33
-14,00	4,93	20,00	16,00	403,99	6,29	5,63	4,54
-14,00	4,93	19,00	16,00	407,64	6,56	5,87	4,78
-14,00	4,93	18,00	16,00	411,43	6,86	6,14	5,05
-14,00	4,93	22,00	20,00	398,57	5,79	4,15	4,13
-14,00	4,93	21,00	20,00	402,00	6,02	4,31	4,33
-14,00	4,93	20,00	20,00	405,55	6,26	4,49	4,54
-14,00	4,93	19,00	20,00	409,23	6,53	4,68	4,78
-14,00	4,93	18,00	20,00	413,04	6,83	4,89	5,05
-14,00	4,93	22,00	24,00	400,11	5,77	3,44	4,13
-14,00	4,93	21,00	24,00	403,56	5,99	3,58	4,33
-14,00	4,93	20,00	24,00	407,13	6,24	3,72	4,54
-14,00	4,93	19,00	24,00	410,83	6,51	3,88	4,78
-14,00	4,93	18,00	24,00	414,67	6,80	4,06	5,05
-13,00	3,92	22,00	16,00	379,70	7,66	6,86	4,03
-13,00	3,92	21,00	16,00	383,34	7,95	7,12	4,22
-13,00	3,92	20,00	16,00	387,11	8,26	7,40	4,43
-13,00	3,92	19,00	16,00	391,02	8,61	7,71	4,66
-13,00	3,92	18,00	16,00	395,08	9,00	8,06	4,92
-13,00	3,92	22,00	20,00	381,11	7,63	5,47	4,03
-13,00	3,92	21,00	20,00	384,78	7,92	5,67	4,22
-13,00	3,92	20,00	20,00	388,57	8,23	5,90	4,43
-13,00	3,92	19,00	20,00	392,50	8,58	6,15	4,66
-13,00	3,92	18,00	20,00	396,58	8,96	6,42	4,92
-13,00	3,92	22,00	24,00	382,55	7,60	4,54	4,03
-13,00	3,92	21,00	24,00	386,23	7,89	4,71	4,22
-13,00	3,92	20,00	24,00	390,05	8,20	4,90	4,43
-13,00	3,92	19,00	24,00	394,00	8,55	5,10	4,66
-13,00	3,92	18,00	24,00	398,11	8,93	5,33	4,92

Lampiran 2. Tabel pengukuran suhu brine pada pabrik es pada bak 1 & 2

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 3. Gambar diptank, evaporator tank dan ice bank



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 -
(°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

www.EngineeringToolBox.com