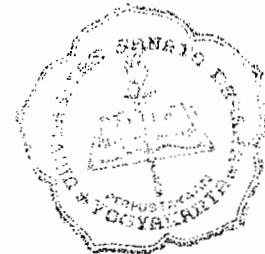


COLD STORAGE DESIGN FOR “COCA COLA” COMPANY

TUGAS AKHIR

Untuk memenuhi sebagian persyaratan
mencapai derajat Sarjana S-1

Program Studi Teknik Mesin
Jurusan Teknik Mesin



Diajukan oleh :

Agustinus Dony Setyawan

NIM : 985214087

Kepada

FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS SANATA DHARMA
YOGYAKARTA

2004

TUGAS AKHIR

COLD STORAGE DESIGN FOR “COCA COLA” COMPANY

Oleh :

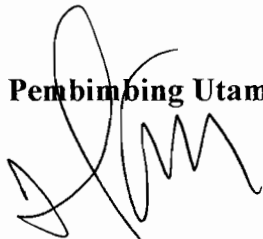
AGUSTINUS DONY SETYAWAN

NIM : 985214087

NIRM : 980051123109120087

Teiah disetujui untuk diuji oleh :

Pembimbing Utama



Ir. Greg. Harjanto

tanggal 19 Oktober 2004

Pembimbing Kedua



Ir. FA. Rusdi Sambada, MT

tanggal 19 Oktober 2004

TUGAS AKHIR

COLD STORAGE DESIGN FOR "COCA COLA" COMPANY

Yang dipersiapkan dan disusun oleh :

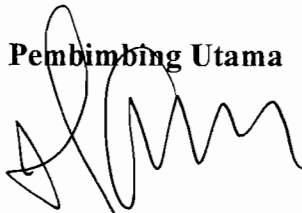
NAMA : AGUSTINUS DONY SETYAWAN

NIM : 985214087

Telah dipertahankan di depan Dewan Penguji
pada tanggal 10 Desember 2004

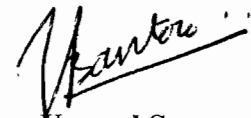
Susunan Dewan Penguji

Pembimbing Utama



Ir. Greg. Harjanto

Anggota Dewan Penguji

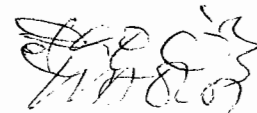


Ir. Agus Unggul S.

Pembimbing Kedua



Ir. FA. Rusdi Sambada, MT



Ir. PK. Purwadi, MT



Yosef Agung C, ST., MT

Tugas akhir ini telah diterima sebagai salah satu
persyaratan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

Yogyakarta, tgl. 24 - 01 - 2005

Fakultas Teknik
Universitas Sanata Dharma
Yogyakarta

Dekan



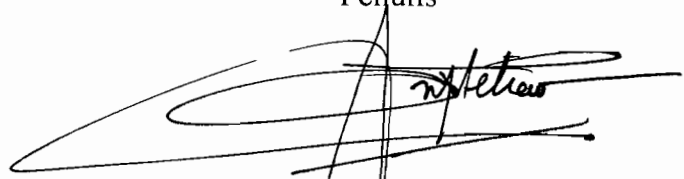
Ir. Greg. Heliarko, S.J., SS., B.ST., MA., MSc

PERNYATAAN KEASLIAN KARYA

Dengan ini saya menyatakan bahwa dalam Tugas Akhir ini tidak terdapat karya yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar kesarjanaan di suatu perguruan tinggi dan sepanjang pengetahuan saya juga tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan oleh orang lain, kecuali yang tertulis diacu dalam naskah ini dan disebut dalam daftar pustaka.

Yogyakarta, 19 Oktober 2004

Penulis

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Agustinus Dony Setyawan', written over a large, stylized, scribbled-out signature.

AGUSTINUS DONY SETYAWAN

NIM : 985214087



JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK - UNIVERSITAS SANATA DHARMA

Kampus III, Paingan Magurwoharjo, Sleman – Yogyakarta
Telp. (0274) 883037, 886530; Fax. (0274) 886529; Email: teknik@usd.ac.id

DAFTAR PERPROGRAMAN PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN

Nomor: 333/PT/USD/TKM/Agustus 2003

Disusun oleh :
Nama : ...

NPM : 385111007

Alamat : ...

JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNIK

Indonesiah : Psw. Pendingin dan Pemanas

Yogyakarta :

Disusun sebagai tugas mata kuliah ... Minimum dengan data sbd. Kondisi : 4-0-0-0
Kapasitas : 1 Ton. Refrigeran : Hydrocarbon Refrigeran. Rencanakan dan gambarkan
sistem pendingin tersebut dengan cara mesin refrigerasi

Yogyakarta : 28 Agustus 2003

Pembimbing Kedua

... ..

Yogyakarta, 28 Agustus 2003
Dosen Pembimbing Utama

... ..



JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK - UNIVERSITAS SANATA DHARMA
Kampus III, Paingan Maguwoharjo, Sleman – Yogyakarta
Telp. (0274) 883037, 886530; Fax. (0274) 886529; Email: teknik@usd.ac.id

PROPOSAL PENELITIAN

Tahun 2013/2014

Nama Mahasiswa :

Nomor Pendaftaran :

Program Studi :

Waktu Penelitian :

Tempat Penelitian :

Judul Penelitian :

Judul Naskah Soal

Desain dan pembuatan mesin pemrosesan dengan cara SSB. Mendaftar, 1-0-0-C.
Kapasitas 15 Ton, dengan hidrokarbon Refrigeran. Rencanakan dan gambar
yang lengkap beserta

Tanggal dimulai : 28 Agustus 2013

Pembimbing Utama :

Pembimbing Kedua : Ir. F.A. Kresna Samudra M.T.

INTISARI

Pembuatan karya tulis ini bertujuan untuk mengetahui cara merancang sebuah cold storage yang dapat bekerja secara efektif dan efisien. Produk yang disimpan di dalam cold storage ini berupa konsentrat atau bibit minuman untuk industri minuman dan bukan yang sudah berbentuk minuman di dalam botol atau kaleng. Tujuan dari penyimpanan konsentrat di dalam cold storage ini adalah agar kualitas seperti warna, aroma dan cita rasa dari konsentrat itu tetap terjaga baik sebelum dilakukan proses selanjutnya.

Perancangan yang dilakukan penulis meliputi penyusunan konstruksi bangunan cold storage yaitu bangunan berbentuk segi empat dengan ukuran bangunan panjang 12 m, lebar 10 m dan tinggi 3,5 m; pemilihan bahan isolasi yaitu untuk dinding dengan bahan semen, agregat pasir, kerikil, cork board dan hardplek, bahan isolasi untuk pintu yaitu kayu keras dan seng; menentukan komponen utama mesin refrigerasi serta melakukan beberapa perhitungan antara lain beban pendinginan diperoleh 81531,76 Btu/jam; perhitungan evaporator dan komponen pendukungnya diperoleh panjang evaporator 2,6 m dan lebar 1,46 m, tinggi 0,44 m; perhitungan kompresor diperoleh daya kompresor 5,84 kW dengan jenis kompresor rotary; perhitungan kondensor diperoleh panjang kondensor 4,26 m, diameter 0,945 m dengan jenis kondensor shell and tube; perhitungan katup ekspansi yaitu jenis thermostatis dan yang terakhir perhitungan menara pendingin dengan jenis CSA 33. Penentuan refrigeran yang dipakai yaitu refrigeran Petrozon Rossy - 12. Di samping itu perlu dilakukan perawatan guna menghindari dan mengurangi kerusakan yang seharusnya tidak terjadi.

ABSTRACT

This writing is purposed to know the way to design a cold storage wich is able to work effectively and efficiently. The product kept in the cold storage is the concentrate of beverage for drink industries and not the beverage in tins and cans. The purpose of keeping is to keep the quality of concentrate like colour, aroma and taste, before take to next process.

The designing wich is done by the writer is around the arrangement of the construction of cold storage building, that is square building with 12 m length, 10 m wide and 3,5 m height. The material selection like the wall made for cement Portland, sand agregade, gravel, cork board and hardplex. The isolation for the door made for hard wood and zink. To point the main component of the refrigerant machine, determining the refrigerant used and also doing calculations likes cooling load it's 81531,76 Btu/h; Evaporator, that is dry ekspansion evaporator with 2,6 m length, 1,46 m wide and 0,44 m height; Compressor that is rotary compressor with 5,84 kW power; Condenser that is shell and tube condenser with 4,26 m length and the diameter is 0,945 m; Expantion valve is thermostatic and The cooling tower is CSA 33. And then to poin the refrigerant used, that is Petrozon Rossy – 12.

Beside that, it is necessary to maintenance done to avoid or reduce any damages that will happen.

Kata Mutiara

*"Sesuai dengan benih yang telah ditabur,
Begitulah buah yang akan dipetikinya;
Lembuat kebaikan akan mendapat kebaikan
Lembuat kejahatan akan memetik kejahatan pula,
Taburkan olehmu biji-biji benih, dan engkau
pulalah yang akan merasakan buah-buah dari padanya."*

- Samyutta Nikaya -

*"Jangan menjadi kebanyakan orang tetapi
banyak-banyaklah jadi orang."*

Tugas Akhir ini saya persembahkan kepada :

- 1. Bapak dan Mamah yang telah memberi kesempatan kepada saya untuk menyelesaikan studi saya di Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.*
- 2. Om Drs. Anastasius Suroso (Alm) atas didikan, semangat dan spirit tiada henti.*
- 3. Kepada kakak-kakak dan adik-adikku : Mas Deddy, Mas Beny dan Willy yang banyak sekali memberi dukungan.*
- 4. Kepada semua guru dan dosen yang pernah mendidik saya sejak dari TK, SD, SMP, STM sampai Universitas.*
- 5. Teman-teman yang telah membantu saya dalam menyelesaikan tugas akhir ini.*

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Tuhan Yang Maha Esa, *Lord Jesus Christ* dan Sang Budha yang telah memberikan teladan, ajaran dan pancaran cinta kasih yang tiada tara kepada penulis sehingga berhasil menyelesaikan penulisan tugas akhir ini.

Tugas akhir ini merupakan salah satu syarat yang harus dipenuhi untuk meraih gelar sarjana teknik pada jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

Penulis mengambil tema Perancangan Cold Storage Untuk Industri Minuman dalam penyusunan tugas akhir ini berdasarkan minat penulis pada mata kuliah pesawat pendingin dan pemanas yang dapat dijadikan bekal dalam memasuki dunia kerja.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan di dalam tugas akhir ini. Untuk itu dengan rendah hati penulis sangat berharap akan saran dan kritik dari semua pihak demi kesempurnaannya.

Penulis mengucapkan banyak terima kasih kepada semua pihak yang banyak membantu penulis hingga terselesainya tugas akhir ini, yaitu kepada :

1. Romo Ir. Greg. Heliarko, SJ., SS., B.ST., MA., M.Sc., selaku dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
2. Bapak Yosef Agung Cahyanta, ST., MT, selaku ketua jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
3. Bapak Ir. Greg. Harjanto, selaku dosen pembimbing I atas waktu dan perhatian dalam membimbing penulis.

4. Bapak Ir. FA. Rusdi Sambada, MT., selaku dosen pembimbing akademik sekaligus dosen pembimbing II atas waktu, kesabaran, perhatian yang sangat kepada penulis.
5. Sekretariat Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma.
6. Kepada kedua orang tuaku yang selalu memberi semangat dan biaya, serta saudara-saudaraku (terima kasih atas dorongan semangatnya).
7. Semua teman-temanku di kampus.
8. Teman-teman terbaikku : Moko, Cawing, Kunciung Lencung dan anak-anak Temanggal Kalasan, Gogon, Nadia Fang, Kunti, Margaretha Ajeng, Antok, thank's for your care, spirit and help.
9. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Semoga pancaran kasih Allah yang maha pengasih selalu terpancar atas mereka semua atas perbuatan baik mereka kepada penulis.

Akhir kata, semoga laporan tugas akhir ini bermanfaat bagi banyak pihak.

Yogyakarta, Oktober 2004

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PERSETUJUAN	ii
HALAMAN PENGESAHAN	iii
HALAMAN PERNYATAAN	iv
HALAMAN SOAL	v
HALAMAN LEMBAR KONSULTASI	vi
INTISARI	vii
ABSTRACT	viii
KATA MUTIARA	ix
PERSEMBAHAN	x
KATA PENGANTAR	xi
DAFTAR ISI	xiii
DAFTAR GAMBAR	xvi
DAFTAR TABEL	xvii
BAB I. PENDAHULUAN	1
1.1. Mesin Refrigerasi	1
1.2. Siklus Pendinginan Udara	5
1.3. Pengertian <i>Cold Storage</i>	7
1.4. Metode Pembekuan Produk	8
1.5. Komponen Utama Mesin Refrigerasi	10
1.5.1. Kompresor	10
1.5.2. Evaporator	14
1.5.3. Kondensor	15
1.5.4. Katup Ekspansi	19
1.6. Refrigeran	19
BAB II. PERANCANGAN <i>COLD STORAGE</i>	25
2.1. Pengertian <i>Cold Storage</i>	25
2.2. Konstruksi <i>Cold Storage</i>	25



2.3.	Konstruksi Dinding, Atap, Lantai dan Pintu	26
2.4.	Bahan Isolasi	27
2.5.	Perhitungan Beban Pendinginan pada Ruang <i>Cold Storage</i> ..	28
2.5.1.	Beban Pendinginan dari Bangunan	29
2.5.2.	Beban Pendinginan Produk	34
2.5.3.	Beban Pendinginan dari Kaleng Konsentrat	36
2.5.4.	Beban Pendinginan Akibat Pergantian Udara	37
2.5.5.	Beban Pendinginan Akibat Sumber Panas Lain	38
2.6.	Perancangan Sistem Refrigerasi	40
2.7.	Diagram Tekanan (P) dan Enthalpy (h)	43
BAB III PERANCANGAN KOMPONEN UTAMA MESIN		
	REFRIGERASI	46
3.1.	Perancangan Evaporator	46
3.1.1.	Konstruksi Evaporator	46
3.1.2.	Perhitungan Evaporator Ruang <i>Cold Storage</i>	47
3.1.3.	Perancangan Sirip	51
3.1.4.	Penurunan Tekanan	56
3.1.5.	Komponen Pendukung Evaporator	59
3.2.	Perancangan Kompresor	62
3.2.1.	Konstruksi Kompresor	62
3.2.2.	Perhitungan Kompresor	63
3.2.3.	Pelumasan Kompresor	67
3.3.	Perencanaan Kondenser	68
3.3.1.	Pemilihan Kondenser	69
3.3.2.	Perhitungan Kondenser	69
3.3.3.	Konstruksi Kondenser	70
3.3.4.	Penurunan Tekanan di Kondenser	77
3.3.5.	Pemeriksaan Temperatur Udara Rata-rata	77
3.4.	Komponen Pendukung Sistem Refrigerasi	79
3.4.1.	Pompa	79
3.4.2.	Perancangan Menara Pendingin (<i>Cooling Tower</i>) ...	85

3.4.3.	Katup Ekspansi	89
3.4.4.	Pengering dan Saringan (<i>Filter Dryer</i>)	91
BAB IV	OPERASIONAL DAN PERAWATAN	94
4.1.	Operasional Mesin Refrigerasi	94
4.2.	Perawatan	95
BAB V	PENUTUP	98
5.1.	Data Teknik Hasil Dari Perancangan	98
5.2.	Kesimpulan	100
5.3.	Penutup	101

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1.	Siklus Pendinginan Absorpsi	6
Gambar 1.2.	Siklus Kompresi Uap	7
Gambar 1.3.	Kompresor sudu jenis <i>roller</i>	11
Gambar 1.4.	Bagian utama kompresor sekrup	12
Gambar 1.5.	Kompresor jenis torak	13
Gambar 1.6.	Kompresor jenis sentrifugal	13
Gambar 1.7.	Kondensor berpendingin dengan pipa rangkap	16
Gambar 1.8.	Kondensor berpendingin air dengan tabung dan pipa	17
Gambar 1.9.	Kondensor dengan pendingin udara	18
Gambar 2.1.	Skema bangunan	26
Gambar 2.2.	Konstruksi dinding	26
Gambar 2.3.	Konstruksi atap	26
Gambar 2.4.	Konstruksi lantai	27
Gambar 2.5.	Konstruksi pintu	27
Gambar 2.6.	Diagram tekanan (P) dan enthalpy (h)	43
Gambar 2.7.	Diagram tekanan dan enthalpy sistem refrigerasi	44
Gambar 2.8.	Diagram P-H	45
Gambar 3.1.	Konstruksi pipa evaporator	47
Gambar 3.2.	Penampang sirip segi empat	52
Gambar 3.3.	Contoh jenis pengering dan saringan	93

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Sifat Fisika dan Thermodinamika Petrozon	42
Tabel 2.2. Perbandingan Kinerja	42
Tabel 3.1. Faktor Pengotoran Normal	54
Tabel 3.2. Perbandingan F_k / F_ϕ	66
Tabel 3.3. Rating for Atmospheric Cooling Tower	86
Tabel 3.4. Bleed Off Rate	88

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Mesin Refrigerasi

Penemuan siklus refrigerasi dan perkembangan mesin refrigerasi merintis jalan bagi pembuatan dan penggunaan mesin penyejuk udara. Prinsip kerja dari mesin refrigerasi adalah menguapkan refrigeran dari fase cair menjadi gas. Penguapan ini membutuhkan kalor yang diambil dari udara di sekitarnya sehingga temperatur udara di sekitarnya menjadi turun.

Komponen utama dari mesin refrigerasi terdiri dari kompresor, kondensor, katup ekspansi dan evaporator. Komponen-komponen tersebut dibutuhkan untuk memenuhi siklus kerja aliran refrigeran yang meliputi proses kompresi, proses pengembunan, proses ekspansi dan proses penguapan.

Secara umum berdasarkan penggunaannya mesin refrigerasi dapat dikelompokkan ke dalam dua kelompok yaitu penggunaan mesin refrigerasi untuk mesin industri dan untuk kenyamanan atau pengkondisian udara.

Mesin refrigerasi dan pengkondisian udara saling berkaitan satu sama lain tetapi masing-masing mempunyai ruang lingkup yang berbeda. Penerapan mesin refrigerasi untuk industri meliputi pemrosesan makanan dan pengawetan makanan, penyerapan kalor dan bahan-bahan kimia, perminyakan dan industri petrokimia, serta penggunaan khusus pada industri manufaktur dan konstruksi. Penerapan teknik pengkondisian udara tidak hanya berfungsi sebagai pendingin tetapi lebih dari itu yaitu untuk mendapatkan kenyamanan. Arti dari

pengkondisian udara sendiri adalah proses perlakuan terhadap udara untuk mengatur suhu, kelembaban udara, kebersihan dan pendistribusiannya secara serentak dan merata guna mencapai kondisi nyaman yang dibutuhkan penghuni yang berada di dalamnya.

Kedua kelompok tersebut secara umum dalam perancangan sangat berbeda karena media atau suatu yang akan mendapat perlakuan pendinginan berbeda sehingga perhitungan mengenai faktor yang mempengaruhi bahan pendinginan juga berbeda.

Adapun macam dan kegunaan dari mesin refrigerasi adalah :

A. Refrigerasi Industri

Mesin refrigerasi untuk kebutuhan industri meliputi pengawetan makanan, penyerapan panas dari bahan kimia, industri perminyakan, petrokimia serta manufaktur dan konstruksi yang dapat dilihat lebih jelas sebagai berikut :

1) Penyimpanan dan Pendistribusian Makanan

Bahan makanan yang mudah rusak seperti daging, sayur, ikan dan buah-buahan dapat diperpanjang umurnya dengan melakukan penyimpanan pada temperatur rendah yaitu temperatur sedikit di atas titik bekunya. Adapun proses pengawetan dari bahan makanan adalah sebagai berikut :

a) Pembekuan

Usaha pembekuan makanan termasuk juga pendinginan udara hingga mendekati temperatur -30°C . Adapun cara yang dilakukan adalah :

- Pembekuan Celup : Pembekuan dengan cara mencelupkan bahan makanan ke dalam air garam atau *brine* yang bersuhu rendah.
- Pembekuan Sentuh : Pembekuan dengan cara meletakkan bahan makanan di antara plat-plat logam.
- *Fork Lift* : Pembekuan dengan cara meniupkan udara dingin dengan kecepatan tinggi ke arah timbunan paket-paket makanan di atas bantalan garpu pengangkat.
- Pembekuan Hamparan : Pembekuan dengan cara di mana partikel bahan makanan dihamparkan di atas ban berjalan sambil ditiupkan udara dingin dari arah bawahnya.

b) Ruang Pendingin (*Cold Storage*)

Untuk tetap menjaga kualitas bahan makanan, maka dilakukan usaha penyimpanan pada ruang penyimpanan hingga beberapa bulan. Kondisi penyimpanan yang baik untuk buah dan sayuran yaitu 10°C-20°C.

c) *Pendistribusian*

Bahan makan dibawa dari ruang penyimpanan ke pasar untuk didistribusikan kepada konsumen. Bahan tersebut harus dijaga tetap dingin dengan memasukkannya ke dalam almari sesuai dengan jenis bahan makanan itu.

2) Pemrosesan Produk Minuman

Mesin refrigerasi dalam pemrosesan minuman banyak dipergunakan pada produk-produk susu dan bahan minuman. Untuk produk susu, pengawetan produk ini dilakukan dengan cara menaikkan temperatur hingga 73°C untuk keperluan pasteurisasi susu selama 20 detik kemudian baru susu didinginkan pada temperatur 3°C sampai 4°C untuk penyimpanan.

Sedangkan untuk bahan minuman, pengaturan temperatur yang utama dalam proses pembuatan minuman adalah pada proses fermentasi yang berlangsung pada temperatur 8°C sampai 12°C . Fermentasi adalah proses eksotermis yang merupakan kunci dalam pembuatan alkohol. Pendinginan minuman ini merupakan faktor penting dalam pengolahan bahan minuman seperti sari buah-buahan, bir, dan anggur.

B. Pengkondisian Udara untuk Kenyamanan

Di samping untuk tujuan pengawetan makanan, minuman dan industri, mesin refrigerasi banyak digunakan untuk memenuhi kebutuhan manusia yaitu pengkondisian udara untuk kenyamanan. Beberapa pengkondisian udara antara lain :

1) Pengkondisian udara untuk rumah tinggal

Pada saat ini AC untuk rumah tinggal bukan hal yang mewah lagi. Sistem AC untuk rumah tinggal tersebut terdiri dari bermacam-macam bentuk dan ukuran disesuaikan dengan ukuran tempat tinggalnya, dan AC yang digunakan adalah sistem AC saluran tunggal atau *unitary*.

2) Pengkondisian udara untuk gedung

Pengkondisian udara untuk gedung meliputi gedung kantor, bioskop, tempat pertemuan umum, hotel, rumah sakit, toko, dan pusat perbelanjaan. Bangunan-bangunan tersebut biasanya menggunakan AC sentral yang terdiri dari satu atau lebih mesin pendingin. Bangunan-bangunan tersebut menggunakan AC yang berbeda-beda didasarkan pada besarnya kapasitas pendinginan dan tujuan penggunaan.

3) Pengkondisian udara untuk kendaraan

Kebanyakan kendaraan yang menggunakan AC adalah jenis mobil. Namun sekarang sudah banyak terpasang pula pada bus, kereta api, truk, pesawat terbang, kapal pesiar, dan masih banyak lagi. Beban pendinginan terbesar berasal dari sinar matahari dan panas yang dilepaskan oleh orang.

Di samping penggunaan di atas, mesin refrigerasi untuk industri dan pengkondisian udara seperti yang dilakukan di atas, masih banyak penggunaan mesin refrigerasi secara khusus walaupun kapasitas penggunaannya sangat kecil, namun sangat diperlukan untuk memenuhi kebutuhan manusia.

1.2. Siklus Pendinginan Udara

Di dalam teknik pendinginan terdapat beberapa macam siklus pendinginan, antara lain :

- 1) Siklus kompresi uap.
- 2) Siklus absorpsi.
- 3) Siklus *steam-jet*.
- 4) Siklus udara (khusus untuk pesawat terbang).

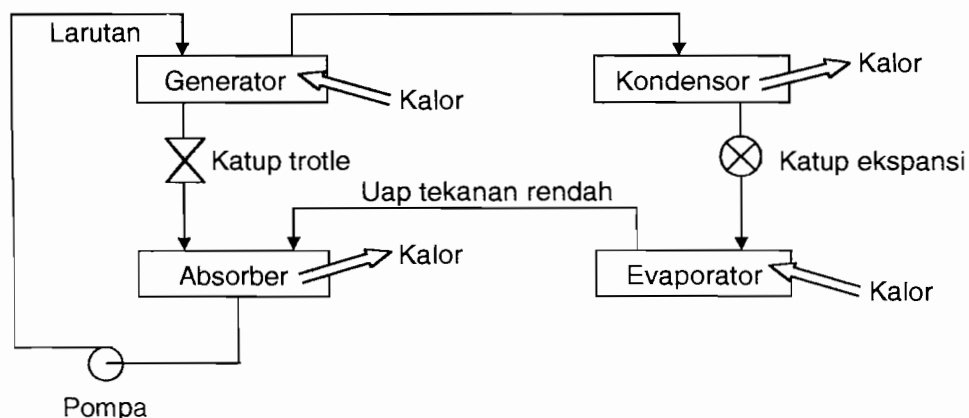
Di antara keempat siklus tersebut, siklus kompresi uap dan siklus absorpsi yang paling banyak digunakan.

Dalam siklus refrigerasi kompresi uap, kompresor menghisap refrigeran yang diuapkan di dalam evaporator. Kemudian uap refrigeran tersebut ditekan sampai mencapai tingkat keadaan mudah diembunkan.

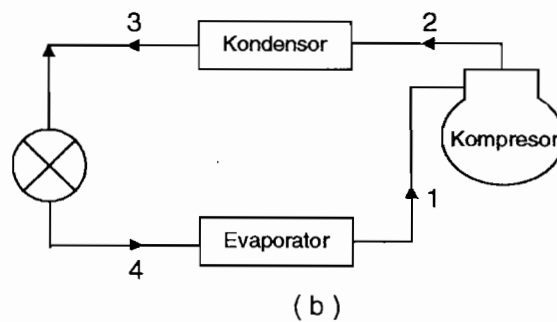
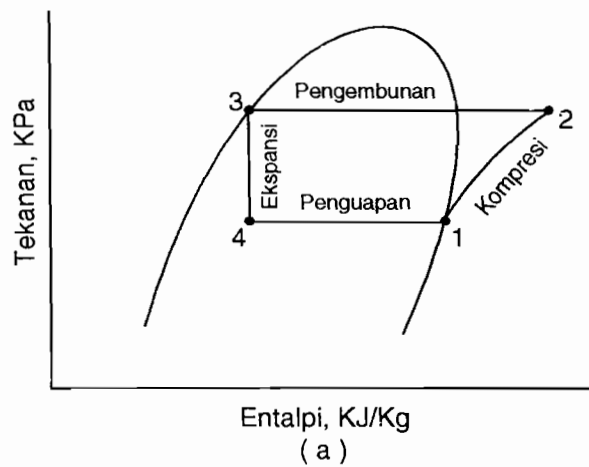
Sebaliknya, dalam siklus refrigerasi absorpsi, dipergunakan penyerap untuk menyerap refrigeran yang diuapkan di dalam evaporator sehingga menjadi suatu larutan absorpsi. Kemudian, larutan tersebut dimasukkan ke dalam sebuah generator untuk memisahkan refrigeran dari larutan absorpsi tersebut, dengan cara memanasi, yang sekaligus akan menaikkan tekanannya sampai mencapai tingkat keadaan mudah diembunkan.

Jadi perbedaan antara sistem absorpsi dan kompresi uap secara prinsip adalah :

- Pada sistem absorpsi, panas (biasanya nyala api) dipakai untuk mensirkulasikan refrigeran atau dengan kata lain memerlukan energi kalor.
- Pada sistem kompresi uap, kompresor yang digunakan untuk mensirkulasikan refrigeran (memerlukan daya untuk menggerakkan kompresor).



Gambar 1.1. Siklus Pendinginan Absorpsi



Gambar 1.2. Siklus Kompresi Uap

(a) diagram tekanan-entalpi ; (b) diagram aliran

Sumber : Refrigerasi & Pengkondisian Udara, W.F. Stoecker

1.3. Pengertian *Cold Storage*

Cold Storage adalah ruang pendingin untuk menyimpan produk atau dapat juga dikatakan tempat menurunkan temperatur suatu produk dengan tujuan mempertahankan kualitas produk selama periode tertentu. Produk yang disimpan biasanya berupa bahan makanan, sayur-sayuran, daging, ikan-ikanan, dan lain-lain. Pada bab ini akan direncanakan *cold storage* untuk menyimpan bahan baku dari minuman ringan berkarbonasi. Bahan baku itu merupakan bibit minuman atau yang dikenal dengan istilah *concentrate*. *Concentrate* ini disimpan pada suhu $4^{\circ}\text{--}6^{\circ}\text{C}$. Hal ini bertujuan untuk mempertahankan *concentrate* tersebut agar tidak terjadi perubahan warna, bentuk dan bau sehingga tetap memberikan rasa segar.

Keuntungan penggunaan *cold storage* adalah :

- Menjamin persediaan bahan untuk kelangsungan operasi pabrik.
- Dapat mengatur distribusi dan menstabilkan harga.
- Memperpanjang umur dari produk yang disimpan.
- Mempertahankan kualitas bahan dasar maupun produk selama periode tertentu.

Dalam perencanaan *cold storage* ini perlu diperhatikan kondisi lokasi, kapasitas produk, efek radiasi, kecepatan angin, kelembaban, dan temperatur lingkungan tertinggi. Untuk menghitung beban pendinginan perlu diperhatikan dua sumber panas, yaitu :

- Panas laten yaitu panas yang menyebabkan perubahan fase misalnya perembesan udara dengan tekanan uap yang berbeda, kelembaban dari penghuni, kelembaban dari produk.
- Panas sensibel yaitu panas yang menyebabkan naiknya temperatur misalnya perpindahan panas melalui bangunan, panas dari produk, perembesan udara dari luar, panas akibat adanya aktivitas orang di dalam ruangan.

1.4. Metode Pembekuan Produk

Produk adalah sejumlah barang yang disimpan di dalam *cold storage* yang temperaturnya diturunkan oleh mesin refrigerasi. Sistem pembekuan yang cepat dapat dilakukan dengan beberapa cara antara lain :

1) *Immersion Freezer (Brine Freezing)*

Cara pembekuannya yaitu dengan mencelupkan produk ke dalam larutan garam (*NaCl*) yang bertemperatur -17°C atau dengan menyemprotkannya ke dalam produk. Cara ini biasanya digunakan untuk pengawetan sementara bagi produk yang akan dikalengkan. Kelemahan cara ini adalah penyerapan garam dalam produk yang dapat memperpendek masa penyimpanan karena menimbulkan bau yang tidak sedap.

2) *Blast Freezer*

Pembekuan dengan cara menghembuskan udara dingin di sekitar produk yang akan didinginkan. Semakin tinggi kecepatan udara yang dihembuskan, maka semakin cepat proses pendinginan. Udara dingin tersebut terjadi setelah dihembuskan melalui evaporator terlebih dahulu. Cara ini dilakukan untuk produk yang sudah dikemas agar produk tidak kering karena hembusan udara.

3) *Contact Plate Freezer*

Pada pembekuan ini, produk dijepit di antara dua plat logam yang di dalamnya dilalui bahan pendingin. *Contact Plate Freezer* biasanya dilakukan untuk produk yang dikemas dalam kotak persegi. Pembekuan ini berjalan dengancepat khususnya untuk produk yang telah dikemas.

Pada perencanaan *cold storage* ini metode pendinginan atau pembekuan yang dipilih yaitu metode *blast freezer* karena *concentrate*

sudah ditempatkan atau diberi wadah di dalam kaleng-kaleng polimer plastik. Untuk *cold storage* jenis ini produk yang didinginkan bisa memiliki ukuran yang berbeda-beda.

1.5. Komponen Utama Mesin Refrigerasi

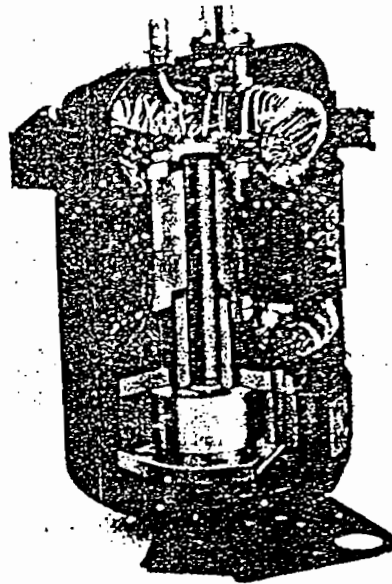
1.5.1. Kompresor

Kompresor adalah bagian dari sistem refrigerasi yang berfungsi menghisap gas refrigeran dengan temperatur dan tekanan rendah dari evaporator, kemudian dimampatkan sehingga menjadi gas dengan temperatur dan tekanan yang tinggi, kemudian baru dialirkan ke kondensor. Pada pendinginan uap (*vapor compression system*), kompresor berfungsi untuk mengalirkan uap refrigeran yang mengandung sejumlah panas dari evaporator. Jenis-jenis kompresor berdasarkan konstruksi motor penggeraknya yaitu kompresor hermetik, kompresor semihermetik, dan jenis terbuka. Hal yang membedakan terletak pada penempatan motor penggerak, di mana pada kompresor hermetik letak motor penggerak dan kompresor berada dalam satu kesatuan dan biasanya dipergunakan sambungan las untuk menyambung rumah kompresor dengan stator motor sehingga rapat udara. Jenis semihermetik motor listriknya berada di dalam perpanjangan ruang engkol kompresor sehingga kompresor lebih halus dan kompak. Kedua jenis itu biasanya dipergunakan untuk unit refrigerasi dengan kapasitas rendah.

Motor penggerak pada kompresor jenis terbuka berada terpisah dengan kompresor dan dihubungkan dengan sebuah kopling dan dipergunakan untuk mesin refrigerasi kapasitas besar.

Macam-macam kompresor berdasarkan bentuk konstruksinya dibagi empat macam, yaitu : [Wilbert F. Stoecker, J.W. Jones, hal. 194.]

1) Kompresor Rotari



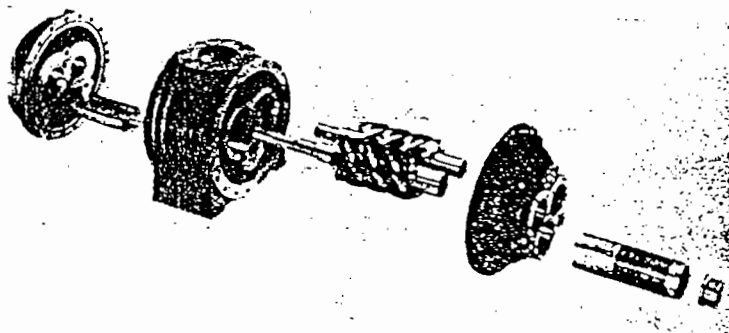
Gambar 1.3. Kompresor sudu jenis *roller*.

Secara umum, kompresor rotari dibagi dua jenis yaitu jenis *roller* atau bersudu tunggal dan jenis sudu banyak. Pada jenis *roller*, sumbu poros sama dengan garis sumbu silinder akan tetapi garis sumbu poros tersebut terletak secara eksentrik pada rotor sehingga bila rotor tersebut berputar akan menyentuh dinding silinder. Kompresor jenis ini mempunyai suatu pembagi yang diberi pegas untuk memisahkan rongga hisap dan rongga buang. Kebanyakan digunakan untuk lemari es, *freezer* dan pengkondisian udara rumah tangga (AC). Pada kompresor yang bersudu banyak rotor berputar pada garis sumbunya sendiri, tetapi garis sumbu silinder dan rotor tidak bersamaan. Di sini rotor mempunyai dua atau lebih sudu geser (*sliding fave*) yang selalu menyentuh silinder dengan gaya sentrifugal.

2) Kompresor Sekrup (*Screw Compressor*)

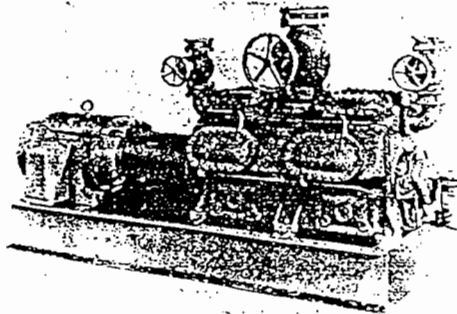
Uap refrigeran memasuki satu ujung kompresor (di puncak) dan meninggalkan kompresor dari ujung yang lain (di bawah). Pada posisi hisap, terbentuk ruang hampa sehingga uap mengalir ke dalamnya. Sesaat sebelum ruang *interlobe* tersebut meninggalkan lubang pemasukan, rongga tersebut telah dipenuhi gas. Bila putaran terus berlanjut, gas yang terkurung digerakkan mengelilingi rumah kompresor. Pada putaran selanjutnya terjadi penangkapan kuping rotor jantan oleh lekuk rotor betina sehingga memperkecil volume rongga dan menekan gas tersebut. Pada saat tertentu, dalam proses kompresi, lubang buang akan terbuka sehingga dengan penangkapan kuping lebih lanjut gas akan tertekan keluar melalui lubang buang tersebut. Kompresor sekrup banyak yang dilengkapi katup geser (*sliding valve*) untuk mengendalikan kapasitas. Katup ini dipasang di dalam rumah kompresor dan dapat digerakkan secara aksial. Pada saat katup ini membuka, proses kompresi tertunda.

Bagian utama dari kompresor sekrup dapat dilihat pada gambar di bawah ini :



Gambar 1.4. Bagian utama kompresor sekrup

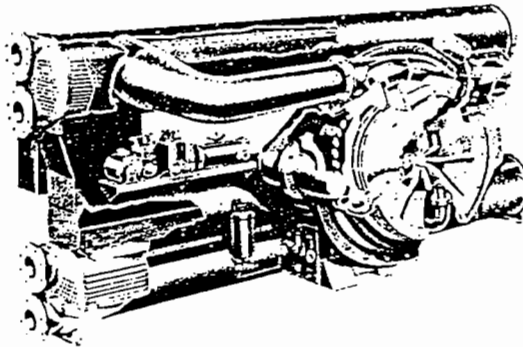
3) Kompresor Torak (*Reciprocating Compressor*)



Gambar 1.5. Kompresor jenis torak

Kompresor torak terdiri atas sebuah piston yang bergerak ke depan dan ke belakang di dalam satu silinder yang mempunyai katup hisap (*suction valve*) dan katup buang (*discharge valve*) sehingga berlangsung proses pemompaan.

4) Kompresor Sentrifugal (*Sentrifugal Compressor*)



Gambar 1.6. Kompresor jenis sentrifugal

Pada kompresor sentrifugal, fluida memasuki mata *impeller* (sudu pendorong) yang berputar kemudian dilemparkan ke arah lingkaran luar *impeller* dengan gaya sentrifugal. Sudu-sudu *impeller* meninggikan putaran gas tersebut dan membangkitkan tekanan. Dari *impeller* ini, gas mengalir ke sudu penghambur atau ke ruang spiral (*volute*), di mana sejumlah energi kinetik diubah menjadi tekanan.

1.5.2. Evaporator

Evaporator merupakan salah satu komponen utama dari unit pendingin, yaitu panas yang ada di dalamnya diserap oleh refrigeran dingin, sehingga refrigeran tersebut menguap atau mendidih. Temperatur refrigeran di dalam evaporator selalu lebih rendah dari temperatur sekelilingnya, sehingga panas dapat mengalir ke refrigeran. Evaporator yang baik harus memiliki sifat di antaranya efektif dalam penguapan refrigeran dengan penurunan tekanan yang sangat kecil serta efektif dalam penyerapan panas dari media yang didinginkan. Pada kebanyakan evaporator, refrigeran mendidih di dalam pipa-pipa dan mendinginkan fluida yang melewati pipa tersebut. Jenis logam yang dipakai tergantung pada refrigeran yang digunakan dan pemakaian evaporator, kebanyakan memakai baja, besi atau tembaga.

Beberapa contoh jenis evaporator antara lain :

1) Evaporator pipa telanjang (*bare tube/plate*)

Evaporator jenis ini banyak dipakai untuk lemari es/ruang pendingin, truk pendingin, kamar es krim, kamar penyimpanan makanan dan minuman serta untuk pendinginan tak langsung (*indirect cooling*).

2) Evaporator bersirip (*finned evaporator*)

Evaporator jenis ini terdiri dari pipa-pipa telanjang yang dibuat melingkar atau berjajar di atasnya dilekatkan pelat/batang logam kecil, agar pipa-pipa itu bersatu dengan maksud supaya terjadi perpindahan panas yang baik.

3) Evaporator jenis defrost (*defrosting coils*)

Untuk jenis ini biasanya dipilih evaporator bersirip (*finned*) karena diperlukan suatu perpindahan panas yang lebih cepat pada saat sistem berhenti.

4) *Expansion coils*

Jenis ini menggunakan katup ekspansi untuk mengatur aliran refrigerannya. Biasanya tidak digunakan pada kendaraan seperti truk atau kapal laut karena adanya bahaya cairan refrigeran dapat mengalir masuk kompresor.

Sebenarnya masih banyak jenis dari evaporator yang ada di pasaran saat ini. Namun untuk fungsi dan kegunaannya tetap sama hanya berbeda pada konstruksinya saja.

1.5.3. Kondensor

Kondensor adalah peralatan yang digunakan untuk mendinginkan dan mengembunkan refrigeran yang berasal dari kompresor. Panas dari uap refrigeran menerobos dinding saluran kondensor ke media pendingin kondensor. Akibat dari hilangnya panas yang dikandung uap refrigeran maka uap refrigeran itu berangsur-angsur berubah fase menjadi cairan kembali.

Pengembunan pada kondensor berlangsung dengan dua cara yaitu :

1) Pengembunan film (*film condensation*)

Terjadi bila cairan yang mengembun membentuk lapisan tipis pada permukaan pendingin.

2) Pengembunan titik (*dropwise condensation*)

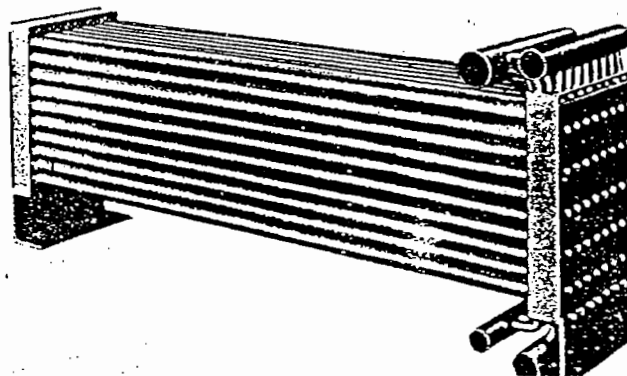
Terjadi apabila refrigeran yang mengembun tidak melekat pada permukaan kondensor namun jatuh berupa titik-titik cairan.

Menurut media pendinginnya, konstruksi kondensor dibagi menjadi tiga macam, yaitu : [Ricky Gunawan, hal. 169]

A. Kondensor dengan pendingin air

Jenis ini sangat ekonomis, apabila tersedia dengan murah air bersih yang tidak bergitu korosif dan tidak mengandung kotoran-kotoran yang dapat mengendap dalam pipa. Macam jenis dari kondensor jenis ini yaitu :

1) Kondensor dengan pipa rangkap (*double tube*)



Gambar 1.7. Kondensor berpendingin dengan pipa rangkap.

Terdiri dari pipa yang di dalamnya terdapat pipa lagi, pipa yang di dalam biasanya berisi refrigeran, sedangkan pipa satunya berisi air, dengan ciri-ciri sebagai berikut :

- Konstruksi sederhana.
- Penggunaan air relatif kecil.
- Pemeriksaan dan penggantian tube sulit dilakukan.

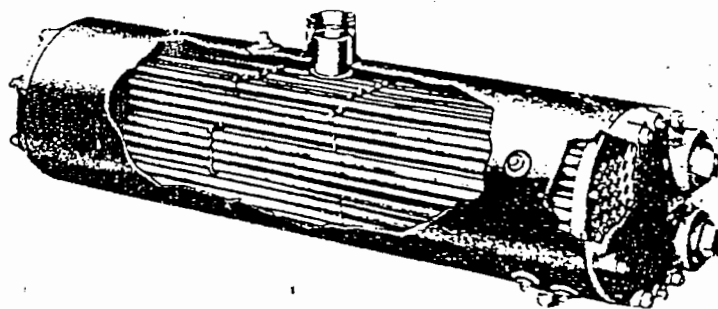
- Dapat dicapai kondisi sangat dingin, karena arah refrigeran dan arah air berlawanan.
- Pembersihan *tube* dengan zat kimia.

2) Kondensor dengan tabung dan gabungan pipa (*shell and coil*)

Konstruksinya terdiri dari *coil* yang ditempatkan dalam tabung baja. Air mengalir sepanjang pipa sedangkan refrigeran berada di dalam tabung sekeliling pipa. uap refrigeran panas masuk dari bagian atas dan akan mengembun setelah berhubungan dengan pipa-pipa air pendingin dan embun ini ditampung dalam wadah. Ciri-ciri kondensor jenis ini :

- Harga murah dan mudah pembuatannya.
- *Tube* pendingin awet.
- Dapat dipakai untuk kapasitas rendah.

3) Kondensor dengan tabung dan pipa



Gambar 1.8. Kondensor berpendingin air dengan tabung dan pipa.

Biasanya dipakai dalam instalasi besar. Konstruksinya terdiri dari tabung dan berisi pipa-pipa dengan ujungnya dihubungkan pada plat.

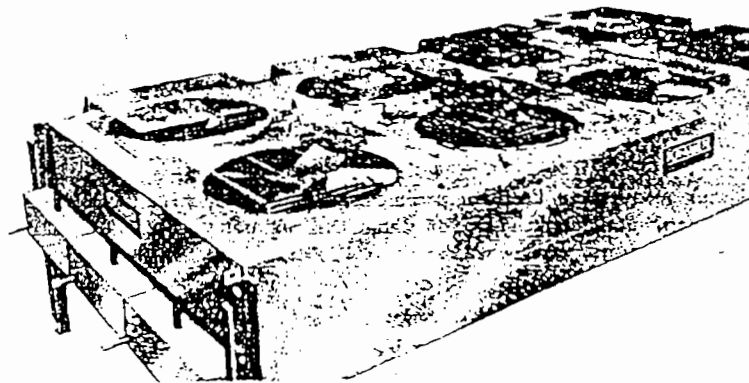
Ciri-ciri kondensor jenis ini yaitu :

- *Tube* dapat dibuat lebih mudah.
- *Tube* pendinginan dapat dibuat bersirip, sehingga dimensinya relatif kecil.
- *Tube* pendingin mudah dibersihkan.

B. Kondensor dengan pendingin udara

Udara yang bersirkulasi melewati kondensor berpendingin udara dapat terjadi secara alamiah dan dapat juga dengan cara dihembuskan dengan menggunakan *blower* atau kipas. Jenis ini cocok untuk kapasitas kecil karena keuntungannya terletak pada instalasi yang sederhana dan biaya relatif rendah. Ciri-ciri dari kondensor ini :

- Tidak memerlukan pipa pendingin air, pompa air dan penampung air.
- Dapat dipasang dimana saja dengan syarat terdapat udara bebas sehingga sirkulasi udara tidak terganggu.
- Tidak mudah korosi karena permukaan *coil* kering.



Gambar 1.9. Kondensor dengan pendingin udara.

C. Kondensor dengan penguapan air

Dipergunakan sejak dahulu kala untuk mengatasi meningkatnya pemakaian air pendingin pada pesawat pendingin kecil. Bila pada suatu daerah di mana susah untuk mendapatkan air bersih dan pemakaian *cooling tower* untuk instalasi kecil tidak praktis, maka dicari cara lain dengan menggabungkan kondensor dengan *cooling tower*.

1.5.4. Katup Ekspansi

Katup ekspansi dipergunakan untuk mengekspansi secara adiabatik cairan refrigeran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi sampai mencapai tingkat keadaan tekanan dan temperatur rendah. Selain itu, katup ekspansi mengatur pemasukan refrigeran sesuai dengan beban pendinginan yang harus dilayani oleh evaporator.

1.6. Refrigeran

Refrigeran atau mesin pendingin adalah suatu zat yang mudah diubah wujudnya dari gas menjadi cair atau sebaliknya. Refrigeran mengambil panas dari evaporator kemudian melepaskan panas di kondensor.

Ada bermacam-macam refrigeran yang terdapat sekarang ini dan mempunyai karakteristik yang berbeda pula. Untuk itu, pemilihan refrigeran harus memperhatikan jenis kebutuhan serta karakteristik termodinamikanya yang meliputi temperatur dan tekanan penguapan, temperatur dan tekanan pengembunan.

Refrigeran dibedakan menjadi dua bagian yaitu :

- a. Refrigeran Primer, yaitu bahan yang menyerap panas melalui proses ekspansi atau penguapan dan mengeluarkan panas melalui proses kompresi atau kondensasi. Yang termasuk refrigeran primer adalah udara, amonia (NH_3), karbon dioksida (CO_2), sulfur dioksida (SO_2) dan masih banyak lagi.
- b. Refrigeran sekunder, yaitu cairan yang digunakan untuk membawa kalor bersuhu rendah dari suatu tempat ke tempat yang lain. Yang termasuk refrigeran sekunder adalah larutan garam atau *brine* dan larutan anti beku (*anti freeze*) yang terdiri dari air dan *glikol etilen*, *glikol propilen*, atau *kalsium klorida*.

Ada beberapa sifat refrigeran yang perlu diperhatikan dalam pemilihan refrigeran yaitu :

1. Tekanan

Tekanan pada evaporator dan kondensor pada menu refrigerasi diusahakan positif dan sedikit lebih tinggi dari tekanan atmosfer. Hal ini dimaksudkan untuk mencegah masuknya udara bila terjadi kebocoran dan mencari kebocoran tersebut. Tetapi tekanan yang terlalu besar membutuhkan konstruksi yang kuat dan tenaga yang besar. Kompresor torak cocok untuk tekanan kerja yang tinggi dengan volume jenis refrigeran yang sesuai mempunyai titik didih dibawah $-1,1^{\circ}C$ dengan beda tekanan 3,4 atm atau lebih.

2. Titik beku

Refrigeran yang digunakan harus mempunyai titik beku di bawah temperatur kerja evaporator.

3. Koefisien prestasi (COP)

Koefisien prestasi merupakan parameter yang terpenting dalam menentukan biaya operasi.

4. Kerapatan

Refrigeran yang mempunyai kerapatan lebih rendah akan lebih baik, karena hanya membutuhkan pipa yang kecil.

5. Panas laten (panas penguapan)

Panas laten refrigeran yang tinggi pada temperatur evaporator sangat dikehendaki karena dapat menghasilkan efek refrigerasi yang tinggi, sehingga aliran refrigeran yang disirkulasikan akan lebih rendah.

6. Volume jenis

Volume refrigeran yang mengalir pada kompresor tergantung dari volume jenis uap refrigeran pada evaporator, karena volume jenis uap kecil. Dengan demikian untuk kapasitas refrigeran yang sama, ukuran urut refrigerannya akan lebih kecil.

7. *Density refrigeration* (cair dan uap)

Refrigeran dengan *density* rendah lebih baik, karena hanya memerlukan pipa-pipa *suction* dan *discharge* yang lebih kecil. Pada kompresor sentrifugal diperlukan *density* uap yang cukup tinggi, gaya sentrifugal sebanding langsung dengan *density* uap.

8. Panas laten

Panas laten (panas penguapan) refrigeran yang tinggi sangat dikehendaki, sebab akan menghasilkan *refrigerant effect* yang besar. Aliran refrigeran yang disirkulasikan akan lebih rendah bila *refrigerant effect* tinggi sehingga akan lebih ekonomis.

9. Volume jenis (*specific volume*)

Volume refrigeran yang mengalir pada kompresor tergantung pada volume jenis uap dari evaporator. Aliran uap per ton – refrigeran yang rendah lebih baik dengan *reciprocating compressor*. Aliran uap tinggi digunakan *sentrifugal compressor* dan aliran uap menengah dengan *rotary compressor*.

10. Stabilitas refrigeran

Refrigeran tidak boleh berubah struktur kimianya pada suhu normal dan akibat yang terjadi antara lain terjadinya polimerisasi, disintegrasi. Disintegrasi ini akibat adanya disosiasi akibat reaksi dengan logam. Refrigeran tidak boleh kontak dengan bahan yang dapat bereaksi dengannya, karena itu bahan pipa dan gasket harus diperhatikan.

11. Sifat korosif

Sifat ini harus diperhatikan supaya instalasi tidak termakan oleh refrigeran. Sifat korosif yang perlu diperhatikan pada refrigeran yaitu :

- *Amonia* : korosif terhadap tembaga (Cu).
- *Carbon Dioxide* : korosif terhadap besi dan tembaga bila tercampur oksigen dan udara bersih.

- *Methyl Chloride* : korosif terhadap seng, aluminium, dan campuran magnesium bila tercampur sedikit air (Zn, Al, Mg).
- *Sulfur Dioxide* : korosif terhadap semua logam bila tercampur air.
- *Freon* : tidak bersifat korosif pada logam, tetapi korosif terhadap karet alam.

12. *Viscosity* refrigeran (μ)

Dikehendaki refrigeran yang mempunyai μ rendah dan fase cairan maupun uap supaya kerugian tekanan rendah. Kecuali itu perpindahan panas pada kondensor dan evaporator juga baik pada harga μ rendah.

13. Konduktivitas panas

Refrigeran yang mempunyai konduktivitas panas lebih besar lebih efisien dalam pemakaian kondensor dan evaporator. Keadaan yang tak kalah pentingnya adalah kecepatan aliran dan kontak dengan permukaan.

14. Sifat racun pada refrigeran (*toxicity*)

Sifat ini perlu diperhatikan berhubung dengan keselamatan kerja dan rasa nyaman. Pada pesawat pendingin kecil, sifat racun tidak berbahaya karena jumlahnya kecil. Kecuali sifat, bau yang merangsang juga diperhatikan demi kenyamanan.

Adanya kebocoran pada refrigeran yang beracun perlu segera diketahui, yaitu pada refrigeran yang tidak berbau perlu ditambahkan zat berbau seperti pada *methyl chloride*, *Amonia* dan SO_2 beracun dan berbau merangsang sebaliknya *freon* dan CO_2 tidak berbau dan tidak beracun.

15. Sifat eksplosif (meledak)

Refrigeran yang tidak eksplosif ialah *SO₂*, *methyl chloride*, *CO₂*, dan *freon*. Selain itu refrigeran bersifat eksplosif pada konsentrasi tertentu, misalnya *petrozon* dan *hidrokarbon* lainnya.

16. Pengaruh terhadap tanaman, bahan-bahan dan lain-lain

Pengaruh amonia terhadap textile, buah-buahan, dan sayur-sayuran tidak begitu berbahaya, tetapi jika konsentrasinya tinggi dapat membusukkan atau kebakaran. *Freon*, *methyl chloride*, *petrozon* tidak berpengaruh buruk pada tanaman, bahan makanan dan textile.

17. Pertimbangan harga

Pada sistem yang besar, harga refrigeran harus dipertimbangkan biaya awal dan perawatan dipengaruhi oleh konsumsi dan kebocoran refrigeran. *NH₃* dan *petrozon* cukup murah, *Freon 12* agak mahal, *Freon 22* dan *HFC 134a* termasuk paling mahal.

18. Pencemaran lingkungan

Khususnya pada pengikisan *ozon* pada lapisan *stratosfer* di atas permukaan bumi terhadap sinar *ultraviolet* yang tidak terkendali. Sinar *ultraviolet* diperlukan makhluk hidup dalam konsentrasi kecil, tetapi bila jumlah konsentrasinya besar akan menjadi sumber penyakit antara lain kanker kulit, daun-daun kering, dan lain-lain. Hampir semua *freon*, terutama *freon 11* dan *freon 12* mengandung *chlor* yang bisa mengikis *ozon*. Untuk itu sekarang ada penggantinya yaitu *HFC 134a*, *petrozon*, dan lain-lain.

BAB II

PERANCANGAN *COLD STORAGE*



2.1. Pengertian *Cold Storage*

Cold Storage adalah suatu ruang penyimpanan yang memiliki suhu atau temperatur tertentu yang diatur sesuai dengan fungsinya. Dengan menggunakan *cold storage*, maka temperatur produk dalam ruangan dapat diturunkan karena di dalam *cold storage* terjadi perpindahan panas dari produk ke media pendingin (refrigeran) sampai keduanya memiliki suhu yang sama. Produk yang disimpan di dalam *cold storage* dapat berupa buah-buahan, sayur-sayuran, minuman, susu, daging dan sebagainya.

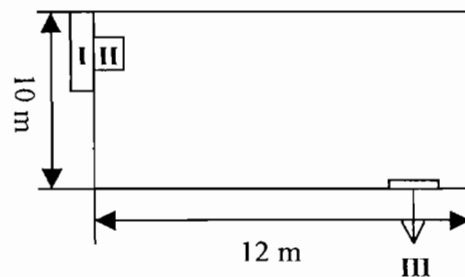
Ada beberapa manfaat *cold storage* antara lain :

- Kesegaran produk dapat dipertahankan dalam waktu yang relatif lama.
- Menjaga produk yang disimpan aman dari proses kerusakan akibat suhu yang tinggi dan udara yang tercemar.
- Menjaga kelangsungan stok/persediaan bahan-bahan baku maupun mentah.

2.2. Konstruksi *Cold Storage*

Konstruksi yang dirancang adalah berbentuk balok dengan dinding, atap dan lantainya tertutup rapat namun di bagian depan diberi pintu. Dinding terbuat dari semen plester 15 mm, *agregate* pasir dan kerikil 160 mm, *cork board* 50 mm dan *hard plex (Hard board)* 5 mm. Lantai terbuat dari *agregate* pasir dan koral 400 mm, semen plester 15 mm. Atap terbuat dari *agregate* pasir dan kerikil 200 mm, *cork*

board 50 mm, *hard board* 5 mm. Pintu terbuat dari seng 2 mm dan kayu keras 75 mm. Untuk ukuran *cold storage* yang dirancang adalah 12 m x 10 m x 3,5 m.



Gambar 2.1. Skema bangunan.

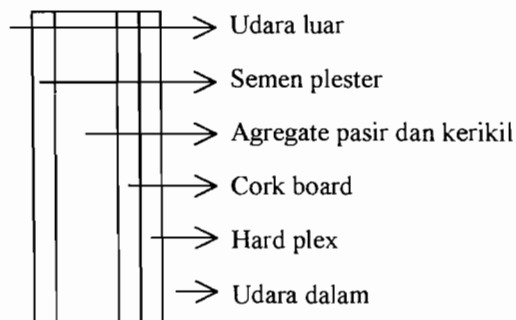
Keterangan : I. Kompresor, kondenser dan komponen lainnya.

II. Evaporator.

III. Pintu.

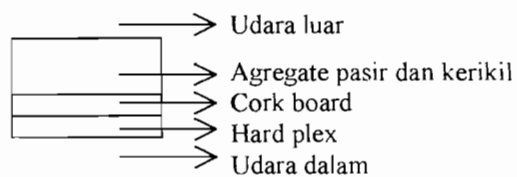
2.3. Konstruksi Dinding, Atap, Lantai dan Pintu

1. Konstruksi Dinding



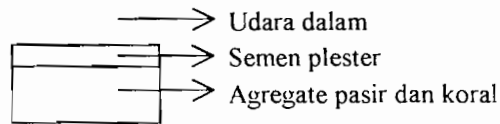
Gambar 2.2. Konstruksi dinding.

2. Konstruksi Atap



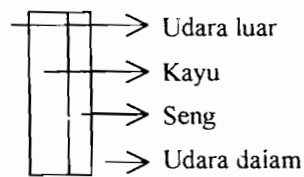
Gambar 2.3. Konstruksi Atap.

3. Konstruksi Lantai



Gambar 2.4. Konstruksi lantai.

4. Konstruksi Pintu



Gambar 2.5. Konstruksi pintu.

2.4. Bahan Isolasi

Ada beberapa hal yang perlu diperhatikan dalam perancangan *cold storage*, antara lain perbedaan temperatur di dalam ruangan dengan temperatur di luar ruangan. Berdasarkan cara-cara terjadinya perpindahan panas, maka perpindahan panas secara konduksi dapat terjadi dari luar ruangan yang memiliki temperatur lebih tinggi ke dalam ruangan *cold storage* yang bersuhu rendah.

Untuk mengurangi terjadinya proses tersebut, maka digunakan material atau bahan yang memiliki faktor perpindahan panas yang kecil yaitu bahan isolasi. Di samping kemampuannya dalam menghambat panas, ada pertimbangan lain dalam pemilihan isolasi, yaitu :

- Harga bahan yang rendah akan berpengaruh pada biaya pembuatan *cold storage* juga rendah.
- Kemudahan dalam hal pembuatan juga berpengaruh pada waktu sehingga produksi akan lebih tinggi dan biaya produksi akan lebih rendah.
- Apabila bahan cukup tersedia di pasaran berarti produksi *cold storage* akan lancar.

Bahan isolasi yang digunakan adalah :

1. *Cork Board*

Di perancangan *cold storage* ini, *cork board* digunakan sebagai isolator kedua terhadap perpindahan panas pada dinding dan atap.

Keuntungan penggunaan *cork board* adalah :

- Memiliki konduktivitas termal yang rendah ($0,042 \text{ W/m}^\circ\text{C}$).
- Memiliki bobot yang cukup ringan.
- Anti korosi.
- Banyak tersedia di pasaran dan mudah didapat.
- Mudah dalam pengerjaan.

2. *Hard Plex*

Hard plex digunakan sebagai isolator utama atau isolator yang langsung bersinggungan dengan udara dingin.

- Memiliki bobot yang ringan dan kuat.
- Konduktivitas termal yang rendah ($0,105 \text{ W/m}^\circ\text{C}$).
- Pengerjaan yang mudah.
- Banyak di pasaran dan harga relatif murah.

2.5. Perhitungan Beban Pendinginan pada Ruang *Cold Storage*

Dalam perancangan *cold storage* perlu diperhatikan terhadap beban pendinginannya. Perhitungan ini perlu sebagai pertimbangan pemilihan komponen dan peralatan yang akan dipergunakan.

Pada *cold storage*, komponen *cooling load* (beban pendinginan) berasal dari : [Roy J. Dossat, hal. 145.]

- Perpindahan panas dari bangunan.
- Perembesan atau kebocoran udara dari luar.
- Produk yang disimpan.
- Sumber panas lain.

Sebenarnya masih ada lagi beban pendinginan yang berasal dari penyinaran matahari. Tetapi di perancangan ini diabaikan karena *cold storage* berada di dalam ruangan.

2.5.1. Beban Pendinginan dari Bangunan

Perbedaan temperatur di dalam ruangan dan di luar ruangan mengakibatkan timbulnya beban pendinginan dari bangunan. Dalam perancangan ini temperatur *cold storage* yaitu 5°C dan temperatur lantai 27°C.

A. Beban pendinginan melalui dinding

Untuk perpindahan panas melalui dinding dapat dihitung dengan persamaan :

$$q_1 = UA (T_1 - T_2)$$

dimana :

$$q_1 = \text{perpindahan panas melalui dinding}$$

$$U = \text{over-all coefficient of heat transmsion} = \frac{1}{R_{total}}$$

A = luasan permukaan dinding

T₁ = temperatur udara luar dinding

T₂ = temperatur ruang *cold storage* = 5°C

Lapisan	Tebal (m)	k(W/m°C)	r=1/k(m°C/W)	R(m°C/W)
Udara luar	-	-	-	0,029
Semen plester	0,015	0,719	1,39	0,0208
Agregate pasir & kerikil	0,16	1,818	0,55	0,088
Coark board	0,05	0,042	23,26	1,163
Hard plex	0,005	0,105	9,49	0,047
Udara dalam	-	-	-	0,117

$$R_{\text{total}} = 1,4648 \text{ (m}^2\text{°C/W)}$$

a. Beban pendinginan melalui dinding sebelah barat :

Luas permukaan dinding sebelah barat dikurangi luasan pintu adalah :

$$\begin{aligned} A_{\text{db}} &= (12 \text{ m} \times 3,5 \text{ m}) - (2 \text{ m} \times 1 \text{ m}) \\ &= 40 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

T₁ = temperatur udara luar dinding sebelah barat = 30 °C

Maka besar beban pendinginan dinding sebelah barat adalah :

$$\begin{aligned} q_{\text{la}} &= \frac{1}{1,4648} \times 40 \text{ m}^2 \times (30^\circ\text{C} - 5^\circ\text{C}) \\ &= 682,68 \text{ Watt} \end{aligned}$$

b. Beban pendinginan melalui dinding sebelah timur :

Luas permukaan dinding sebelah timur adalah :

$$\begin{aligned} A_{\text{dt}} &= 12 \text{ m} \times 3,5 \text{ m} \\ &= 42 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

T₁ = temperatur udara luar dinding sebelah timur = 26°C

Maka besar beban pendinginan dinding sebelah timur adalah :

$$\begin{aligned} q_{1b} &= \frac{1}{1,4648} \times 42m^2 \times (26^\circ C - 5^\circ C) \\ &= 602,12 \text{ Watt} \end{aligned}$$

c. Beban pendinginan melalui dinding sebelah utara :

Luas permukaan dinding sebelah utara adalah :

$$\begin{aligned} A_{du} &= 10 \text{ m} \times 3,5 \text{ m} \\ &= 35 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

T_1 = temperatur udara luar dinding sebelah utara = $28^\circ C$

Maka besar beban pendinginan dinding sebelah utara adalah :

$$\begin{aligned} q_{1c} &= \frac{1}{1,4648} \times 35m^2 \times (28^\circ C - 5^\circ C) \\ &= 549,56 \text{ Watt} \end{aligned}$$

d. Beban pendinginan melalui dinding sebelah selatan :

Luas permukaan dinding sebelah selatan adalah :

$$\begin{aligned} A_{ds} &= 10 \text{ m} \times 3,5 \text{ m} \\ &= 35 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

T_1 = temperatur udara luar dinding sebelah selatan = $26^\circ C$

Maka besar beban pendinginan dinding sebelah selatan adalah :

$$\begin{aligned} q_{1d} &= \frac{1}{1,4648} \times 35m^2 \times (26^\circ C - 5^\circ C) \\ &= 501,77 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Jadi total beban pendinginan melalui dinding adalah :

$$\begin{aligned}
 q_1 &= q_{1a} + q_{1b} + q_{1c} + q_{1d} \\
 &= 682,68 \text{ W} + 602,12 \text{ W} + 549,56 \text{ W} + 501,77 \text{ W} \\
 &= 2336,13 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

B. Beban Pendinginan Melalui Pintu

Beban pendinginan melalui pintu ini adalah keluarnya udara dingin untuk menuju ke udara luar melalui pintu yang tetap dalam keadaan tertutup. Jadi udara dingin merembes ke luar melalui bahan dari pintu itu dan bukan dari pintu yang sedang dibuka.

$$T_1 = \text{temperatur udara luar pintu} = 28^\circ\text{C}$$

$$T_2 = \text{temperatur cold storage} = 5^\circ\text{C}$$

Lapisan	Tebal (m)	k(W/m°C)	r=1/k(m°C/W)	R(m ² °C/W)
Udara luar	-	-	-	0,029
Kayu keras	0,075	0,158	6,31	0,473
Seng	0,003	111,11	0,009	0,000027
Udara dalam	-	-	-	0,117

$$R_{\text{total}} = 0,619 \text{ (m}^2 \text{ °C/W)}$$

Luas permukaan pintu adalah :

$$\begin{aligned}
 A_p &= 2 \text{ m} \times 1 \text{ m} \\
 &= 2 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Maka besar beban pendinginan melalui pintu adalah :

$$\begin{aligned}
 q_2 &= \frac{1}{0,619} \times 2 \text{ m}^2 \times (28^\circ\text{C} - 5^\circ\text{C}) \\
 &= 74 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

C. Beban Pendinginan Melalui Atap

$$T_1 = \text{temperatur udara luar} = 32^\circ\text{C}$$

$$T_2 = \text{temperatur ruang cold storage} = 5^\circ\text{C}$$

Lapisan	Tebal (m)	k(W/m°C)	r=1/k(m°C/W)	R(m°C/W)
Udara luar	-	-	-	0,029
Agregate pasir & kerikil	0,2	1,818	0,55	0,11
Coark board	0,05	0,042	23,26	1,163
Hard plex	0,005	0,105	9,49	0,047
Udara dalam	-	-	-	0,117

$$R_{\text{total}} = 1,466 \text{ (m}^2\text{°C/W)}$$

Luas permukaan atap adalah :

$$A_a = 12 \text{ m} \times 10 \text{ m}$$

$$= 120 \text{ m}^2$$

Maka besar beban pendinginan melalui atap adalah :

$$q_3 = \frac{1}{1,466} \times 120 \text{ m}^2 \times (32^\circ\text{C} - 5^\circ\text{C})$$

$$= 2210,1 \text{ Watt}$$

D. Beban Pendinginan Melalui Lantai

$$T_1 = \text{temperatur udara lantai} = 27^\circ\text{C}$$

$$T_2 = \text{temperatur ruang cold storage} = 5^\circ\text{C}$$

Lapisan	Tebal (m)	k(W/m°C)	r=1/k(m°C/W)	R(m°C/W)
Agregate pasir & koral	0,4	1,05	0,95	0,38
Semen plester	0,015	0,719	1,39	0,0208
Udara dalam	-	-	-	0,117

$$R_{\text{total}} = 0,518 \text{ (m}^2\text{°C/W)}$$

Luas permukaan lantai adalah :

$$\begin{aligned} A_1 &= 12 \text{ m} \times 10 \text{ m} \\ &= 120 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Maka besar beban pendinginan melalui lantai adalah :

$$\begin{aligned} q_4 &= \frac{1}{0,518} \times 120 \text{ m}^2 \times (27^\circ\text{C} - 5^\circ\text{C}) \\ &= 5096,5 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Maka total beban pendinginan melalui bangunan :

$$\begin{aligned} Q_{\text{bangunan}} &= q_1 + q_2 + q_3 + q_4 \\ &= 2336,13 \text{ W} + 74 \text{ W} + 2210,1 \text{ W} + 5096,5 \text{ W} \\ &= 9716,73 \text{ Watt} \\ &= \frac{9716,73}{1000} \times 3600 \times 24 \\ &= 839525,47 \text{ KJ/24 jam} \\ Q_{\text{bangunan}} &= 34980,22 \text{ KJ/jam} \end{aligned}$$

2.5.2. Beban Pendinginan Produk

Cold Storage yang dirancang ini adalah sebagai ruang penyimpanan konsentrat atau bibit minuman. Tujuan penyimpanan yang paling utama adalah agar bibit minuman tidak berubah warna, aroma dan rasa pada waktu diproses lebih lanjut yaitu proses produksi.

Beban pendinginan yang disebabkan oleh bibit minuman itu merupakan salah satu sumber laju perpindahan panas yang cukup besar.

Karakteristik dari konsentrat yang disimpan adalah :

- Temperatur pendinginan = 5°C
- Komposisi air = 8,5%
- Panas spesifik diatas titik beku = 1,1304 kJ/kg°C
- Panas spesifik dibawah titik beku = 1,0048 kJ/kg°C
- Panas laten = 27,912 kJ/kg
- Kelembaban optimum sirkulasi udara paksa = 65%
- Kelembaban optimum sirkulasi udara alami = 65%
- Waktu maksimal penyimpanan = 6 bulan

Karena komposisi air sangat sedikit prosesntaseny, maka temperatur pembekuan tidak ada atau diabaikan dan perhitungan beban pendinginan produk dihitung hanya pada suhu diatas titik beku.

$$Q_p = \frac{W \times C_p \times (T_2 - T_1)}{\text{Waktu pendinginan} \times \text{Chilling factor}}$$

dengan :

$$T_2 = \text{Suhu masuk produk} = 28^\circ\text{C}$$

$$T_1 = \text{Suhu pendinginan} = 5^\circ\text{C}$$

$$W = \text{Berat produk atau konsentrat} = 5000 \text{ kg}$$

$$Q_p = \frac{5000\text{kg} \times 1,1304\text{kJ} / \text{kg} \times (28^\circ\text{C} - 5^\circ\text{C})}{24 \text{ jam} \times 0,5}$$

$$Q_p = 10833 \text{ kJ/jam}$$

Besarnya *chilling factor* sehubungan dengan kenaikan beban pendinginan pada saat *starting*, yang besarnya sampai dengan 50%.

2.5.3. Beban Pendinginan dari Kaleng Konsentrat

Konsentrat atau bibit minuman ditempatkan di dalam wadah yang berupa kaleng yang terbuat dari polimer plastik. Kaleng-kaleng konsentrat itu akan menimbulkan beban pendinginan tersendiri di dalam *cold storage* dan harus diperhitungkan. Kaleng-kaleng konsentrat itu mempunyai karakteristik sebagai berikut :

- Berat 1 kaleng kosong = 0,6 kg
- Berat total konsentrat = 5000 kg
- Berat isi konsentrat per kaleng = 10 kg
- Jumlah kaleng = 5000 : 10 = 500 buah kaleng
- Berat kaleng total = 0,6 kg x 500 buah = 300 kg
- Panas spesifik kaleng (C_p) = 1,046 kJ/kg $^{\circ}$ K
- Temperatur kaleng saat masuk ruangan = 28 $^{\circ}$ C
- Temperatur ruang *cold storage* = 5 $^{\circ}$ C

Jadi beban pendinginan dari kaleng konsentrat :

$$Q_k = \frac{W \times C_p \times (T_2 - T_1)}{\text{Waktu pendinginan}}$$

$$= \frac{300 \times 1,046 \times (28^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C})}{24 \text{ jam}}$$

$$Q_k = 300,72 \text{ kJ/jam}$$

2.5.4. Beban Pendinginan Akibat Pergantian Udara

Udara masuk pada saat pintu dibuka untuk mengeluarkan dan memasukkan produk menyebabkan beban pendinginan tersendiri. Dan hal ini sangat perlu untuk diperhitungkan juga. Bila diasumsikan pintu dalam keadaan tertutup rapat maka beban pendinginan yang disebabkan oleh pergantian udara pada saat pintu dibuka adalah :

$$Q_{pu} = V \times \text{air change per jam} \times \text{faktor pergantian udara}$$

dimana :

$$\begin{aligned} V &= \text{Volume ruangan} \\ &= 12 \text{ m} \times 10 \text{ m} \times 3,5 \text{ m} \\ &= 420 \text{ m}^3 \\ &= 14700 \text{ ft}^3 \end{aligned}$$

Volume ruangan 14700 ft³ dibulatkan menjadi 15000ft³.

Pergantian udara untuk volume 15000 ft³ diperoleh dari tabel sebesar 3,0/24 jam.

Sedangkan faktor pergantian udara untuk temperatur udara masuk sebesar 28°C

(82,4°F) dan temperatur ruangan *cold storage* 5°C (41°F) dengan RH = 60% dari

tabel diperoleh 1,88 Btu/cu.ft.

Maka beban pendinginan akibat pergantian udara :

$$\begin{aligned} Q_{pu} &= 14700 \text{ ft}^3 \times 3,0/24 \text{ jam} \times 1,88 \text{ Btu/cu.ft.} \\ &= 3454,5 \text{ Btu/jam} \\ &= 3644,63 \text{ kJ/jam} \end{aligned}$$

2.5.5. Beban Pendinginan Akibat Sumber Panas Lain

A. Lampu Penerangan

Panas yang ditimbulkan dari radiasi lampu penerangan juga menimbulkan beban pendinginan. beban ini tergantung dari besar kecilnya daya lampu, jumlah lampu, jenis lampu, cara pemasangan dan lama lampu itu menyala. Berikut data-data lampu :

- Jumlah lampu = 4 buah
- Daya tiap lampu = 10 Watt
- Lama penyalaan = 24 jam
- Jenis lampu = *Fluorescent* (lampu TL) dengan harga *allowance factor* 1,25

Maka beban pendinginan akibat adanya lampu penerangan yaitu :

$$Q_1 = \text{Wattase total} \times \text{use factor} \times \text{allowance factor}$$

$$= (4 \times 10 \text{ Watt}) \times 24 \text{ jam} \times 1,25 \times 3,4$$

$$Q_1 = 179,35 \text{ kJ/jam}$$

B. Motor Listrik

Motor listrik sebagai penggerak fan untuk menghembuskan evaporator yang dingin sehingga terjadi hembusan udara dingin akan mengeluarkan kalor atau panas dalam proses kerjanya. Hal ini dapat menyebabkan beban pendinginan juga perlu diperhitungkan. Daya motor listrik sebagai penggerak fan sebesar 1,5 HP dengan jumlah 2 buah dan jam kerja 24 jam.

Maka besar beban pendinginannya :

$$\begin{aligned}
 Q_m &= \text{faktor pembebanan motor} \times \text{daya motor} \times \text{jumlah jam kerja} \\
 &= 3700 \text{ Btu/HP.hour} \times 1,5 \text{ HP} \times 24 \\
 &= 11100 \text{ Btu/jam} \\
 &= 11710,5 \text{ kJ/jam}
 \end{aligned}$$

Jumlah fan 2 buah maka :

$$\begin{aligned}
 Q_m &= 11710,5 \times 2 \text{ buah} \\
 &= 23421 \text{ kJ/jam}
 \end{aligned}$$

C. Panas/Kalor Dari Pekerja

Jumlah pekerja yang mengangkat produk 4 orang pekerja dengan waktu kerja 3 jam per hari. Setelah dilihat di tabel panas ekivalen setiap pekerja sebesar 1000 Btu/jam. Maka panas yang ditimbulkan pekerja :

$$\begin{aligned}
 Q_{pe} &= \text{jumlah pekerja} \times \text{jam kerja} \times \text{panas ekivalen} \\
 &= 4 \text{ orang} \times 3 \text{ jam/hari} \times 1000 \text{ Btu/jam} \\
 Q_{pe} &= 12000 \text{ Btu/hari} \\
 &= 12660,48 \text{ kJ/hari}
 \end{aligned}$$

Total panas atau kalor akibat sumber panas lain yaitu :

$$\begin{aligned}
 Q_{tpt} &= Q_1 + Q_m + Q_{pe} \\
 &= 179,35 + 23421 + 12660,48 \\
 Q_{tpt} &= 36260,83 \text{ kJ/jam}
 \end{aligned}$$

Maka total pendinginan untuk ruang *cold storage* adalah :

$$\begin{aligned} Q_{\text{teoritis total}} &= Q_{\text{bangunan}} + Q_{\text{produk}} + Q_{\text{kaleng}} + Q_{\text{pu}} + Q_{\text{ipl}} \\ &= 34980,22 + 10833 + 300,72 + 3644,63 + 36260,83 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{teoritis total}} &= 86019,4 \text{ kJ/jam} \\ &= 81531,76 \text{ Btu/jam} \end{aligned}$$

Untuk menjaga agar tidak terjadi beban berlebihan yang akan menyebabkan terganggunya mesin dalam beroperasi maka perlu ditambahkan angka keamanan. Angka keamanan diambil antara 5% sampai 10%. [Ricky Gunawan]

$$Q_{\text{teoritis total}} = 81531,76 \text{ Btu/jam}$$

$$\begin{aligned} 10\% \text{ safety factor} &= \frac{8153,176}{100} \text{ Btu/jam} \\ &+ \\ &89684,94 \text{ Btu/jam} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Beban pendinginan total} &= \frac{89684,94}{12000} \\ &= 7,47 \text{ Ton Refrigerant (TR)} \\ &= 26,28 \text{ kW} \end{aligned}$$

2.6. Perancangan Sistem Refrigerasi

Sistem kompresi uap merupakan sistem yang paling banyak dipakai pada sistem refrigerasi yang kecil maupun sistem refrigerasi yang besar. Sistem ini menggunakan uap sebagai zat pendingin yang mengalami proses kondensasi dan evaporasi. Pada daur ini uap ditekan dan kemudian diembunkan menjadi cairan, lalu tekanannya diturunkan agar cairan dapat menguap kembali. Siklus ini merupakan siklus tertutup, karena zat pendingin mengalir melalui sejumlah

komponen unit terpisah, seperti kompresor, kondenser, evaporator dan kembali lagi ke kompresor.

Pada perancangan sistem refrigerasi ini, diperlukan adanya *superheated* pada refrigeran sebelum mengalir masuk kompresor. Uap refrigeran diharapkan refrigeran yang masuk ke dalam kompresor benar-benar dalam bentuk uap sehingga volume jenisnya bertambah besar dan dapat menimbulkan efek refrigerasi. Sedangkan cairan refrigeran yang keluar dari kondenser maupun cairan refrigeran yang masuk evaporator dalam keadaan pendinginan lanjut (*subcooling*) yang berpengaruh pada meningkatnya efek refrigerasi dan koefisien prestasi. Untuk membuat keadaan panas lanjut dan pendinginan lanjut diperlukan suatu alat penukar kalor (*heat exchanger*) pada suatu sistem refrigerasi yang digunakan dengan maksud mendinginkan atau menurunkan suhu cairan dari kondenser guna mencegah terbentuknya gelembung uap yang mengganggu aliran refrigeran melewati katup ekspansi.

Pada perancangan ini digunakan refrigeran primer dengan jenis *petrozon* yaitu *petrozon Rossy-12*. *Petrozon* merupakan refrigeran dengan bahan dasar hidrokarbon alam sehingga termasuk dalam kelompok refrigeran ramah lingkungan yang dirancang untuk menggantikan refrigeran sintetik kelompok halokarbon.

1. Sifat Fisika dan Termodinamika

Petrozon telah memenuhi persyaratan teknis sebagai refrigeran yang meliputi aspek sifat fisika dan termodinamika seperti pada tabel berikut ini :

Tabel 2.1. Sifat Fisika dan Thermodinamika Petrozon

Parameter	R-12	Rossy-12	R-22	Rossy-22	R-134a	Rossy-34
Normal boiling, °C	-29,8	-23	-40,8	-43	-26,1	-29
Temperatur kritis, °C	111,8	118	96	95,63	101	115
Tekanan kritis, Bar	39,86	39,85	49	42,1	41	40
Panas jenis cairan jenuh pada 30°C, kJ/kg.K	0,99	2,658	1,194	2,907	1,45	2,674
Panas jenis uap jenuh pada 30°C, kJ.kg.K	0,5586	1,998	0,9	2,24	0,86	2,01
Perbandingan panas jenis, K	1,14	1,11	1,154	1,10	1,12	1,11
Kerapatan cairan jenuh pada 30°C, Mg/m ³	1,292	0,521	1,194	0,487	1,187	0,5166
Kerapatan uap jenuh	5,52	2,43	4,82	2,29	5,3	2,412
kalor laten penguapan, kJ/kg	165	404	233,1	426	217	406
Konduktivitas thermal cairan jenuh pada 30°C, W/m°C	0,0629	0,1	0,0905	0,094	0,08	0,1
Konduktivitas thermal uap jenuh pada 30°C, W/m°C	0,0097	0,017	0,013	0,018	0,015	0,017
Viskositas cairan jenuh pada 30°C, centipose	0,19	0,11	0,15	0,09	0,20	0,11
Viskositas uap jenuh pada 30°C 1 atm, centipose	0,013	0,008	0,0131	0,008	0,012	0,008

Sumber : Wiranto Arismunandar. *Penyegaran Udara*, Pradnya Paramita, hal 129

2. Perbandingan Kinerja

Lebihnya *density* menjadikan jumlah berat *petrozon* hanya sekitar 40% dari refrigeran sintetik maka kerja kompresor menjadi lebih ringan sehingga dapat menurunkan konsumsi energi sampai 20%, yang berarti dapat meningkatkan efisiensi dan menambah umur sistem pendingin.

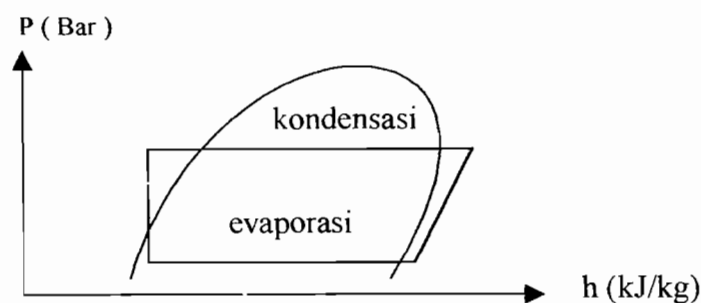
Tabel 2.2. Perbandingan Kinerja

Parameter	R-12	Rossy-12	R-22	Rossy-22	R-134a	Rossy-134
Tekanan kondensari (psig)	117	117	196	184	124	123
Tekanan evaporasi (psig)	37	39	69	70	35	42
Ratio tekanan (kondensari/evaporasi)	3,16	3	2,84	2,63	3,54	2,93
Efek refrigerasi (kJ/kg)	117	280	160	2,79	147	281
Aliran gas (Cfm/ton)	3,08	2,99	1,9	1,68	3,0	2,98
<i>Coefficient Of Performance (COP)</i>	7,07	7,14	6,98	7,15	6,94	7,15

Sumber : Wiranto Arismunandar. *Penyegaran Udara*, Pradnya Paramita, hal 129

Refrigeran sekunder (*secondary refrigerant*) adalah fluida yang mengangkut kalor dari bahan yang sedang didinginkan ke evaporator pada sistem refrigerasi. Refrigeran sekunder mengalami perubahan suhu bila menyerap kalor dan membebaskannya pada evaporator, tetapi tidak mengalami perubahan fase.

2.7. Diagram Tekanan (P) dan Enthalpy (h)



Gambar 2.6. Diagram Tekanan (P) dan Enthalpy (h)

Data kondisi rancangan untuk membuat diagram tekanan dan enthalpy :

- Refrigeran yang dipakai = Petrozon Rossy-12
- Temperatur *cold storage* = 5°C
- *Superheated* = 5°C
- *Subcooling* = 5°C
- Temperatur refrigeran dalam kondenser = 40°C
- Temperatur refrigeran dalam pipa evaporator *cold storage* = 0°C

Dengan melihat P-H *Petrozon Rossy-12* maka didapatkan harga-harga sebagai berikut :

- Tekanan pada kondenser = 9,3 Bar (930 psia)
- Tekanan pada evaporator = 2,9 Bar (290 psia)

Titik 1 :

Tekanan 1 (P1) = 3,9 Bar

Enthalpy 1 (h1) = 565 kJ/kg

Titik 2 :

Tekanan 2 (P2) = 9,3 Bar

Enthalpy 2 (h2) = 630 kJ/kg

Titik 3 :

Tekanan 3 (P3) = 9,3 Bar

Enthalpy 3 (h3) = 285 kJ/kg

Titik 4 :

Tekanan 4 (P4) = 3,9 Bar

Enthalpy 4 (h4) = 285 kJ/kg

Refrigerant Effect (RE) :

$$RE = h_1 - h_4 = 565 - 285 = 280 \text{ kJ/kg}$$

Sirkulasi refrigeran dalam evaporator :

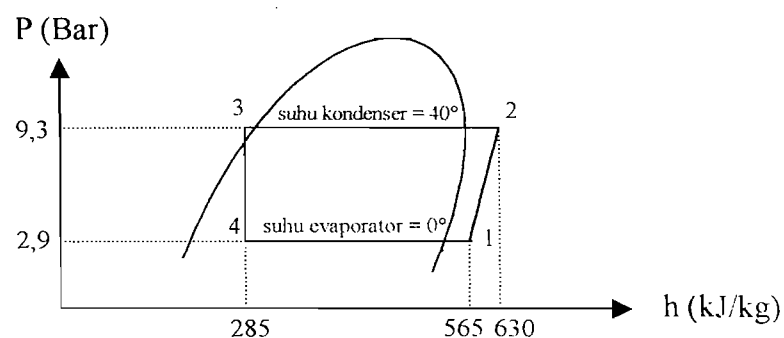
$$G = \frac{Q}{RE} = \frac{26,28 \text{ kW}}{280 \text{ kJ/kg}} = 0,0938 \text{ kg/s}$$

Daya kompresor :

$$P = G \times (h_2 - h_1) \\ = 0,0938 \times (630 - 565) = 6,097 \text{ kW}$$

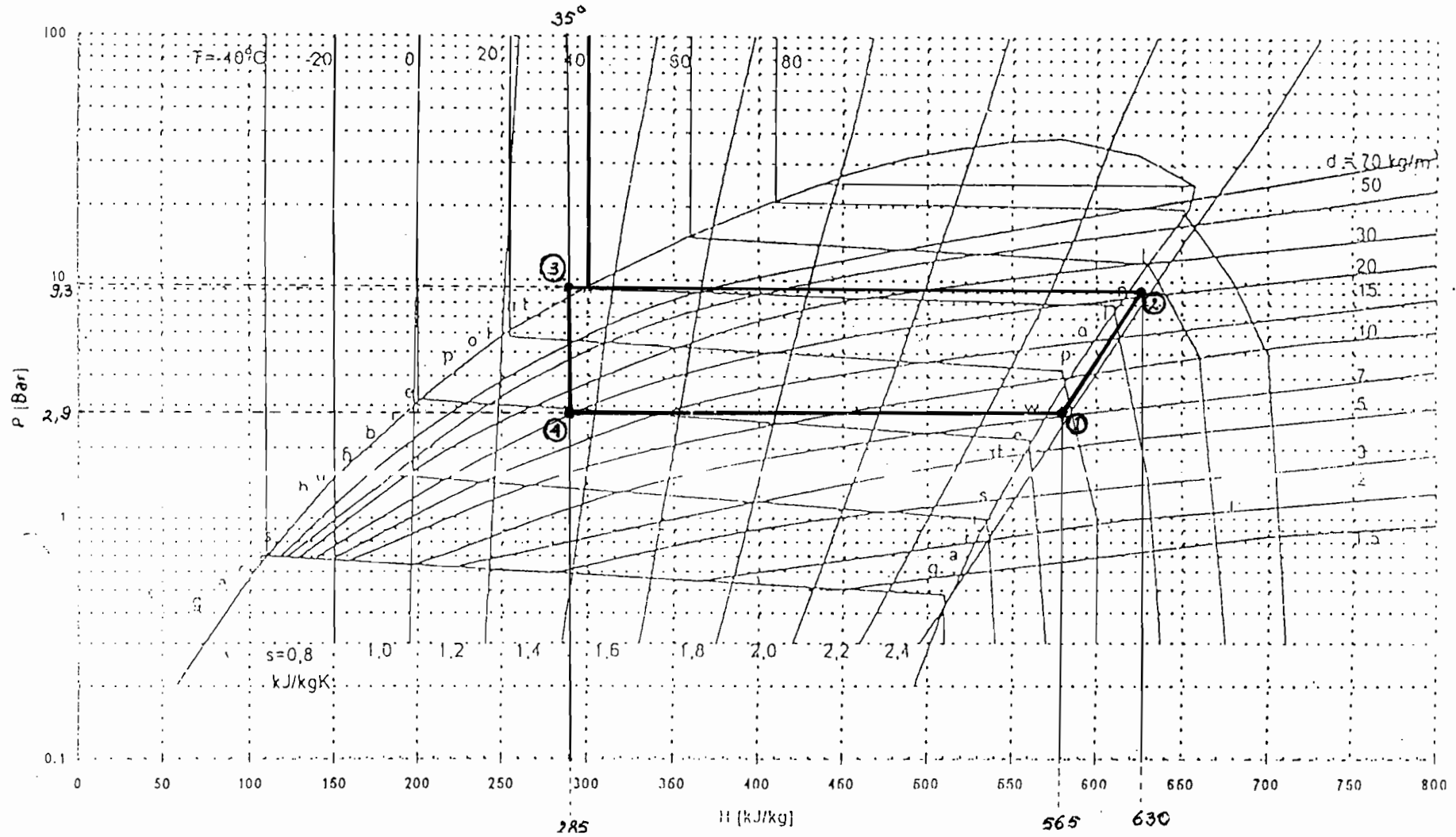
Coefficient of Performance (COP) :

$$COP = \frac{\text{beban pendinginan } (Q)}{\text{daya kompresor } (P)} \\ = \frac{26,28 \text{ kW}}{6,097 \text{ kW}} = 4,3$$



Gambar 2.7. P-H Diagram Tekanan dan Enthalpy Sistem Refrigerasi

P-H DIAGRAM PETROZON ROSSY-12



Gambar 2.8. Diagram P-H.

BAB III

PERANCANGAN KOMPONEN UTAMA MESIN REFRIGERASI

3.1. Perancangan Evaporator

Evaporator merupakan alat penukar kalor yang amat penting didalam siklus refrigerasi, sistim kerjanya dengan mendinginkan media disekitarnya. Pada perancangan ini, evaporator yang dirancang adalah jenis ekspansi kering. Yaitu pada saat masuk kedalam evaporator, cairan refrigeran yang diekspansikan melalui katup ekspansi sudah dalam keadaan campuran uap dan cairan. Dan saat keluar dari evaporator, refrigeran dalam bentuk uap kering.

Evaporator jenis ekspansi kering mempunyai keuntungan yaitu :

- Refrigeran yang digunakan tidak terlalu banyak.
- Refrigeran yang keluar dari evaporator benar-benar dalam keadaan uap kering sehingga tidak ada campuran uap dan cairan yang dapat merusakkan katup-katup kompresor.

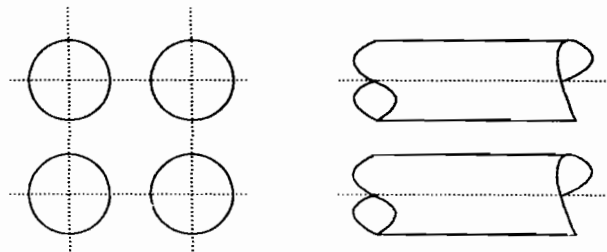
3.1.1. Konstruksi Evaporator

Dalam perancangan ini, konstruksi evaporator adalah berupa pipa-pipa berpendingin udara yang terdiri dari koil pipa yang pada bagian luarnya bersirip. Koil yang dipakai adalah jenis ekspansi langsung, dimana refrigeran diuapkan secara langsung didalam pipa-pipa evaporator. Karena sebagian besar dari evaporator terisi oleh uap refrigeran, maka perpindahan panas yang terjadi tidak terlalu besar. Untuk menaikkan koefisien perpindahan panas maka pipa-pipa evaporator dilengkapi dengan sirip pada permukaan luarnya, hal ini dimaksudkan

untuk memperbesar luasan permukaan yang berhubungan dengan udara. Pipa-pipa evaporator dan siripnya terbuat dari bahan tembaga.

Alasan utama penggunaan tembaga sebagai pipa-pipa evaporator :

- Konstruksinya ringan, kuat, tidak mudah berkarat dan mudah ditekuk.
- Angka konduktivitas thermalnya besar sehingga mudah menghantarkan panas dari pipa ke sirip.



Gambar 3.1. Konstruksi pipa evaporator

3.1.2. Perhitungan Evaporator Ruang Cold Storage

Data-data perhitungan :

- Temperatur ruang *cold storage* $(T_{cs}) = 5^{\circ}\text{C}$
- Temperatur udara masuk evaporator *cold storage* $(T_{u1}) = 6^{\circ}\text{C}$
- Temperatur udara keluar evaporator *cold storage* $(T_{u2}) = 4^{\circ}\text{C}$
- Temperatur refrigeran pada evaporator *cold storage* $(T_{ref}) = 0^{\circ}\text{C}$
- Diameter luar pipa tembaga $(d_o) = 0,01359 \text{ m}$
- Diameter dalam pipa tembaga $(d_i) = 0,0111 \text{ m}$
- Tebal pipa tembaga $(X) = 0,001245 \text{ m}$
- Konduktivitas panas tembaga $(k) = 385 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$
- Jumlah baris pipa $(N_{bp}) = 9$
- Jumlah pipa tiap baris $(N_{pb}) = 30$

Beda suhu rata-rata : | Wilbert F. Stoecker, hal. 234 |

$$\begin{aligned} \text{LMTD} &= \frac{(T_{u1} - T_{ref}) - (T_{u2} - T_{ref})}{\ln \frac{(T_{u1} - T_{ref})}{(T_{u2} - T_{ref})}} \dots\dots\dots (3.1) \\ &= \frac{(6 - 0) - (4 - 0)}{\ln \frac{(6 - 0)}{(4 - 0)}} \\ &= 4,94 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Temperatur udara rata-rata :

$$\begin{aligned} T_{rata} &= T_{ref} + \text{LMTD} \\ &= 0^\circ\text{C} + 4,94^\circ\text{C} \\ &= 4,94^\circ\text{C} \end{aligned}$$

3.1.2.1. Perpindahan panas yang terjadi pada pipa evaporator

1) Perpindahan panas dari sisi udara (bagian luar pipa evaporator) [J.P. Holman, hal. 194]

Sifat udara pada temperatur = $5^\circ\text{C} = 278^\circ\text{K}$

- Viskositas kinetik (v) = $13,76 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
- Angka Prandtl (Pr) = 0,714
- Konduktivitas dinamik (μ_{tr}) = $0,0244 \text{ W/m}^\circ\text{C}$
- Densitas (ρ_{ud}) = $1,280 \text{ Kg/m}^3$

$$\text{Re}_{ud} = \frac{Um \times d_o}{v} \dots\dots\dots (3.2)$$

dimana : Um = kecepatan rata-rata udara = 6 m/s

$$\text{Re}_{ud} = \frac{6 \times 0,01050}{13,76 \times 10^{-6}} = 5925,87$$

Pada evaporator, susunan tabung adalah tabung segaris dengan jarak $\frac{S_p}{d}$ dan

$$\frac{S_n}{d} \quad [\text{J.P. Holman, hal. 275}]$$

$$\frac{S_p}{d} = 3,0 \text{ dan } \frac{S_n}{d} = 1,5$$

Sehingga didapat :

$$C = 0,322 \text{ dan } n = 0,601$$

Angka Nuselt (N_{ud}) : [J.P. Holman, hal. 268]

$$N_{ud} = C \times R_{eud}^n \times P_r^{\frac{1}{3}} \quad \dots \dots \dots (3.3)$$

$$= 0,322 \times 5925,87^{0,601} \times 0,714^{\frac{1}{3}}$$

$$= 53,27$$

Koefisien perpindahan panas diluar pipa : [Wilbert F. Stoecker, hal. 224]

$$h_{ud} = \frac{k}{d_o} \times N_{ud} \quad \dots \dots \dots (3.4)$$

$$= \frac{0,0244}{0,01359} \times 53,27$$

$$= 95,6 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

2) Perpindahan panas dari sisi refrigeran (bagian dalam pipa evaporator)

Sifat-sifat refrigeran :

- Viskositas dinamik pada 32°C (μ_{ref}) = 0,0008 kg/m.s
- Konduktivitas panas pada 32°C (k_{ref}) = 0,09005 W/m°C
- Kalor spesifik refrigeran pada 32°C (C_p) = 2,831 kJ/kg°C

- Densitas cairan pada 0°C = 45 kg/m³
- Densitas uap pada 0°C = 10 kg/m³

Massa aliran refrigeran yang mengalir per satuan waktu (M_{ref}) :

$$M_{ref} = \frac{\text{Beban Pendinginan}}{\text{Refrigerant Effect}}$$

$$= \frac{23,28 \text{ KW}}{280 \text{ kJ/kg}} = 0,0938 \text{ kg/s}$$

Besarnya kecepatan massa refrigeran per satuan luas penampang pipa (G_{ref}) :

$$G_{ref} = \frac{M_{ref}}{N_{be} \times A_{di}} \dots\dots\dots (3.5)$$

dimana : A_{di} = luas penampang pipa bagian dalam

$$= \frac{\pi}{4} \times (11,1 \times 10^{-3})^2 = 8,71 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

maka :

$$G_{ref} = \frac{0,0938}{6 \times 8,71 \times 10^{-3}} = 179,48 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

Angka Reynold (Re_{ref}) : [J.P. Holman, hal. 195]

$$Re_{ref} = \frac{G_{ref} \times d_i}{\mu_{ref}} \dots\dots\dots (3.6)$$

$$= \frac{179,48 \times 0,0111}{0,008} = 2490,38$$

Dari perhitungan diperoleh $Re > 2300$, maka jenis alirannya adalah turbulen.

Angka Prandtl (Pr) : [Wilbert F. Stoecker, hal. 224]

$$Pr = \frac{C_p \times \mu_r}{k_r} \dots\dots\dots (3.7)$$

$$= \frac{2,831 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \times 0,0008 \text{ kg/s}}{0,09005 \text{ W/m}^\circ\text{C}}$$



$$= \frac{2,2648 \times 10^{-4} \times 0,948 \text{ Btu/s}}{0,09005 \text{ W/m}^\circ\text{C}} \times 3600 = 8,5$$

Angka Nuselt :

$$\begin{aligned} \text{Nu}_{\text{ref}} &= 0,023 \times \text{Re}_{\text{ref}}^{0,8} \times \text{Pr}^{0,4} \\ &= 0,023 \times 7433,98^{0,8} \times 8,5^{0,4} \\ &= 28,2 \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan panas konveksi pada bagian dalam

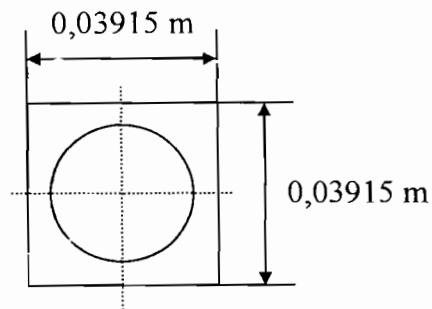
pipa (h_{ref}) : [Wilbert F. Stoecker, hal. 244]

$$\begin{aligned} H_{\text{ref}} &= \frac{k}{d_i} \times N_{u_{\text{ref}}} \dots\dots\dots (3.8) \\ &= \frac{0,09005}{0,0111} \times 28,2 \\ &= 228 \text{ W/m}^2\text{C} \end{aligned}$$

3.1.3. Perancangan Sirip

Data perancangan :

- Tinggi sirip tembaga (Hs) = 0,01278
- Lebarsirip (Ls) = 2 x Hs + do = 0,3915 m
- Panjang sirip (Ps) = 0,03915 m
- Tebal sirip tembaga (Ts) = 0,0002 m
- Jumlah sirip per meter (i) = 330
- Jarak antar pipa (s) = 1,25 x (do + 2 x Hs) = 0,048937 m



Gambar 3.2 Penampang sirip segi empat

Dari data yang didapatkan diatas, maka dapat dilakukan perhitungan :

Luas permukaan sirip per meter panjang pipa (A_s) :

$$\begin{aligned} A_s &= 2 \times i \times (L_s \times P_s - \pi/4 \times d_o^2) \\ &= 2 \times 330 \times (0,03915 \times 0,03915 - \pi/4 \times 0,01359^2) \\ &= 0,91586 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Luas permukaan luar pipa per meter panjang pipa :

$$\begin{aligned} A_p &= (\pi \times d_o) - (\pi \times d_o \times T_s \times i) \\ &= (\pi \times 0,01359) - (\pi \times 0,01359 \times 0,0002 \times 330) \\ &= 0,039876 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Luas permukaan total bagian luar pipa bersirip per meter panjang pipa (A_{pt}) :

$$\begin{aligned} A_{pt} &= A_s + A_p \\ &= 0,91586 + 0,039876 \\ &= 0,955737 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Konstanta (M) : [Wilbert F. Stoecker, hal. 227]

$$M = \sqrt{\frac{h_{ud}}{k \times \frac{1}{2} T_s}} \dots \dots \dots (3.9)$$

$$= \sqrt{\frac{95,6}{385 \times \frac{1}{2} \times 0,0002}} = 49,83$$

Efisiensi sirip (η_s) : [Wilbert F. Stoecker, hal. 227]

$$\begin{aligned} \eta_s &= \frac{\tanh M \times Hs}{M \times Hs} \dots\dots\dots(3.10) \\ &= \frac{\tanh 49,83 \times 0,01278}{49,83 \times 0,01278} \\ &= 0,02377 \end{aligned}$$

Luas penampang pipa bagian dalam (A_{pi}) :

$$\begin{aligned} A_{pi} &= \pi \times d \\ &= \pi \times 0,0111 = 0,03487 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Luas penampang pipa rata-rata (A_{pr}) :

$$\begin{aligned} A_{pr} &= \frac{A_{pt} + A_{pi}}{2} \\ &= \frac{0,955737 + 0,03487}{2} \\ &= 0,4953 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan panas menyeluruh per satuan panjang

pipa (U_o) : [Wilbert F. Stoecker, hal. 233]

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_{ud}} + \frac{X_p \times A_{pt}}{k_t \times A_{pr}} + \frac{A_{pt}}{h_{ff} \times A_{pi}} + \frac{A_{pt}}{h_{ref} \times A_{pi}} \dots\dots\dots(3.11)$$

dengan :

$$\frac{1}{h_{ff}} = \text{faktor pengotoran pipa bagian dalam karena kotoran maupun endapan.}$$

Tabel 3.1. Faktor Pengotoran Normal

Jenis Fluida	R. ft ² °F/Btu	m ² °C/W
Air laut dibawah 125°F	0,0005	0,00009
Air laut diatas 125°F	0,001	0,002
Air umpan ketel yang diolah	0,001	0,0002
Minyak bakar	0,005	0,0009
Minyak celup (quenching oil)	0,004	0,0007
Uap alkohol	0,0005	0,00009
Uap, tak mengandung minyak	0,0005	0,00009
Udara industri	0,002	0,0004
Zat cair pendingin (refrigerating)	0,001	0,0002

Sumber : Wiranto Arismunandar, *Penyegaran Udara*, Pradnya Paramita, hal 140

Maka :

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{95,6} + \frac{0,001245 \times 0,955737}{385 \times 0,4953} + \frac{0,955737 \times 0,002}{0,03487} + \frac{0,955737}{228 \times 0,03487}$$

$$= 0,136166792$$

$$U_o = 7,34 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Luas permukaan pipa bagian luar total ($A_{p_{tot}}$) :

$$A_{p_{tot}} = \frac{Q \text{ cold storage}}{U_o \times LMTD}$$

$$= \frac{26,28 \text{ kW}}{7,34 \times 4,94} = 724 \text{ m}^2$$

Panjang pipa evaporator :

$$L_e = \frac{A_{p_{tot}}}{A_{pi}} = \frac{724}{1,01107} = 716,8 \text{ m}$$

Luas permukaan pipa bagian dalam total ($A_{p_{d_{tot}}}$) :

$$A_{pit} = \pi \times d_i \times L_e$$

$$= \pi \times 0,0111 \times 716,8$$

$$= 24,9 \text{ m}^2$$

Panjang evaporator cold storage (P_{ev}) :

$$P_{ev} = \frac{I_e}{N_{bp} \times N_{pb}}$$

$$= \frac{716,8}{9 \times 30}$$

$$= 2,6 \text{ m}$$

Lebar evaporator cold storage (L_{ev}) :

$$L_{ev} = N_p \times s$$

$$= 30 \times 0,04893$$

$$= 1,46 \text{ m}$$

Tinggi evaporator cold storage (T_{ev}) :

$$T_{ev} = N_b \times s$$

$$= 9 \times 0,04893$$

$$= 0,44 \text{ m}$$

Panjang pipa karena adanya belokan dimana pipa berbentuk U standar dengan sudut 180° dan panjang tiap belokan 2,5 in dengan konstruksi pipa dirancang terdiri atas 6 baris pipa dengan tiap baris ada 26 pipa, yaitu $= 9 \times 30 \times (2,5 \times 0,0254) = 17,14 \text{ m}$. Maka panjang pipa total untuk pipa evaporator =

$$L_t = 716,8 \text{ m} + 17,14 \text{ m}$$

$$= 733,94 \text{ m}$$

3.1.4. Penurunan Tekanan

Pada sistem refrigerasi terjadi penurunan tekanan refrigeran ketika melewati pipa-pipa evaporator. Penurunan ini akan berakibat pada kinerja mesin refrigerasi, yaitu daya kompresor yang makin besar karena kompresor harus memompa uap refrigeran dari tekanan rendah. Ada dua faktor penurunan tekanan yang dihitung dalam perhitungan ini, yaitu :

1. Penurunan tekanan dilihat dari sisi udara

Faktor gesekan pada permukaan luar yang diakibatkan oleh

udara (f_{ud}) : [J.P. Holman, hal. 276]

$$f_{ud} = \left[0,25 + \frac{0,188}{\left(\frac{s - d_o}{d_o} \right)^{1,088}} \right] Re_{ud}^{-0,16} \dots\dots\dots (3.12)$$

$$= \left[0,25 + \frac{0,188}{\left(\frac{0,04893 - 0,01359}{0,01359} \right)^{1,088}} \right] \times (5925,87)^{-0,16}$$

$$= 0,0788$$

Massa aliran udara persatuan waktu :

$$U_{ud} = V \times \rho_{ud}$$

dimana : V = kecepatan aliran udara = 6 m/s

maka :

$$\begin{aligned} U_{ud} &= 6 \times 1,280 \text{ kg/m}^3 \\ &= 7,68 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \end{aligned}$$

Penurunan tekanan yang diakibatkan aliran udara (ΔP_{ud}) : [J.P. Holman, hal. 276]

$$\Delta P_{ud} = \frac{2 \times f_{ud} \times U_{ud}^2 \times N_{bp}}{\rho_{ud}} + \left(\frac{\mu_{utp}}{\mu_{utr}} \right)^{0,14} \dots\dots\dots (3.13)$$

dimana : μ_{utp} = viskositas dinamik udara pada temperatur didalam pipa.

$$\begin{aligned} \Delta P_{ud} &= \frac{2 \times 0,0788 \times 7,68^2 \times 9}{1,280} + \left(\frac{1,7472 \times 10^{-5}}{1,7225 \times 10^{-5}} \right)^{0,14} \\ &= 66,361 \text{ Pa} = 0,066361 \text{ kPa} \end{aligned}$$

2. Penurunan tekanan dilihat dari sisi refrigeran

Faktor gesekan pada bagian dalam pipa yang diakibatkan oleh refrigeran :

$$\begin{aligned} f_{ref} &= (1,82 \times \log Re_{ref} - 1,64)^{-2} \\ &= (1,82 \times \log 2490,38 - 1,64)^{-2} \\ &= 0,0489 \end{aligned}$$

Kecepatan massa aliran refrigeran (U_{ref}) :

$$U_{ref} = \frac{G_{ref}}{\rho_1} = \frac{179,48}{45} = 3,9 \text{ m/s}$$

Penurunan tekanan didalam pipa (ΔP_{ref}) :

$$\begin{aligned} \Delta P_{ref} &= f_{ref} \times \frac{L_e}{d_1} \times \rho_1 \times \frac{U_{ref}^2}{2 \times g_e} \\ &= 0,10133 \times \frac{716,8}{0,0111} \times 45 \times \frac{3,9^2}{2 \times 9,81} \\ &= 207688 \text{ Pa} \\ &= 207,688 \text{ KPa} \end{aligned}$$

Perpindahan panas yang terjadi pada pipa-pipa evaporator dapat ditinjau dari 3 faktor yaitu daripengaruh udara, pipa dan refrigeran.

Pemeriksaan temperatur udara rata-rata :

- Dari sisi udara

$$T_o - T_{fo} = \frac{Q_e}{h_{ud} \times A_{pl_{tot}}} = \frac{26280}{95,6 \times 724,92} = 0,3792^\circ\text{C}$$

$$T_{fo} - T_w = \frac{Q_e}{h_{ff} \times A_{pl_{tot}}} = \frac{26280 \times 0,002}{724,92} = 0,0072^\circ\text{C}$$

- Dari sisi pipa

$$R_{in} = \frac{X_p}{k_t \times A_{pr}} = \frac{0,001245}{385 \times 0,522971} = 6,18 \times 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_w - T_{fi} = \frac{Q_e}{A_{pr}} \times R_m = \frac{23630}{0,522971} \times 6,18 \times 10^{-6} = 0,279 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Dari sisi refrigeran

$$T_w - T_{fi} = \frac{Q_e}{h_{rf} \times A_{pd_{tot}}} = \frac{26280}{228 \times 24,9} = 4,629 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{fi} - T_r = \frac{Q_e}{h_{ff} \times A_{pd_{tot}}} = \frac{26280 \times 0,0002}{24,9} = 0,211 \text{ }^\circ\text{C}$$

Penurunan temperatur total pada evaporator ruang *cold storage* :

$$T_{ef} = 0,3792 + 0,0072 + 0,279 + 4,629 + 0,211 = 5,505 \text{ }^\circ\text{C}$$

Temperatur udara rata-rata teoritis (T_{teo}) :

$$T_{teo} = T_{rata} + T_{tot} = 4,94 + 5,505 = 10,445 \text{ }^\circ\text{C}$$

Temperatur udara perancangan (T_{up}) :

$$T_{up} = T_{rata} + LMTD = 4,94 + 4,94 = 9,88 \text{ }^\circ\text{C}$$

Dari perhitungan diatas didapatkan bahwa temperatur udara rata-rata teoritis lebih besar dari temperatur udara rata-rata perancangan, sehingga perancangan ini memenuhi syarat.

3.1.5. Komponen Pendukung Evaporator

3.1.5.1. Kipas Udara (Fan)

Kipas udara berperan sangat penting didalam proses pendinginan untuk memperbesar kecepatan udara dari unit evaporator sehingga pendistribusian udara dapat terjadi secara merata ke seluruh sudut ruangan. Pendistribusian udara menggunakan fan jenis aksial (aliran udara secara aksial). Pertimbangan penggunaan fan jenis aksial adalah :

- Putaran konstan
- Operasi motor terus-menerus (kontinyu)
- Torsi awal kecil
- Beban merata

Pada kipas digunakan sudu impeler yang terbuat dari plat baja atau alumunium tuang yang mempunyai jumlah antara 4 sampai 12 buah.

Data perancangan :

- Jumlah sudu fan evaporator (Z) = 4 buah
- Diameter luar sudu (D) = 0,5 m
- Ratio perbandingan d/D = 0,05
- Jumlah fan (N) = 2
- Daya motor penggerak fan = 1,5 HP
- Kalor jenis udara pada 5°C = 1,0055 kJ/kg°C
- Density udara pada 5°C = 1,280976 kg/m³
- Putaran poros motor penggerak fan (n) = 1750 rpm
- Beban pendinginan untuk evaporator (Q_{ef}) = 26,28 kW
- Selisih temperatur udara masuk dan keluar evaporator (Δt) = 2°C

Massa aliran udara per satuan waktu untuk tiap evaporator (M_{ud}) :

$$\begin{aligned} M_{ud} &= \frac{Q_{ef}}{C_p \times \Delta t} \\ &= \frac{26,28}{1,0055 \times 2} = 11,75 \text{ kg / s} \end{aligned}$$

Kapasitas udara tiap evaporator (Q_{ud}) :

$$\begin{aligned} Q_{ud} &= \frac{M_{ud}}{\rho_{ud}} \\ &= \frac{11,75}{1,280} = 9,179 \text{ m}^3 / \text{s} \end{aligned}$$

Kapasitas udara yang diperlukan untuk tiap unit fan evaporator (Q_f) :

$$\begin{aligned} Q_f &= \frac{Q_{ud}}{N} \\ &= \frac{9,179}{2} = 4,589 \text{ m}^3 / \text{s} \end{aligned}$$

Kecepatan udara yang dihasilkan fan (V_f) :

$$\begin{aligned} V_f &= \frac{4 \times Q_f}{\pi \times (D^2 - d^2)} \\ &= \frac{4 \times 4,589}{\pi \times (0,5^2 - 0,025^2)} = 23,442 \text{ m / s} \end{aligned}$$

Jarak antar sudu :

$$\begin{aligned} S &= \frac{\pi \times D}{Z} \\ &= \frac{\pi \times 0,5}{4} = 0,3927 \text{ m} \end{aligned}$$

Lebar sudu :

$$b = \frac{Q_f}{\pi \times D \times V_f}$$

$$= \frac{4,589}{\pi \times 0,5 \times 23,442} = 0,1246 \text{ m}$$

Kecepatan putar sudu (v_s) :

$$\begin{aligned} v_s &= \frac{\pi \times D \times n}{60} \\ &= \frac{\pi \times 0,5 \times 1750}{60} = 5,8148 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Tinggi tekan dari fan :

$$\begin{aligned} H &= \frac{Hp \times 75}{Q_f \times \rho_{ud}} \\ &= \frac{1,5 \times 75}{4,589 \times 1,280} = 19,15 \text{ m udara} \end{aligned}$$

3.1.5.2. Motor Penggerak Fan

Fan pada evaporator bergerak karena digerakkan oleh motor penggerak. Jumlah motor penggerak yang digunakan di perancangan ini adalah 2 motor listrik. Spesifikasi motor listrik yang dipakai adalah :

Merek/type : Technoblock/Squirrel

Jumlah phase : 3

Daya motor : 1,5 HP

Putaran : 1750 rpm

Tegangan : 220 V

Frekuensi : 60 Hz

Pertimbangan dalam pemilihan motor untuk penggerak fan ini adalah :

- Tidak berisik
- Kecepatan putarnya konstan

- Harganya murah
- Aliran arus awal rendah

3.2. Perancangan Kompresor

Fungsi utama kompresor adalah memperbesar tekanan fluida dalam hal ini refrigeran yaitu dengan cara memampatkan fluida kerja atau refrigeran itu sendiri untuk kemudian dialirkan ke kondenser. Jenis kompresor yang dipakai yaitu jenis *rotary*. Pertimbangan untuk pemilihan kompresor jenis *rotary* yaitu :

- konstruksi kompresor lebih sederhana
- getarannya kurang karena tidak ada bagian yang bergerak bolak-balik
- kapasitas kompresor besar
- cocok untuk sistem refrigerasi berkapasitas kecil

3.2.1. Konstruksi Kompresor

Kompresor *rotary* mempunyai rotor yang dipasang didalam rumah yang berbentuk silinder. Pada rotornya terdapat beberapa parit dalam arah aksial dimana dipasang sudu-sudu. Sudu-sudu ini membagi ruangan antara rotor dan rumah kompresor. Jika rotor berputar, volume ruangan yang dibatasi oleh dua sudu mula-mula akan membesar sehingga udara akan terhisap melalui lubang hisap, kemudian dikeluarkan melalui lubang keluar. Sudu-sudu yang dipasang pada parit rotor akan meluncur keluar masuk parit selama rotor berputar dan ujung sudu meluncur pada permukaan dalam silinder. Sudu yang dipakai sebaiknya yang tahan aus yaitu baja tuang putih karena bersifat liat dan tahan aus terhadap

gesekan dan pembuatannya dengan cara dicor melalui proses penuangan dan pembentukan. Sedangkan bahan untuk silinder dipilih besi tuang kelabu dengan sifat tahan aus, tahan getaran dan suhu tinggi.

3.2.2. Perhitungan Kompresor

Data-data perancangan :

- Refrigeran yang digunakan = Petrozon Rossy 12
- Beban pendinginan ruang *Cold Storage* = 26,28 kW
- Temperatur kondenser = 40°C
- Tekanan isap (P1) = 290 kPa
- Tekanan buang (P2) = 930 kPa
- Perbandingan kompresi (r) = 2,4
- Daya kompresor (Pk) = 5,84 kW
- Jumlah vane (m) = 12
- Putaran (n) = 950 rpm
- Volume spesifik (Vi) = 0,33 m³/kg

Perhitungan :

Volume per revolution (V_{thi}) :

$$V_{thi} = \frac{V_i}{\eta_{vc} \times \eta_c \times n}$$

Dimana : η_{vc} = efisiensi kompresor = 0,9 (90%)

η_c = efisiensi kerja kompresor = 0,75

maka :

$$V_{thi} = \frac{0,33}{0,9 \times 0,75 \times 950}$$

$$= 0,0005146 \text{ m}^3/\text{rev}$$

Perbandingan kompresi (r / R) untuk kompresor jenis rotary,

yaitu : [Vladimir Chlurnsky, hal. 281]

- Untuk kompresor tekanan tinggi :

$$r/R = 0,885 \dots\dots\dots(3.14)$$

$$e = 0,115 \times R$$

- Untuk kompresor tekanan rendah :

$$r/R = 0,86 \dots\dots\dots(3.15)$$

$$e = 0,14 \times R$$

Karena kompresor yang dipakai jenis tekanan tinggi dengan :

$$\text{Panjang rotor ; } L = 4 \times R$$

maka :

$$V_{thi} = (4 \times \pi \times R) \times e \times L$$

$$= (4 \times 3,14 \times R) \times (0,115 \times R) \times (4 \times R)$$

$$= 12,56 R \times 0,115 R \times 4 R = 5,7805 R^3$$

Panjang jari-jari dalam kompresor (Ri) :

$$R = \left(\frac{V_{thi}}{5,7805} \right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{0,0005146}{5,7805} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,04465 \text{ m}$$

Diameter dalam silinder (Di) :

$$Di = R \times 2$$

$$= 0,04465 \times 2 = 0,0893 \text{ m}$$

Panjang rotor (L) :

$$\begin{aligned} L &= 4 \times R \\ &= 4 \times 0,04465 = 0,1786 \text{ m} \end{aligned}$$

Eksentrisitas rotor terhadap diameter dalam silinder (e_i) :

$$\begin{aligned} e_i &= 0,115 \times R \\ &= 0,115 \times 0,04465 = 0,005134 \text{ m} \end{aligned}$$

Lebar *vane* (W) :

$$\begin{aligned} W &= 3,8 \times e_i \\ &= 3,8 \times 0,005134 = 0,01951 \text{ m} \end{aligned}$$

Besar satuan *volume per revolution* (V) :

$$\begin{aligned} V &= 2 \times e_i \times L \times (3,14 \times D_i - m \times s) \\ &= 2 \times 0,005134 \times 0,1786 \times (3,14 \times 0,0893 - 12 \times 0,002) \\ &= 0,0004702 \text{ m}^3 / \text{rev} \end{aligned}$$

Kapasitas kompresor per menit (Q) :

$$\begin{aligned} Q &= h \times V \times \eta_{vc} \\ &= 950 \times 0,0004702 \times 0,9 = 0,402 \text{ m}^3 / \text{menit} \end{aligned}$$

Luasan area antara sudu per *vanes* (F_k) :

Luasan ini adalah luasan antara dua sudu yang didapat dari perhitungan :

$$\varepsilon = \frac{e}{R} = \frac{0,005134}{0,04465} = 0,1149$$

$$\text{sudut } \beta = \frac{\pi}{m} = \frac{3,14}{12} = 0,2616^\circ$$

maka :

$$F_k = \frac{4 \times 3,14 \times \varepsilon \times R^2}{m} = \frac{4 \times 3,14 \times 0,1149 \times 0,04465^2}{12} = 0,0002397 \text{ m}^2$$

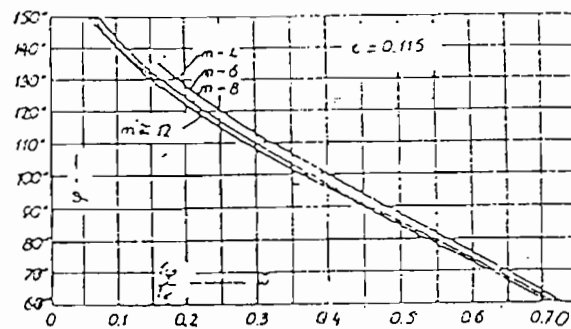
Perbandingan luasan F_k / F_φ :

$$\frac{F_k}{F_\varphi} = \left[\frac{P1}{P2} \right]^n \quad \text{dimana } n = 1,4$$

$$\frac{F_k}{F_\varphi} = \left[\frac{290}{930} \right]^{1,4} = 0,435$$

Dengan melihat tabel 3.2, yaitu perbandingan $\frac{F_k}{F_\varphi}$ maka besarnya sudut φ dapat

dicari, yaitu didapatkan harga $\varphi = 78^\circ$



Gambar 3.2. Perbandingan F_k / F_φ

Sumber : Chlumsky, V., *Reciprocating and Rotary Compressor*, Publisher of Technical Literature, Pregue, Czechoslovakia, 1965

Sudut *discharge edge* (φ) :

$$\phi = \beta + \varphi = 0,2616^\circ + 78^\circ = 78,26^\circ$$

Luasan area F_φ :

$$\begin{aligned} F_\varphi &= R \times e \times \left\{ (2 - \varepsilon) \times \beta + (2 \sin \beta \cos \varphi) + \left(\frac{\varepsilon}{2} \right) \sin \beta 2 \cos 2\varphi \right\} \\ &= 0,04465 \times 0,005134 \times \left\{ (2 - 0,1149) \times 0,2616 + (2 \sin 0,2616 \right. \\ &\quad \left. \cos 78,26 + \left(\frac{0,1149}{2} \right) \times \sin(0,2616 \times 2) \cos(2 \times 78,26) \right\} \\ &= 0,0001133 \text{ m} \end{aligned}$$

Total volume selama satu *revolution* (*total swept volume*) :

$$\begin{aligned}
 V_{\text{tot}} &= F_k \times m \times L \\
 &= 2 \times e \times L \times (3,14 \times D - m \times s) \\
 &= 2 \times 0,005134 \times 0,1786 \times (3,14 \times 0,0893 - 12 \times 0,002) \\
 &= 0,0004702 \text{ m}^3 / \text{rev}
 \end{aligned}$$

Jarak kontak sudu pada titik V1 ke titik Or (*axis of rotor*) :

$$\begin{aligned}
 L_a &= \sqrt{R^2 \times (1 + 2\varepsilon \cos \beta + \varepsilon^2 \cos 2\beta)} \\
 &= \sqrt{(0,04465)^2 \times (1 + 2 \times 0,1149 \cos 0,2616 + (0,1149)^2 \cos 20,2616)} \\
 &= 0,0497802 \text{ m}
 \end{aligned}$$

3.2.3. Pelumasan Kompresor

Pada saat kompresor bekerja maka akan terjadi gesekan diantara komponen-komponen yang berhubungan didalam kompresor. Gesekan itu akan menimbulkan panas dan panas tersebut akan mengakibatkan keausan pada komponen itu. Untuk mengurangi panas akibat gesekan dibutuhkan minyak pelumas yang baik sehingga kompresor dapat bekerja denganbaik pula.

Fungsi dari minyak pelumas sendiri yaitu :

- Sebagai media pelumas

Pada saat kompresor bekerja, minyak akan melumasi komponen mesin kompresor dan akan menghasilkan lapisan minyak tipis (film) pada 2 komponen yang saling berhubungan sehingga gesekan yang keras dapat dikurangi.

- Sebagai media pembersih

Pada saat melakukan pelumasan, kotoran akan terbawa oleh minyak pelumas sehingga tidak akan menempel pada benda yang bergerak yang mengakibatkan keausan.

- Sebagai media pendingin

Minyak akan menyerap panas yang ditimbulkan dari gesekan dan pergerakan komponen kompresor.

Syarat-syarat minyak pelumas yang baik :

- Memiliki sifat anti korosi.
- Proses pemisahan minyak dan refrigeran harus mudah dan tanpa reaksi kimia.
- Mempunyai susunan senyawa kimia yang stabil.
- Memiliki sifat sebagai pendingin.
- Memiliki titik beku yang rendah.
- Mempunyai kadar parafin yang rendah sehingga dapat dihindari pembekuan pada temperatur rendah.
- Memiliki tingkat kemurnian yang tinggi, yaitu tidak mengandung kotoran, air dan asam.

3.3. Perencanaan Kondenser

Fungsi dari kondenser adalah mendinginkan dan mengembunkan refrigeran yang berasal dari kompresor sehingga dapat dihasilkan refrigeran cair dengan proses pendinginan lanjut. Untuk memilih jenis dan ukuran kondenser yang dibutuhkan didasarkan oleh beban yang diderita kondenser itu sendiri dan juga dari segi ekonomis penggunaan jenis kondenser untuk keperluan tertentu.

3.3.1. Pemilihan Kondenser

Jenis kondenser yang dipakai dalam perancangan ini adalah jenis kondenser berpendingin air dengan konstruksi tabung dan pipa. Pertimbangan pemilihan kondenser jenis ini adalah :

1. Kondenser tabung dan pipa dapat dipakai untuk berbagai kapasitas pendinginan, dari kecil sampai sekitar 100 HP.
2. Pipa-pipa air dapat dibuat dengan mudah.
3. Konstruksi sederhana dan mudah dalam perawatan.
4. Ekonomis, karena tersedianya media pendingin air yang murah dan bersih.
5. Pipa pendingin mudah dibersihkan.

Perpindahan panas yang terjadi pada kondenser secara konveksi dimana prosesnya ditinjau dari dua sisi, yaitu sisi refrigeran berada diluar pipa dan air pendingin berada didalam pipa. Konstruksi dari kondenser terdiri dari tabung (*shell*) yang berisi pipa-pipa, dimana pipa-pipa ini dihubungkan dengan plat pipa. Diantara plat pipa dan tutup tabung dipasang sekat-sekat yang digunakan untuk membagi aliran air, yang melewati pipa-pipa tersebut dan untuk mengatur kecepatan aliran.

3.3.2. Perhitungan Kondenser

Data-data perancangan distribusi temperatur di kondenser.

- Temperatur air masuk kondenser $(T_{air1}) = 28^{\circ}\text{C}$
- Temperatur air keluar kondenser $(T_{air2}) = 34^{\circ}\text{C}$

- Temperatur refrigeran didalam kondenser $(T_{ref}) = 40^{\circ}\text{C}$
- Selisih temperatur antara air masuk dengan air keluar dari kondenser $(\Delta T_{air}) = 7^{\circ}\text{C}$.

Beda temperatur rata-rata log (LMTD) :

$$\text{LMTD} = \frac{(T_{ref} - T_{air 1}) - (T_{ref} - T_{air 2})}{\ln\left(\frac{T_{ref} - T_{air 1}}{T_{ref} - T_{air 2}}\right)} = \frac{(40 - 28) - (40 - 34)}{\ln\left(\frac{40 - 28}{40 - 34}\right)} = 8,6^{\circ}\text{C}$$

Temperatur udara rata-rata (T_{UR}) :

$$\begin{aligned} T_{UR} &= T_{ref} - \text{LMTD} \\ &= 40 - 8,6 = 31,4^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

3.3.3. Konstruksi Kondenser

Data perencanaan komponen kondenser :

- Bahan pipa $=$ tembaga
- Diameter luar pipa tembaga $(d_o) = 19,42 \times 10^{-3} \text{ m}$
- Diameter dalam pipa tembaga $(d_i) = 16,11 \times 10^{-3} \text{ m}$
- Konduktivitas panas pipa tembaga $(k_p) = 385 \text{ W/m }^{\circ}\text{C}$
- Tebal dinding pipa tembaga $(T_p) = 3,31 \times 10^{-3} \text{ m}$
- Jarak antar pipa $(J_p) = 0,045 \text{ m}$
- Jumlah baris vertikal $(J_b) = 8$
- Jumlah haluan $(J_h) = 2$
- Jumlah pipa tiap haluan $(J_{ph}) = 32$
- Jumlah pipa seluruh $(N_p) = 64$

Pada perancangan kondenser ini, perpindahan panas yang terjadi ditinjau juga dari dua sisi, yaitu perpindahan panas pada sisi luar pipa (karena pengaruh refrigeran) dan perpindahan panas pada sisi dalam pipa (pengaruh air pendingin).

1. Perpindahan panas yang terjadi pada sisi dalam pipa

Rasio Pelepasan Kalor (RPK) : [Wilbert F. Stoecker, hal. 230]

$$\text{RPK} = \frac{h_9 - h_{10}}{h_1 - h_7} = \frac{630 - 300}{570 - 215} = 0,929 \quad \dots\dots\dots(3.16)$$

Kalor yang dilepaskan kondenser (Q_k) : [Wilbert F. Stoecker, hal. 235]

$$Q_k = Q_{\text{total}} \times \text{RPK} \quad \dots\dots\dots(3.17)$$

dimana :

$$Q_{\text{total}} = \text{beban pendinginan total} = 26,28 \text{ kW}$$

maka :

$$Q_k = 26,28 \text{ kW} \times 0,929 = 21,952 \text{ kW}$$

Temperatur air rata-rata (T_{air rata}) :

$$\begin{aligned} T_{\text{air rata}} &= T_{\text{air 1}} + \left(\frac{T_{\text{air 2}} - T_{\text{air 1}}}{2} \right) \\ &= 28 + \left(\frac{34 - 28}{2} \right) = 31^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Laju aliran air yang dibutuhkan untuk membawa kalor keluar dari kondenser

(M_a) : [Wilbert F. Stoecker, hal. 236]

$$M_a = \frac{Q_k}{c_p \times \Delta T_{\text{air}}} \quad \dots\dots\dots(3.18)$$

dimana :

$$c_p = \text{Kalor jenis air pada } (31^\circ\text{C}) = 4,175 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$\rho_a = \text{Densitas dinamik air pada } (31^\circ\text{C}) = 995,095 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_a = \text{Viskositas dinamik air pada } (31^\circ\text{C}) = 7,89 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$$

$$k_a = \text{Konduktivitas air pada } (31^\circ\text{C}) = 0,6205 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$Pr = \text{Angka Prandtl air pada } (31^\circ\text{C}) = 5,28$$

maka :

$$Ma = \frac{21,952}{4,175 \times 6} = 0,8763 \text{ kg/s}$$

Laju aliran volume (Q_a) : [Wilbert F. Stoecker, hal. 236]

$$Q_a = \frac{Ma}{\rho_a} = \frac{0,8763}{995,095} = 8,803 \times 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s} \dots\dots\dots (3.19)$$

Kecepatan air melalui pipa (V_a) : [Wilbert F. Stoecker, hal. 236]

$$V_a = \frac{Q_a}{Jph \times (\frac{1}{4} \times \pi \times di^2)} \dots\dots\dots (3.20)$$

$$= \frac{8,803 \times 10^{-4}}{32 \times (\frac{1}{4} \times \pi \times (16,11 \times 10^{-3})^2)} = 0,135 \text{ m/s}$$

Angka Reynold (Re) :

$$Re = \frac{\rho_a \times V_a \times di}{\mu_a}$$

$$= \frac{995,095 \times 0,135 \times 16,11 \times 10^{-3}}{7,89 \times 10^{-4}} = 2742,097$$

Jenis aliran yang mengalir pada pipa kondenser yaitu turbulen karena $Re > 2300$.

$$\begin{aligned} Nu &= 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4} \\ &= 0,023 \times 2742,097^{0,8} \times 5,28^{0,4} \\ &= 25,19 \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan panas dari dalam pipa (h_a) :

$$h_a = \frac{Nu \times k_a}{d_i}$$

dimana :

$$d_o = \text{diameter luar pipa tembaga} = 19,42 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_i = \text{diameter dalam pipa tembaga} = 16,11 \times 10^{-3} \text{ m}$$

maka :

$$h_a = \frac{25,19 \times 0,6205}{0,01611} = 970,22 \text{ W / m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tahanan termal bagian dalam pipa per satuan panjang pipa, (R_{p_i}) : [J.P. Holman, hal. 483]

$$\begin{aligned} R_{p_i} &= \frac{1}{h_a \times A_i} \dots\dots\dots (3.21) \\ &= \frac{1}{970,22 \times (\pi \times 0,01611)} = 2,036 \times 10^{-2} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C / W} \end{aligned}$$

Tahanan termal pipa untuk setiap satuan panjang pipa, (R_{p_1}) : [J.P. Holman, hal. 483]

$$\begin{aligned} R_{p_1} &= \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_l}\right)}{2 \times \pi \times k_t} \dots\dots\dots (3.22) \\ &= \frac{\ln\left(\frac{9,71 \times 10^{-3}}{8,055 \times 10^{-3}}\right)}{2 \times \pi \times 385} = 7,72 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C / W} \end{aligned}$$

Diameter pipa rata-rata (D_{rata}) :

$$D_{rata} = \frac{d_o + d_i}{2}$$

$$= \frac{19,42 \times 10^{-3} + 16,11 \times 10^{-3}}{2} = 0,017765 \text{ m}$$

2. Perpindahan panas yang terjadi pada sisi luar pipa

Temperatur film rata-rata yang disebabkan pengembun diluar pipa ($T_{f_{rata}}$) :

$$T_{f_{rata}} = T_{ref} - \frac{\Delta T_f}{2}$$

dimana :

ΔT_f = penurunan temperatur karena adanya lapisan film pada permukaan luar pipa sebesar 6°C .

$$T_{f_{rata}} = 40 - \frac{-6}{2} - 43^\circ\text{C}$$

Jumlah rata-rata pipa dalam baris tegak (N) : [Wilbert F. Stoecker, hal. 235]

$$N = \frac{N_{ps}}{N_{bv}} \dots\dots\dots(3.23)$$

dimana :

N_{ps} = jumlah pipa seluruhnya = 64

N_{ph} = jumlah pipa tiap haluan = 32

N_{bv} = jumlah baris pipa vertikal = 8

N_1 = jumlah haluan = 2

maka :

$$N = \frac{64}{8} = 8$$

Koefisien pengembunan dari sisi luar pipa (H_{op}) : [Wilbert F. Stoecker, hal. 232]

$$H_{op} = 0,725 \times \left[\frac{g \cdot \rho^2 \cdot h_{fg} \cdot k^3}{\mu \cdot \Delta t \cdot N \cdot d_o} \right]^{\frac{1}{4}} \dots\dots\dots (3.24)$$

dimana :

- g = Gravitasi bumi = 9,81
 ρ_{ref} = Densitas refrigeran pada (43 °C) = 481 kg/m³
 h_{fg} = Entalpi campuran antara uap dan cairan (43 °C) = 299,8 kJ/kg
 k_{ref} = Konduktivitas termal refrigeran pada (43 °C) = 0,0843
 μ_{ref} = Viskositas dinamik refrigeran pada (43 °C) = 7,9x10⁻⁵ kg/m.s

maka :

$$H_{op} = 0,725 \times \left[\frac{9,81 \times 481^2 \times 299,8 \times 0,0843^3}{7,9 \times 10^{-5} \times 8 \times 19,42 \times 10^{-3} \times 6} \right]^{\frac{1}{4}} = 197,75 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Koefisien perpindahan panas menyeluruh (U_o) : [Wilbert F. Stoecker, hal. 223]

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{H_{op}} + \frac{X_p \times d_o}{k_t \times D_{rata}} + \frac{d_o}{h_{ff} \times d_i} + \frac{d_o}{H_a \times d_i} \dots\dots\dots (3.25)$$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{197,75} + \frac{3,31 \times 10^{-3} \times 19,42 \times 10^{-3}}{385 \times 0,017765} + \frac{19,42 \times 10^{-3} \times 0,000176}{16,11 \times 10^{-3}}$$

$$+ \frac{19,42 \times 10^{-3}}{970,22 \times 16,11 \times 10^{-3}}$$

$$U_o = 153,35 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Luas permukaan luar pipa total ($A_{l_{tot}}$) : [Wilbert F. Stoecker, hal. 236]

$$\begin{aligned} A_{l_{tot}} &= \frac{Qk}{U_o \times LMTD} \dots\dots\dots(3.26) \\ &= \frac{21,952 \text{ kW}}{153,35 \times 8,6} = 16,645 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Panjang pipa (L_p) : [Wilbert F. Stoecker, hal. 236]

$$\begin{aligned} L_p &= \frac{A_{l_{tot}}}{Nps \times \pi \times d_o} \dots\dots\dots(3.27) \\ &= \frac{16,645}{64 \times \pi \times 19,42 \times 10^{-3}} = 4,26 \text{ m} \end{aligned}$$

Luas permukaan bagian dalam pipa total ($A_{d_{tot}}$) =

$$\begin{aligned} A_{d_{tot}} &= \pi \times d_i \times L_p \times Nps \\ &= \pi \times 16,11 \times 10^{-3} \times 4,26 \times 64 = 13,79 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Untuk diameter pipa = $19,42 \times 10^{-3}$ m menggunakan sambungan pipa U standar dengan diameter 0,85 in, maka panjang pipa ekuivalen untuk sambungan pipa U = 4,5 in = 0,1143 m. Konstruksi kondenser terdiri dari 32 pipa tiap haluan dengan jumlah pipa seluruh 64 pipa maka dapat dihitung panjang pipa ekuivalen akibat belokan sebesar $32 \times 0,1143 \text{ m} = 3,65 \text{ m}$.

Panjang pipa total untuk pipa kondenser (L_{pt}) =

$$L_{pt} = (64 \times 4,36) + 3,65 = 276,29 \text{ m}$$

Tahanan termal bagian luar pipa (R_{po}) :

$$\begin{aligned} R_{po} &= \frac{1}{h_{op} \times A_o} \\ &= \frac{1}{197,75 \times 19,42 \times 10^{-3}} = 0,26 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{W} \end{aligned}$$

3.3.4. Penurunan Tekanan di Kondenser

Dalam perancangan suatu kondenser ataupun evaporator yang banyak menggunakan instalasi pemipaan perlu diperhitungkan terjadinya penurunan tekanan. Penurunan tekanan dapat terjadi akibat banyaknya belokan, akibat adanya gesekan air serta adanya katup (keran pintu). Dengan adanya penurunan tekanan yang besar akan berakibat penurunan unjuk kerja mesin refrigerasi yang berakibat pada menurunnya beban pendinginan. Oleh karena itu dalam perancangan kondenser dan evaporator, diharapkan terjadi penurunan tekanan yang kecil.

faktor gesekan yang disebabkan oleh air (f_a) :

$$\begin{aligned} F_a &= (1,82 \times \log Re - 1,64)^{-2} \\ &= (1,82 \times \log 2742,097 - 1,64)^{-2} \end{aligned}$$

Penurunan tekanan air pada pipa-pipa kondenser (ΔPa) :

$$\begin{aligned} \Delta Pa &= f_a \times \frac{l_{pt}}{d_i} \times \frac{V_a^2}{2 \times g} \times \rho_a \\ &= 0,0469 \times \frac{276,29}{16,11 \times 10^{-3}} \times \frac{0,135^2}{2 \times 9,81} \times 995,095 \\ &= 743,49 \text{ Pa} = 0,74349 \text{ kPa} \end{aligned}$$

3.3.5. Pemeriksaan Temperatur Udara Rata-rata :

1. Dari sisi air

$$T_i - T_f = \frac{Q_c}{h_{ff} \times A_{it}} = \frac{21952 \times 0,000176}{31} = 0,1956^\circ\text{C}$$

$$T_f - T_a = \frac{Q_c}{h_a \times A_{it}} = \frac{21952}{970,22 \times 31} = 1,529 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2. Dari sisi refrigeran

$$T_a - T_o = \frac{Q_c}{h_{op} \times A_{ot}} = \frac{21952}{197,75 \times 16,64} = 6,98 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3. Dari sisi pipa

$$T_o - T_i = \frac{Q_c \times R_{pl}}{A_{it}} = \frac{21952 \times 7,72 \times 10^{-5}}{31} = 0,0597 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dari perhitungan diatas, maka penurunan temperatur total yang terjadi pada kondenser adalah :

$$T_p = 0,1956 + 1,529 + 6,98 + 0,0597 = 8,764 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatur udara rata-rata teoritis (T_{urt}) :

$$\begin{aligned} T_{urt} &= T_r - T_p \\ &= 40 - 8,764 = 31,23 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Temperatur udara perancangan (T_{up}) :

$$\begin{aligned} T_{up} &= T_r - \text{LMTD} \\ &= 40 - 8,6 = 31,4 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Untuk kondisi perancangan kondenser yang baik diharapkan temperatur perancangan lebih besar dari temperatur udara rata-rata teoritis. Dalam perancangan ini memenuhi syarat sebab $T_{up} > T_{urt}$.

3.4. Komponen Pendukung Sistem Refrigerasi

3.4.1. Pompa

Pompa adalah sebuah komponen pendukung dari ekra kondenser yang berfungsi untuk mengalirkan fluida melalui pipa dari suatu tempat ke tempat yang lain. Prinsip kerja pompa adalah memberikan energi kinetik agar tekanan fluida menjadi naik.

Ada 2 hal yang perlu diperhatikan pada pompa, yaitu kapasitas yang dimiliki oleh pompa dan tinggi dari energi angkat (*heat pump*) nya. Yang dimaksud dengan tinggi energi angkat (*heat pump*) adalah kemampuan pompa untuk menaikkan fluida dari tempat yang lebih rendah ke tempat yang lebih tinggi.

Pada perencanaan ini, pompa digunakan untuk memompakan cairan dingin dari *cooling tower* ke kondenser juga memompakan cairan panas dari kondenser ke *cooling tower* dan disirkulasikan kembali. Jenis pompa yang digunakan pada sistem refrigerasi ini adalah jenis pompa sentrifugal. Alasan menggunakan pompa jenis sentrifugal adalah :

- Konstruksinya sederhana sehingga mudah dalam perawatan dan ekonomis.
- Pompa berkecepatan konstan.
- Banyak digunakan untuk sistem refrigerasi.

Pompa sentrifugal mempunyai mekanisme aliran sebagai berikut : pada saat poros impeler berputar, air akan masuk sejajar dengan poros. Hal ini akan menyebabkan air memperoleh tekanan dan kecepatan alir sehingga air akan mengalir dari bagian tengah ke bagian tepi impeler. Dari tepi impeler air akan melewati diffuser yaitu bagian rumah pompa dimana secara berangsur-angsur energi kinetik diubah

menjadi energi tekanan. Dengan adanya perubahan penampang yang lebih besar pada arah keluar air menjadikan air keluar secara vertikal yang merupakan tinggi energi angkat (*head pump*).

Luas penampang pipa pada sisi tekan (A_d) :

$$A_d = \frac{1}{4} \times \pi \times (D_d)^2$$

dimana :

- Q = laju aliran volume = $4,41 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$
- D_d = diameter dalam pipa tekan = 39,6 mm
- D_s = diameter dalam pipa hisap = 55,8 mm
- X_d = tebal dinding pipa tekan = 3,5 mm
- X_s = tebal dinding pipa hisap = 3,8 mm

maka :

$$A_d = \frac{1}{4} \times \pi \times (39,6 \times 10^{-3})^2 = 1231 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Luas penampang pipa pada sisi hisap (A_s) :

$$A_s = \frac{1}{4} \times \pi \times (D_s)^2 = \frac{1}{4} \times \pi \times (55,8 \times 10^{-3})^2 = 2,445,447 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Kecepatan aliran pada sisi tekan (V_d) : [Wilbert F. Stoecker, hal. 98]

$$\begin{aligned} V_d &= \frac{Q}{A_d} \dots\dots\dots(3.28) \\ &= \frac{4,41 \times 10^{-3}}{1231 \times 10^{-6}} = 3,5824 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Kecepatan aliran pada sisi hisap (V_s) :

$$V_s = \frac{Q}{A_s} = \frac{4,41 \times 10^{-3}}{2445,447 \times 10^{-6}} = 1,8033 \text{ m/s}$$

Angka Reynold pada sisi tekan (Re_d) :

$$Re_d = \frac{Vd \times Dd}{\nu}$$

dimana : ν = viskositas kinematik air pada temperatur 28°C = $15,69 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

$$Re_d = \frac{3,5824 \times 39,6 \times 10^{-3}}{15,69 \times 10^{-6}} = 9041,621$$

(Jenis aliran yang mengalir dalam pipa tekan adalah turbulen)

Angka Reynold pada sisi hisap (Re_s) :

$$Re_s = \frac{V_s \times D_s}{\nu} = \frac{1,8033 \times 55,8 \times 10^{-3}}{15,69 \times 10^{-6}} = 6413,265$$

(Jenis aliran air yang mengalir dalam pipa hisap adalah turbulen)

Perhitungan tinggi kerugian energi yang dialami pompa sentrifugal

1. Tinggi kerugian untuk saluran tekan

Sambungan Elbow 90° dengan diameter pipa tekan 39,6 mm = $39,6 \times 10^{-3} \text{ m}$
sebanyak 4 buah.

$$H_f = 0,5 \times \frac{Vd^2}{2 \times g} = 0,5 \times 4 \times \frac{3,5824^2}{2 \times 9,81} = 1,3082 \text{ m}$$

2. Tinggi kerugian untuk saluran hisap

Sambungan Elbow 90° dengan diameter pipa hisap 55,8 mm = $55,8 \times 10^{-3} \text{ m}$
sebanyak 2 buah.

$$H_f = 0,5 \times \frac{V_s^2}{2 \times g} = 0,5 \times 2 \times \frac{1,8033^2}{2 \times 9,81} = 0,1657 \text{ m}$$

3. Tinggi kerugian adanya keran pintu (*gate valve*) :

$$H_f = 0,25 \times \frac{V_d^2}{2 \times g} = 0,25 \times \frac{3,5824^2}{2 \times 9,81} = 0,1635 \text{ m}$$

4. Tinggi kerugian karena fluida masuk pompa :

$$H_f = 0,5 \times \frac{V_s^2}{2 \times g} = 0,5 \times \frac{1,8033^2}{2 \times 9,81} = 0,0828 \text{ m}$$

5. Tinggi kerugian karena rugi-rugi jalan keluar (*outlet*) :

$$H_f = 1,0 \times \frac{V_d^2}{2 \times g} = 1,0 \times \frac{3,5824^2}{2 \times 9,81} = 0,654 \text{ m}$$

6. Tinggi kerugian karena panjang pipa :

- a. Untuk saluran hisap

$$D_s = 0,0558 \text{ m}$$

$$\text{Panjang pipa pada saluran hisap (Ls)} = 6 \text{ m}$$

$$\text{Kekasaran permukaan untuk pipa baja (} \varepsilon \text{) } \quad [\text{Wilbert F. Stoecker, hal. 98}]$$

$$= 0,046 \text{ mm} = 0,000046 \text{ m}$$

$$\text{Angka Reynold untuk sisi hisap (Res)} = 6413,265$$

$$\text{Kekasaran relatif} = \frac{\varepsilon}{D_s} = \frac{0,000046}{0,0558} = 8,2 \times 10^{-4}$$

Faktor gesekan pada saluran hisap (f_s) :

$$\begin{aligned} f_s &= (1,82 \times \log \text{Re} - 1,64)^{-2} \\ &= (1,82 \times \log 6413,265 - 1,64)^{-2} \\ &= 0,0357 \end{aligned}$$

Tinggi kerugian energi akibat gesekan pipa panjang pada saluran hisap

(Hf) :

$$H_f = f_s \times \frac{L}{D_s} \times \frac{V_s^2}{2 \times g} = 0,0357 \times \frac{6}{0,0558} \times \frac{1,8033^2}{2 \times 9,81} = 0,636 \text{ m}$$

b. Untuk saluran tekan

$$D_d = 0,0396 \text{ m}$$

$$\text{Panjang pipa pada saluran tekan (Ld)} = 12 \text{ m}$$

$$\text{Kekasaran permukaan untuk pipa baja (} \epsilon \text{)} = 0,046 \text{ mm} = 0,000046 \text{ m}$$

$$\text{Angka Reynold untuk sisi hisap (Re}_d\text{)} = 9041,621$$

$$\text{Kekasaran relatif} = \frac{\epsilon}{D_d} = \frac{0,000046}{0,0396} = 0,0011616$$

Faktor gesekan pada saluran tekan (fd) :

$$\begin{aligned} f_d &= (1,82 \times \log \text{Re} - 1,64)^{-2} \\ &= (1,82 \times \log 9041,621 - 1,64)^{-2} \\ &= 0,03234 \end{aligned}$$

Tinggi kerugian energi akibat gesekan pipa panjang pada saluran tekan

(Hf) :

$$H_f = f_d \times \frac{L}{D_d} \times \frac{V_d^2}{2 \times g} = 0,03234 \times \frac{12}{0,0396} \times \frac{3,5824^2}{2 \times 9,81} = 6,4102 \text{ m}$$

Tinggi kerugian energi total (Hft) :

$$\begin{aligned} H_{ft} &= 1,3082 + 0,1657 + 0,1635 + 0,0828 + 0,654 + 0,636 + 6,4102 \\ &= 9,4204 \text{ m} \end{aligned}$$

Perhitungan tinggi energi yang diperlukan oleh pompa (H_p): [Sularso, Haruo Tahara, hal. 3]

$$H_p = \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2 \times g} \right) + \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} \right) + (Z_2 - Z_1) + H_{ft} \dots\dots\dots (3.29)$$

dimana :

P_1 = tekanan pada titik terendah pada permukaan air (28°C) = $3,778 \times 10^3 \text{ N/m}^2$

P_2 = tekanan pada titik tertinggi pada permukaan air (28°C) = $6,624 \times 10^3 \text{ N/m}^2$

Z_2 = jarak tertinggi instalasi pipa yang dihitung dari permukaan pompa = 2 m

Z_1 = jarak terendah instalasi pipa yang dihitung dari permukaan pompa = 6 m

γ = berat jenis air = 10000 N/m^3

maka :

$$\begin{aligned} H_p &= \left(\frac{3,5824^2 - 1,8033^2}{2 \times 9,81} \right) + \left(\frac{6,624 \times 10^3 - 3,778 \times 10^3}{10000} \right) + (2 - 6) + 9,4204 \\ &= 5,9 \text{ HP} \end{aligned}$$

Perhitungan daya pompa (P) :

$$P = \frac{\gamma \times Q \times H_p}{\eta_p}$$

dimana :

η_p = efisiensi pompa = 0,87

maka :

$$P = \frac{10000 \times 4,41 \times 10^{-3} \times 5,9}{0,87} = 299,06 \text{ W} = 0,4008 \text{ HP}$$

3.4.2. Perancangan Menara Pendingin (*Cooling Tower*)

Cooling Tower merupakan alat yang dipakai untuk mengembalikan kondisi air yang keluar dari kondenser ke kondisi semula pada saat sebelum masuk lagi kedalam kondenser. *Cooling tower* biasanya digunakan pada sistem refrigerasi yang mempunyai kapasitas besar. Pada umumnya air yang dipakai, diperoleh dari sumur, danau ataupun air bersih hasil pengelolaan atau biasa disebut air PAM.

Air panas yang keluar dari kondenser dipompakan naik keatas sesampai di *cooling tower* air disemprotkan melalui lubang *nozel* sehingga menimbulkan percikan air. Percikan air tersebut akan bersentuhan atau dihembus oleh udara yang lewat pada bagian samping dan celah bak. Karena perbedaan temperatur maka akan terjadi perpindahan panas dari percikan air kedalam udara. Hal itu menyebabkan panas dari air akan berkurang atau lebih dingin sedangkan suhu udara bertambah tinggi atau lebih panas dan basah, hal itulah yang menyebabkan perbedaan temperatur sehingga terjadi sirkulasi udara. Proses ini terjadi terus menerus.

Didalam proses kerjanya air didalam *cooling tower* akan terus berkurang. Hal ini disebabkan oleh penguapan yang terus menerus dan kerugian-kerugian yang lain, misalnya adanya kebocoran. Untuk menanggulangi hal itu maka pada bak penampung perlu dilakukan pemeriksaan yang kontinyu.

Data perancangan menara pendingin :

- kapasitas air dalam kondenser = 0,8763 kg/s = 13,91 GPM
- beban kondenser = 7,47 TR = 26,28 kW

- temperatur air masuk kondenser = 28°C = 82,4°F
- temperatur air keluar kondenser = 34°C = 93,2°F
- kenaikan temperatur di kondenser = 6°C = 42,8°F

Tabel 3.3. Rating for Atmospheric Cooling Tower

Capacities based on 3 mph wind velocity

Tower No.	Tower Basin W.B.	3 Gpm Per Ton	4 Gpm per Ton	Refrigeration			Tons			20° Range—14° Approach				
				90	92	94	90	92	94	Gas and Condoline Engine	Diesel Engine	Steam Condensing	Comp. Air 100 lb	
		91	93	95	97	99	100	102	104	106	108	110	112	114
CSA 33	32	2.7	2.6	2.8	3.1	2.9	3.0	3.4	3.6	3.4	20	33	100	670
CSA 33	30	4.3	4.4	4.1	5.1	4.4	3.0	3.7	6.4	5.8	30	50	130	1,000
CSA 34	34	5.4	5.3	5.7	6.1	5.7	6.0	6.8	7.7	6.9	40	67	200	1,330
CSA 44	32	7.2	7.0	7.6	8.2	7.7	8.0	9.1	10.2	9.2	50	83	250	1,670
CSA 45	40	9.0	8.8	9.5	10.2	9.6	10.0	11.4	12.4	11.3	60	100	300	2,000
CSA 35	30	11.2	11.0	11.8	12.8	12.0	12.5	14.2	16.0	14.4	80	133	400	2,670
CSA 44	32	16.2	15.8	17.1	18.4	17.2	18.0	20.3	23.0	20.7	110	183	550	2,670
SA 33	22	5.0	4.8	5.2	5.6	5.2	5.5	6.3	7.0	6.3	40	67	200	1,330
SA 34	30	5.7	5.6	7.1	7.7	7.2	7.5	8.6	9.4	8.6	50	83	250	1,670
SA 44	40	9.0	8.6	9.5	10.2	9.6	10.0	11.4	12.4	11.3	60	100	300	2,000
SA 45	50	11.2	11.0	11.8	12.8	12.0	12.5	14.2	16.0	14.4	80	133	400	2,670
SA 44	60	13.3	13.2	14.2	15.3	14.4	15.0	17.1	19.2	17.1	100	167	500	3,330
SA 34	75	14.9	14.5	17.4	19.2	18.0	18.8	21.4	24.0	21.4	120	200	600	4,000
SA 38	100	22.5	22	23.7	25.3	24	25.0	28.5	33.0	29	160	267	800	5,330
SA 41	120	27	26	28	31	29	30.0	34	36	34	200	333	1,000	6,670
SA 410	130	34	33	36	36	36	37.3	43	44	43	260	410	1,230	8,200
SA 412	180	41	40	43	44	43	45.0	51	51	52	300	500	1,500	10,000
SA 415	225	50	49	53	57	54	54.3	64	72	64	350	560	1,750	11,400
SA 414	240	54	53	57	61	57	60.0	64	77	69	400	670	2,000	13,400
SA 418	270	61	60	63	70	65	67.5	77	87	78	450	750	2,330	15,000
SA 420	300	67	66	71	77	72	73.0	86	96	84	500	830	2,500	16,400
SA 424	340	81	79	82	92	84	90.0	103	113	104	600	1,000	3,000	20,000
SA 424	400	90	88	93	102	94	100.0	114	124	115	700	1,167	3,500	23,300
SA1224	450	102	100	107	115	104	112.5	127	144	130	800	1,330	4,000	26,700
SA1230	550	124	121	131	140	122	131.5	157	174	158	1,000	1,670	5,000	33,300
SA1236	650	144	143	154	164	154	162.5	184	204	187	1,200	2,000	6,000	40,000
SA1242	750	168	165	178	193	180	187.5	214	240	214	1,400	2,330	7,000	46,700
SA1348	850	192	187	202	218	204	212.5	243	272	245	1,600	2,670	8,000	53,300
SA1254	950	213	210	224	243	231	237.5	271	303	274	1,800	3,000	9,000	60,000
SA1260	1100	247	240	261	280	263	275.0	314	350	313	2,000	3,330	10,000	64,700
SA1264	1200	270	260	280	310	290	300.0	340	380	340	2,200	3,670	11,000	71,300

Sumber : Ricky Gunawan, Pengantar Teori Pendingin, Depdikbud, hal 284

Karena aliran air yang mengalir didalam kondenser sebesar 13,91 GPM, maka diambil harga jumlah nominal air di tower dengan pembulatan keatas sebesar ≈ 20 GPM. Dengan data-data yang ada maka dipilih menara pendingin (*Cooling Tower*) jenis CSA 33 sesuai dengan tabel diatas dengan spesifikasi :

- kecepatan angin = 3 mph = 0,05 m/s
- temperatur bola basah (*wet bulb*) = 78°F
- temperatur air masuk menara pendingin (*tower*) = 91°F
- temperatur air keluar menara pendingin (*basin*) = 85°F
- jumlah aliran air di menara pendingin = 5 GPM per ton
- beda temperatur di menara pendingin (*tower range*) = 91°F - 85°F = 6°F

$$\begin{aligned}
 \text{Jumlah air di kondenser} &= \frac{\text{air di tower} \times \text{tower range}}{\text{kenaikan temperatur di kondenser}} \quad [\text{Ricky Gunawan, hal. 197}] \\
 &= \frac{20 \text{ GPM} \times 6^\circ F}{44,6^\circ F} \\
 &= 2,803 \text{ GPM}
 \end{aligned}$$

Beban tower (Bt) : [Ricky Gunawan, hal. 190]

$$\begin{aligned}
 \text{Bt} &= \text{jumlah air mengalir} \times 8,33 \times \text{selisih temperatur air masuk dan keluar tower} \\
 &= 20 \text{ GPM} \times 8,33 \times 6 \\
 &= 999,6 \text{ Btu/min} \\
 &= 17,577 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Panas yang diserap setiap lb air menjadi uap adalah 1000 lb/min maka jumlah air yang menguap adalah (w) : [Ricky Gunawan, hal. 191]

$$\begin{aligned}
 w &= \frac{\text{beban kondenser}}{1000} \\
 &= \frac{999,6}{1000} 0,999 \text{ lb/min}
 \end{aligned}$$

Pada menara pendingin akan terjadi pengurangan air karena terbawa oleh angin dan udara sehingga menyebabkan kerugian yang disebut *drift losses*. Sedangkan kerugian yang disengaja dengan membuang air yang mengendap di dasar tower disebut *bleed off*, dengan maksud agar tidak terjadi endapan mineral-mineral dalam air.

Tabel 3.4

Bleed Off Rate

Cooling Range (°F)	Percent Bleed Off (%)
6	0,15
7,5	0,22
10	0,33
15	0,54
20	0,75

Sumber : Ricky Gunawan, Pengantar Teori Pendingin, Depdikbud, hal 165

$$\begin{aligned}
 \text{Jumlah bleed off} &= \text{bleed off} \times \text{factor bleed off} \\
 &= \text{jumlah air yang mengalir di cooling tower} \times \text{percent factor bleed off} \\
 &= 20 \times 0,15 \\
 &= 3 \text{ GPM}
 \end{aligned}$$

Pengecekan :

Kapasitas menara pendingin (Q_{CT}) harus sama dengan kapasitas kondenser (Q_C).

$$\begin{aligned}
 Q_{CT} &= \text{jumlah air di tower} \times \text{tower range} \times 500 \\
 &= 20 \times 6 \times 500 \\
 &= 60000
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_C &= \text{jumlah air di kondenser} \times \text{kenaikan temperatur} \times 500 \\
 &= 2,803 \times 42,8 \times 500 \\
 &= 59984,2
 \end{aligned}$$

Perancangan menara pendingin cukup memenuhi persyaratan karena kapasitas menara pendingin mempunyai selisih yang hampir sama dengan kapasitas kondenser.

3.4.3. Katup Ekspansi

Fungsi utama katup ekspansi didalam sistem refrigerasi adalah sebagai alat untuk meng-ekspansikan cairan refrigeran secara adiabatik sehingga cairan refrigeran dari tekanan dan temperatur yang tinggi menjadi temperatur dan tekanan yang rendah. Fungsi yang lain adalah sebagai alat yang digunakan untuk mengatur masuknya refrigeran sesuai dengan beban pendinginan yang harus dilayani oleh evaporator. Katup ekspansi yang digunakan untuk perancangan ini adalah jenis katup ekspansi termostatik. Karena sangat cocok digunakan untuk sistem refrigerasi berukuran sedang dan kecil.

Data perancangan :

- diameter luar pipa (d_i) = 0,0311 m
- diameter dalam pipa (d_o) = 0,0244 m
- densitas refrigerasi pada 32°C (ρ_{ref}) = 486 kg/m³
- konduktivitas refrigeran pada 32°C (k_{ref}) = 0,09005 W/m°C
- viskositas refrigeran pada 32°C (μ_{ref}) = 8 x 10⁻⁵ kg/m.s
- laju aliran refrigeran per-satuan waktu (M_{ref}) = 0,0938 kg/s

Kapasitas refrigeran yang mengalir melalui katup ekspansi (Q_{ref}) :

$$Q_{ref} = \frac{M_{ref}}{\rho_{ref}}$$

$$= \frac{0,0938}{486} = 1,8004 \times 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Luas penampang pipa untuk bagian dalam (A_i) :

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

$$= \frac{\pi}{4} \times (0,0244)^2 = 4,675 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Laju aliran massa refrigeran persatuan luas penampang pipa bagian dalam (G_{ref}) :

$$G_{ref} = \frac{M_{ref}}{A_i}$$

$$= \frac{0,0875}{4,675 \times 10^{-4}} = 187,16 \text{ kg/m}^2 \cdot s$$

Angka Reynold (Re) :

$$Re = \frac{G_{ref} \times d_i}{\mu_{ref}}$$

$$= \frac{187,16 \times 0,0244}{8 \times 10^{-5}} = 57085,56$$

Beda tekanan (ΔP) :

$$(\Delta P) = P_k - P_{ev}$$

dimana : P_k = tekanan di kondenser = 930 kPa

P_{ev} = tekanan di evaporator = 290 kPa

$$(\Delta P) = 930 - 290 = 540 \text{ kPa}$$

$$= 540 \text{ kPa} \times 0,04788$$

$$= 10858,31 \text{ lb/ft}^2$$

$$= 10858,31 \times 4,88 = 52988,55 \text{ kg/m}^2$$

Luas penampang orifice (A_{orf}) : [Victor L. Streeter. E. Benjamin W, hal. 348]

$$A_{orf} = \frac{Q_{ref}}{C \left[2 \times \frac{\Delta P}{\rho_r} \right]^{1/2}} \dots \dots \dots (3.30)$$

$$= \frac{1,8004 \times 10^{-4}}{0,7 \times \left[2 \times \frac{52988,55}{486} \right]^{\frac{1}{2}}} = 1,231 \times 10^{-5} m^2$$

Diameter orifice (D_{orf}) :

$$\begin{aligned} D_{orf} &= \sqrt{\frac{4 \times A_{orf}}{\pi}} \\ &= \sqrt{\frac{4 \times 1,231 \times 10^{-5}}{\pi}} \\ &= 3,958 \times 10^{-3} m = 3,958 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.4.4. Pengering dan Saringan (*Filter Dryer*)

A. Pengering (*Dryer*)

Pengering adalah komponen dari *cold storage* yang berfungsi untuk menyerap uap air dan kotoran didalam sistem pendinginan ini. Didalam pengering diisikan bahan pengering dan kawat saringan, maka dapat menyerap uap air, asam, campuran, endapan minyak pelumas dan menyaring butir-butir kotoran didalam sistem.

Pengering ditempatkan pada sisi tekanan tinggi dari sistem, yaitu pada saluran cairan (*liquid line*) di dekat katup ekspansi, dan sebaiknya dipasang pada kedudukan tegak, dengan lubang masuk pada bagian bawah. Umumnya pengering dipasang permanen dan ditukar apabila bahan pengering telah tidak dapat menyerap lagi.

Hal-hal yang mungkin terjadi apabila tidak adanya pengering atau saringan yaitu :

- uap air didalam sistem dapat membeku dan membuat sistem menjadi buntu.
- air dan asam dapat merusak minyak pelumas kompresor sehingga menjadi rusak, membentuk endapan yang dapat membuat buntu saringan dan katup ekspansi.

Bahan yang biasanya diisikan pada pengering antara lain :

1. Silica Gel

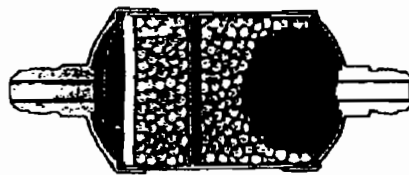
Sering digunakan, berbentuk butiran bulat atau kristal dengan warna putih atau biru. Tidak dapat hancur menjadi tepung atau lengket, dan tidak bereaksi dengan minyak pelumas kompresor. *Silica Gel* setelah menjadi jenuh atau tidak dapat menyerap lagi dapat diaktifkan kembali dengan dipanaskan pada suhu 120 – 250 °C, dan setelah menjadi dingin dapat dipakai kembali.

2. Molecular Sieve

Berbentuk butiran seperti lada putih. Tidak bisa pecah atau lengket dan dapat dipakai secara permanen dan mempunyai kemampuan menyerap air sangat kuat. *Molecular Sieve* setelah menjadi jenuh dapat diaktifkan dengan memanaskan pada suhu 200 – 300 °C dan setelah dingin bisa dipakai lagi.

B. Saringan (Filter)

Saringan gunanya untuk menyaring bahan pendingin cair sebelum masuk katup ekspansi agar kotoran yang terbawa oleh bahan pendingin cair tidak masuk kedalam katup ekspansi. Saringan harus menyaring semua kotoran pada sistem tetapi tidak boleh menyebabkan penurunan tekanan atau membuat sistem buntu. Saringan dibuat dari sepotong pipa tembaga dengan diameter $\frac{3}{8}$ inci dan $\frac{1}{4}$ inci. Didalamnya diberi kawat saringan yang halus dari tembaga yang disebut screen. Di tengah-tengah antara saringan diberi pengering yang berupa butiran seperti yang telah disebutkan diatas. Apabila filter ini telah rusak atau bocor harus segera diganti.



Gambar 3.3. Contoh jenis pengering dan saringan

BAB IV

OPERASIONAL DAN PERAWATAN

4.1. Operasional Mesin Refrigerasi

Mesin refrigerasi pada *cold storage* untuk industri minuman ini beroperasi dengan cara sebagai berikut :

Refrigeran dari evaporator yang berbentuk uap murni, dihisap masuk oleh kompresor. Dapat terjadinya refrigeran bentuk uap dalam keadaan yang murni karena sudah melewati pemisah cairan dan uap refrigeran. Di dalam kompresor, uap refrigeran akan mengalami kenaikan temperatur dan tekanan karena proses kompresi. Kemudian, uap refrigeran yang telah dikompresi tersebut dialirkan ke kondensor.

Di dalam kondensor, uap refrigeran yang mengalir di dalam tabung pipa akan mengalami proses pendinginan oleh media air yang dialirkan dalam pipa-pipa air pada kondensor. Jadi di dalam pesawat kondensor terdapat dua buah saluran pipa yang saling bersinggungan yaitu pipa untuk uap refrigeran (bersuhu tinggi) dan pipa untuk air (bersuhu rendah). Kembali lagi ke permasalahan, kemudian uap refrigeran tersebut mengalami pengembunan dan setelah melewati waktu tertentu akan berubah fase menjadi cairan. Perubahan fase tersebut terjadi karena panas yang dikandung oleh uap refrigeran diambil oleh air sebagai pendingin. Proses tersebut mengakibatkan suhu air menjadi tinggi. Untuk menormalkan suhu air kembali semula dilakukan dengan cara air tersebut dialirkan ke menara pendingin dengan menggunakan pompa. Sesampai di menara

pendingin air dipercikkan ke dalam bak dan percikan air tersebut dihembus oleh fan/kipas angin sehingga temperatur air turun dengan cepat. Setelah temperatur air turun, air dialirkan kembali ke kondensor dengan pompa air, demikian seterusnya. Selanjutnya di dalam kondensor, refrigeran yang sudah menjadi cair sebagian ditampung di dalam kondensor dan sebagian lagi dialirkan keluar dan ditampung di dalam penampung cairan refrigeran (receiver). Setelah temperatur dan tekanan turun, cairan dan uap dialirkan ke evaporator dengan sebelumnya melewati katup ekspansi. Jadi katup ekspansi berfungsi sebagai penurun tekanan dan temperatur refrigeran dari kondensor. Pada saat keluar dari katup ekspansi dan masuk ke evaporator refrigeran berbentuk campuran cairan dan uap. Campuran antara cairan dan uap refrigeran di evaporator mengambil panas dari bahan baku atau *concentrate* minuman yang disimpan di dalam *cold storage* dengan bantuan sirkulasi kipas/fan.

4.2. Perawatan

Untuk menekan biaya operasional suatu pabrik sekecil mungkin, salah satunya yaitu dengan perawatan atau pemeliharaan terhadap alat-alat atau mesin-mesin pendukung produksi pabrik itu. Demikian juga terhadap *cold storage* yang merupakan komponen pendukung proses produksi dari perusahaan minuman ini. Jika tidak ada perawatan maka suatu saat mesin akan mengalami kerusakan yang pasti dapat mengeluarkan biaya yang besar karena parahnya kerusakan itu. Tetapi jika diadakan perawatan atau pemeliharaan terhadap mesin atau komponen pendukung produksi lainnya maka kerusakan atau gejala kerusakan sekecil

apapun yang bisa berakibat fatal dapat ditanggulangi dengan biaya yang relatif murah tentunya.

Perawatan ada tiga jenis menurut kegiatannya, yaitu :

1. Perawatan Harian

Perawatan harian yaitu perawatan yang dilakukan sebelum dan sesudah peralatan beroperasi dengan menjaga mesin tetap bersih dan semua komponen bekerja dengan baik.

2. Perawatan Bulanan

Perawatan yang dilakukan secara berkala tiap bulannya dengan tujuan memeriksa bagian komponen mesin yang sudah didata untuk mengetahui kapan komponen tersebut perlu diganti.

3. Perawatan Berat

Yaitu dilakukan pada periode tertentu setelah komponen tersebut mengalami penurunan kemampuan kerja dibawah persyaratan minimal atau tidak mungkin lagi untuk diperbaiki.

Perawatan pada *cold storage* dilakukan supaya semua peralatan tetap terjaga dengan baik. Dengan perawatan yang dilakukan diharapkan :

- Waktu operasional *cold storage* menjadi maksimal.
- Daya yang dipakai rendah sehingga biaya operasi menjadi lebih murah.
- Umur mesin lebih lama dan awet.
- Pengoperasian mesin refrigerasi aman.

Beberapa hal yang perlu diperhatikan untuk menghindari kerusakan atau gangguan pada mesin refrigerasi, yaitu :

- Kekuatan

Instalasi hendaknya kuat dan tahan terhadap tekanan gas serta tahan terhadap korosi.

- Keraparan gas

Instalasi harus bebas dari kebocoran gas, agar tekanannya tidak berubah atau sesuai dengan yang diharapkan, maka harus dijaga agar udara tidak masuk kedalam sistem.

- Minyak pelumas

Minyak pelumas yang digunakan hendaknya disesuaikan, hal ini dimaksudkan untuk mencegah terjadinya endapan dan kerak.

- Debu

Sistem refrigerasi harus bebas dari debu dan kotoran lain yang dapat mengganggu operasi atau kerja kompresor.

BAB V

PENUTUP

5.1. Data Teknik Hasil Dari Perancangan

1. Refrigeran yang digunakan : Petrozon Rossy – 12
- Beban pendinginan : 7,47 TR = 26,28 kW
- Produk *concentrate* : 5 ton = 5.000 kg
- Suhu *cold storage* : 4 ° - 6 °C
- Superheated : 5 °C
- Sub cooled : 5 °C
- Temperatur refrigeran di kondensor : 40 °C
- Temperatur refrigeran di evaporator : 0 °C
- Tekanan di kondensor : 9,3 Bar (930 Kpa)
- Tekanan di evaporator : 2,9 Bar (390 Kpa)
- COP : 4,5
2. Evaporator
- Jenis : pipa-pipa pendingin udara dan bersirip
- Tekanan kerja : 2,9 Bar / 290 Kpa
- Jumlah sirkulasi refrigeran : 0,0938 kg/s
- Diameter luar pipa : 0,01359 m = 13,59 mm
- Diameter dalam pipa : 0,0111 m = 11,1 mm
- Jumlah pipa : 270
- Bahan pipa : tembaga

- Panjang pipa : 2,6 m
- Jumlah lintasan pipa : 9
3. Kompresor
- Jenis : *rotary vane compressor*
- Tekanan isap : 2,9 Bar / 290 KPa
- Tekanan buang : 9,3 Bar / 930 KPa
- Daya kompresor : 5,84 kW
- Jumlah *vane* : 12
- Perbandingan kompresi : 2,4
- Putaran : 950 rpm
4. Kondensor
- Jenis : berpendingin air, tabung dan pipa
- Tekanan kerja : 9,3 Bar / 930 KPa
- Sub cooled : 5 °C
- Diameter luar pipa : 0,01942 m = 19,42 mm
- Diameter dalam pipa : 0,01611 m = 16,11 mm
- Panjang pipa : 4,26 m
- Bahan pipa : tembaga
- Jumlah pipa : 64
- Jumlah lintasan pipa : 2
5. Katup ekspansi
- Jenis : *thermostatic expansion valve* (katup ekspansi dengan pengatur suhu secara otomatis)

- Tekanan masuk : 9,3 Bar / 930 Kpa
- Tekanan keluar : 2,9 Bar / 290 Kpa
- Diameter orifice : 3,958 mm
6. Kipas udara / fan
- Jumlah fan evaporator : 2 buah
- Jumlah sudu : 4 (tiap fan)
- Daya penggerak fan : 1,5 HP
7. Pompa
- Jenis pompa : sentrifugal
- Head pompa : 6,41 m
- Daya pompa : 299,06 W = 0,4008 HP
8. Menara pendingin
- Jenis cooling tower : CSA 33



5.2. Kesimpulan

Perancangan *cold storage* yang benar adalah sangat penting karena dilihat dari fungsi *cold storage* yang sangat vital di dalam suatu perusahaan dimana bahan produk atau produknya membutuhkan penyimpanan dalam beberapa waktu untuk dilakukan proses selanjutnya tanpa membuat kualitas produk menurun. Kualitas yang dimaksud adalah : kesegaran, warna, aroma dan cita rasa dari produk atau bahan produk itu sendiri.

Refrigeran yang digunakan di perancangan ini adalah hidrokarbon jenis Petrozon Rossy – 12 dengan sistem refrigerasi kompresi uap. Hal itu disebabkan

penggunaan sistem kompresinya adalah aman dan refrigeran Petrozon Rossy – 12 adalah ramah lingkungan karena refrigeran ini tidak mempunyai pengaruh apalagi merusak terhadap material lain seperti logam pelumas. Keuntungan lain adalah berat dari Petrozon Rossy hanya sekitar 40% dari berat refrigeran sintetik lain sehingga kerja kompresor lebih ringan. Walau banyak keuntungan menggunakan refrigeran Petrozon Rossy – 12 tetapi didalam perhitungan banyak sekali kendala yang dihadapi karena kurangnya referensi pendukung terutama untuk diagram tekanan (P) dan enthalpy (h). Hal ini disebabkan refrigeran ini adalah tergolong refrigeran baru.

5.3. Penutup

Banyaknya kendala yang dihadapi membuat hasil perancangan ini jauh dari sempurna. Walau hasil perancangan ini tidak tepat betul tetapi paling tidak bisa dijadikan referensi dalam praktek perancangan sebuah *cold storage* atau sejenisnya. Karena pada dasarnya hasil dari perhitungan teori bukan menjadi suatu harga mati yang harus diikuti di dalam prakteknya, tetapi masih ada toleransi-toleransi khusus untuk disesuaikan dengan komponen atau alat pendukung perancangan yang tersedia di pasaran.

DAFTAR PUSTAKA

- Stoecker, Wilbert F., *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara*, Erlangga, Terjemahan Ir. Supratman Hara.
- Dossat, Roy J., *Principles of Refrigeration*, 1961.
- Holman, J.P., *Perpindahan Kalor*, Edisi keenam, Erlangga, Jakarta.
- Chumsky, Vladimir, *Reciprocating and Rotary Compressor*, Publiser of Technical Literature, Pregue, Chechoslovakia, 1965.
- Sularso, Harua Tahara, *Pompa Dan Kompresor*, Cetakan Pertama, PT. Pradnya Paramita 1983.
- Ricky Gunawan, *Pengantar Teori Teknik Pendingin*.
- Streeter, Victor L., E. Benjamin W, *Fluid Mechanics*, Mc. Graw Hill Company.

LAMPIRAN

Tabel .1.Kondisi Ruang Penyimpanan dan Sifat Produk

Produk	Range of storage temperatur, F		Optimum humidity per cent		Freezing point, F	Composition water, %	Specific heat, Btu/lb.F		Latent heat of fusion, Btu/lb	Max storage period
	Retail and wholesale	Ware-house storage	Gravity Air circulation	Forced Air circulation			Above freezing	Below freezing		
Fruits										
Apples	35-40	30-32	85	88	28,5	85	0,90	0,49	122	8 Mo
Apricot	35-40	31-33	80	85	29	85	0,92	0,50	122	12 days
Bananas	55-56	55-56	80	80	26-30	75	0,90	-	-	10 days
Pineapples	40-45	38-40	75	85	28	88	0,90	0,50	128	30 days
Beriberries	35-40	31-33	80	85	30	90,5	0,92	0,48	131	10 days
Vegetables										
Asparagus	40-45	32-34	90	90	30	94	0,91	0,49	136	30 days
Corn (green)	35-40	31-33	85	90	29	75,5	0,86	0,36	108	10 days
Corn (dried)	50-60	35-40	60	60	-	10,5	0,29	0,24	15	12 mo
Cucumber	50-60	50-60	80	85	30,5	95,5	0,93	0,48	137	10 days
Eggplant	50-60	50-60	85	90	30,5	92	0,91	0,45	132	10 days
Manioc	-	33-35	85	85	32	93	0,90	0,45	134	10 days
Onions	50-60	32-34	70	75	30	87,5	0,90	0,51	126	5-6 mo
Peanut (dried)	50-60	35-40	60	60	-	9,5	0,28	0,23	13,6	12 mo
Potatoes	36-50	38-42	85	90	29	78,5	0,86	0,47	113	6 mo
Tomatoes	50-55	50-55	80	85	30,5	94,5	0,92	0,46	132	10 days
Meats										
Bacon	40-45	28-30	80	85	-	20	0,50	0,30	29	15 days
Beef (dried)	45-50	36-40	65	65	-	5-15	0,22-0,34	0,19-0,26	7-22	6 mo
Beef (fresh)	35-40	30-32	84	87	27	68	0,75	0,40	98	3 week
Cat meats	34-38	-	85	90	29	60	0,72	0,40	95	5 days
Fish (frozen)	15-20	5-10	80	80	28	70	0,76	0,41	101	6 mo
Fish (cod)	34-38	30-32	85	85	-	70	0,76	0,41	101	15 days
Ham	34-38	28-30	85	90	29	58	0,67	0,30	83,5	2 week
Livers	28-30	20-22	80	80	29	65,5	0,72	0,40	93,3	6 mo
Pork (fresh)	34-38	30-32	80	85	28	60	0,68	0,38	86,5	15 days
Pork, smoked	40-45	28-30	80	85	-	57	0,60	0,32	-	15 days
Poultry, fresh	28-30	28-30	84	87	27	74	0,79	0,37	106	10 days

Tabel.2. Average Air Change per 24 Hours for Storage Rooms
Below 32 der F Due to Door Opening and Infiltration

Volume (cu ft)	Air changes per 24 hr	Volume (cu ft)	Air changes per 24 hr	Volume (cu ft)	Air changes per 24 hr
250	29,0	800	15,3	4000	6,3
300	26,2	1000	13,5	5000	5,6
400	22,5	2000	9,3	6000	5,0
500	20,0	2500	8,1	8000	4,3
600	18,0	3000	7,4	10000	3,8

Sumber : Ricky Gunawan, Pengantar Teori Teknik Pendingin, Depdikbud, Jakarta, 1988, hal. 262

Tabel.3. Pergantian Udara Dalam Ruangan Pendingin Untuk Kondisi
Diatas 30°F

Inlet air temperatur °F										
Storage room temp.° F	85			90			95		100	
	Inter air Relative Humiditi %									
	50	60	70	50	60	70	50	60	50	60
65	0,65	0,85	1,12	0,93	1,17	1,44	1,24	1,54	1,58	1,95
60	0,85	1,03	1,26	1,13	1,37	1,64	1,44	1,74	1,78	2,15
55	1,12	1,34	1,57	1,41	1,66	1,93	1,72	2,01	2,06	2,44
50	1,32	1,54	1,78	1,62	1,87	2,15	1,93	2,22	2,28	2,65
45	1,50	1,73	1,97	1,80	2,06	2,34	2,12	2,42	2,47	2,85
40	1,69	1,92	1,16	2,00	2,26	2,54	2,31	2,62	2,67	3,06
35	1,86	2,09	2,34	2,17	2,43	2,72	2,49	2,79	2,85	3,24
30	2,00	2,24	2,49	2,26	2,53	2,82	2,94	2,94	2,95	3,35

Sumber : Ricky Gunawan, Pengantar Teori Teknik Pendingin, Depdikbud. Jakarta, 1988, hal. 262

Tabel.4. Panas Equivalen Dari Motor Listrik

Btu/hp-hr			
Motor Hp	Connected load in refr. Space ¹	Motor loses outside refr.space ²	Connected load outside refr. Space ³
1/8 to 1/2	4250	2545	1700
1/2 to 3	3700	2545	1150
3 to 20	2950	2545	400

Sumber : Ricky Gunawan, Pengantar Teori Teknik Pendingin, Depdikbud, Jakarta, 1988, hal. 262

Tabel.5. Diameter Pipa Tembaga

DL, mm	DD, mm		DL, mm	DD, mm	
	Jenis K	Jenis L		Jenis K	Jenis L
9,53	7,75	8,00	53,98	49,76	50,42
12,70	10,21	10,92	66,68	61,85	62,61
15,88	13,39	13,84	79,38	73,84	74,80
19,05	16,56	16,92	92,08	85,98	87,00
22,23	18,92	19,94	104,8	97,97	99,19
28,58	25,27	26,04	130,2	122,1	123,8
34,03	31,62	32,13	155,4	145,6	148,5
41,28	37,62	38,23	206,4	192,6	196,2

Sumber : W. F. Stoecker, Refrigerasi dan Pengkondisian Udara, Edisi II, Jakarta, 1996, hal. 129

DD = Diameter Dalam
DL = Diameter Luar

Tabel.6. Sifat-sifat Air (zat cair jenuh)

Sifat-sifat Air (Zat-cair Jenuh)†

Catatan $Gr_x Pr = \left(\frac{g\beta\rho^2 c_p}{\mu k} \right) x^3 \Delta T$

°F	°C	c_p kJ/kg · °C	ρ kg/m ³	μ kg/m · s	k W/m · °C	Pr	$\frac{g\beta\rho^2 c_p}{\mu k}$ 1/m ³ · °C
32	0	4.225	999.8	1.79×10^{-3}	0.566	13.25	
40	4.44	4.208	999.8	1.55	0.575	11.35	1.91×10^9
50	10	4.195	999.2	1.31	0.585	9.40	6.34×10^9
60	15.56	4.186	998.6	1.12	0.595	7.88	1.08×10^{10}
70	21.11	4.179	997.4	9.8×10^{-4}	0.604	6.78	1.46×10^{10}
80	26.67	4.179	995.8	8.6	0.614	5.85	1.91×10^{10}
90	32.22	4.174	994.9	7.65	0.623	5.12	2.48×10^{10}
100	37.78	4.174	993.0	6.82	0.630	4.53	3.3×10^{10}
110	43.33	4.174	990.6	6.16	0.637	4.04	4.19×10^{10}
120	48.89	4.174	988.8	5.62	0.644	3.64	4.89×10^{10}
130	54.44	4.179	985.7	5.13	0.649	3.30	5.66×10^{10}
140	60	4.179	983.3	4.71	0.654	3.01	6.48×10^{10}
150	65.55	4.183	980.3	4.3	0.659	2.73	7.62×10^{10}
160	71.11	4.186	977.3	4.01	0.665	2.53	8.84×10^{10}
170	76.67	4.191	973.7	3.72	0.668	2.33	9.85×10^{10}
180	82.22	4.195	970.2	3.47	0.673	2.16	1.09×10^{11}
190	87.78	4.199	966.7	3.27	0.675	2.03	
200	93.33	4.204	963.2	3.06	0.678	1.90	
220	104.4	4.216	955.1	2.67	0.684	1.66	
240	115.6	4.229	946.7	2.44	0.685	1.51	
260	126.7	4.250	937.2	2.19	0.685	1.36	
280	137.8	4.271	928.1	1.98	0.685	1.24	
300	148.9	4.296	918.0	1.86	0.684	1.17	
350	176.7	4.371	890.4	1.57	0.677	1.02	
400	204.4	4.467	859.4	1.36	0.665	1.00	
450	232.2	4.585	825.7	1.20	0.646	0.85	
500	260	4.731	785.2	1.07	0.616	0.83	
550	287.7	5.024	735.5	9.51×10^{-3}			
600	315.6	5.703	678.7	8.68			

† Adaptasi dari A. I. Brown dan S. M. Marco. "Introduction to Heat Transfer," 3d ed., McGraw-Hill Book Company, New York, 1956.

Sumber : Holman. J. P., *Perpindahan Kalor*, Terjemahan Ir. E. Jasjfi, M.Sc, Erlangga, 1994

Tabel.7. Sifat-sifat Udara

Daftar A-5 Sifat-sifat Udara pada Tekanan Atmosferi

Nilai μ , k , c_p , dan Pr tidak terlalu bergantung pada tekanan dan dapat digunakan untuk rentang tekanan yang cukup luas.

T, K	ρ kg/m ³	c_p kJ/kg · °C	μ , kg/m · s × 10 ⁵	ν , m ² /s × 10 ⁶	k , W/m · °C	α , m ² /s × 10 ⁶	Pr
100	3.6010	1.0266	0.6924	1.923	0.009246	0.02501	0.770
150	2.3675	1.0099	1.0283	4.343	0.013735	0.05745	0.753
200	1.7684	1.0061	1.3289	7.490	0.01809	0.10165	0.739
250	1.4128	1.0053	1.5990	11.31	0.02227	0.15675	0.722
300	1.1774	1.0057	1.8462	15.69	0.02624	0.22160	0.708
350	0.9980	1.0090	2.075	20.76	0.03003	0.2983	0.697
400	0.8826	1.0140	2.286	25.90	0.03365	0.3760	0.689
450	0.7833	1.0207	2.484	31.71	0.03707	0.4222	0.683
500	0.7048	1.0295	2.671	37.90	0.04038	0.5564	0.680
550	0.6423	1.0392	2.848	44.34	0.04360	0.6532	0.680
600	0.5879	1.0551	3.018	51.34	0.04659	0.7512	0.680
650	0.5430	1.0635	3.177	58.51	0.04953	0.8578	0.682
700	0.5030	1.0752	3.332	66.25	0.05230	0.9672	0.684
750	0.4709	1.0856	3.481	73.91	0.05509	1.0774	0.686
800	0.4405	1.0978	3.625	82.29	0.05779	1.1951	0.689
850	0.4149	1.1095	3.765	90.75	0.06028	1.3097	0.692
900	0.3925	1.1212	3.899	99.3	0.06279	1.4271	0.696
950	0.3716	1.1321	4.023	108.2	0.06525	1.5510	0.699
1000	0.3524	1.1417	4.152	117.8	0.06752	1.6779	0.702
1100	0.3204	1.160	4.44	138.6	0.0732	1.969	0.704
1200	0.2947	1.179	4.69	159.1	0.0782	2.251	0.707
1300	0.2707	1.197	4.93	182.1	0.0837	2.583	0.705
1400	0.2515	1.214	5.17	205.5	0.0891	2.920	0.705
1500	0.2355	1.230	5.40	229.1	0.0946	3.262	0.705
1600	0.2211	1.248	5.63	254.5	0.100	3.609	0.705
1700	0.2082	1.267	5.85	280.5	0.105	3.977	0.705
1800	0.1970	1.287	6.07	308.1	0.111	4.379	0.704
1900	0.1858	1.309	6.29	338.5	0.117	4.811	0.704
2000	0.1762	1.338	6.50	369.0	0.124	5.260	0.702
2100	0.1682	1.372	6.72	399.6	0.131	5.715	0.700
2200	0.1602	1.419	6.93	432.6	0.139	6.120	0.707
2300	0.1538	1.482	7.14	464.0	0.149	6.540	0.710
2400	0.1458	1.574	7.35	504.0	0.161	7.020	0.718
2500	0.1394	1.688	7.57	543.5	0.175	7.441	0.730

† Dari Natl. Bur. Stand (U. S.) Circ. 564, 1965

Sumber : Holman, J. P., *Perpindahan Kalor*, Terjemahan Ir. E. Jasjfi, M.Sc, Erlangga, 1994

Tabel.8. Sifat-sifat Fisis Refrigeran Petrozon Rossy-12 pada Berbagai Temperatur

	Temp [C]	Viscosity (L) [cP]	Viscosity (V) [cP]	Therm Cond (L) [W/m-K]	Therm Cond (V) [W/m-K]
1	-60.00	0.2421	0.00575	0.1407	0.00907
2	-57.00	0.2335	0.00583	0.1388	0.01011
3	-54.00	0.2254	0.00592	0.1368	0.01035
4	-51.00	0.2176	0.00600	0.1349	0.01060
5	-48.00	0.2102	0.00608	0.1331	0.01086
6	-45.00	0.2032	0.00616	0.1312	0.01112
7	-42.00	0.1964	0.00625	0.1294	0.01139
8	-39.00	0.1900	0.00633	0.1275	0.01166
9	-36.00	0.1838	0.00641	0.1257	0.01194
10	-33.00	0.1779	0.00649	0.1239	0.01222
11	-30.00	0.1722	0.00658	0.1222	0.01251
12	-27.00	0.1668	0.00666	0.1204	0.01281
13	-24.00	0.1615	0.00674	0.1187	0.01311
14	-21.00	0.1565	0.00682	0.1170	0.01342
15	-18.00	0.1516	0.00691	0.1153	0.01373
16	-15.00	0.1470	0.00699	0.1136	0.01406
17	-12.00	0.1425	0.00707	0.1119	0.01439
18	-9.000	0.1381	0.00716	0.1103	0.01472
19	-6.000	0.1339	0.00724	0.1087	0.01507
20	-3.000	0.1298	0.00733	0.1071	0.01542
21	0.0	0.1258	0.00741	0.1055	0.01578
22	3.000	0.1220	0.00749	0.1039	0.01615
23	6.000	0.1183	0.00758	0.1024	0.01652
24	9.000	0.1147	0.00766	0.1009	0.01691
25	12.00	0.1111	0.00775	0.09935	0.01730
26	15.00	0.1077	0.00784	0.09785	0.01771
27	18.00	0.1044	0.00793	0.09636	0.01812
28	21.00	0.1011	0.00801	0.09488	0.01855
29	24.00	0.09798	0.00810	0.09342	0.01898
30	27.00	0.09489	0.00817	0.09197	0.01943
31	30.00	0.09186	0.00821	0.09053	0.01989
32	33.00	0.08891	0.00824	0.08910	0.02037
33	36.00	0.08601	0.00828	0.08768	0.02086
34	39.00	0.08317	0.00833	0.08626	0.02137
35	42.00	0.08039	0.00838	0.08485	0.02191
36	45.00	0.07765	0.00844	0.08345	0.02246
37	48.00	0.07496	0.00850	0.08205	0.02304
38	51.00	0.07231	0.00857	0.08065	0.02365
39	54.00	0.06969	0.01016	0.07925	0.02430
40	57.00	0.06711	0.01035	0.07787	0.02499
41	60.00	0.06455	0.01055	0.07649	0.02573

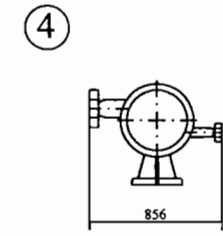
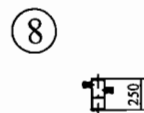
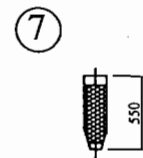
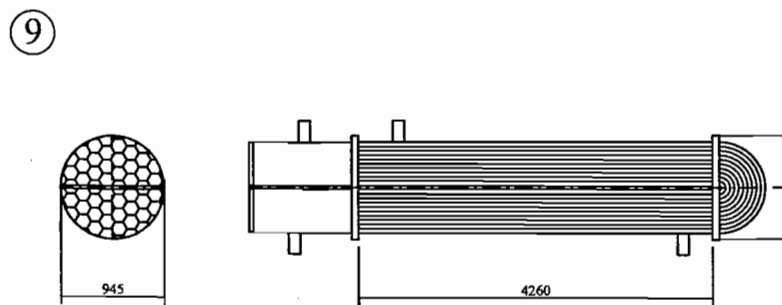
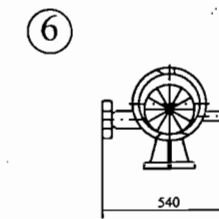
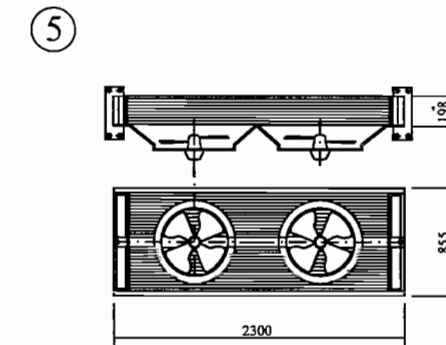
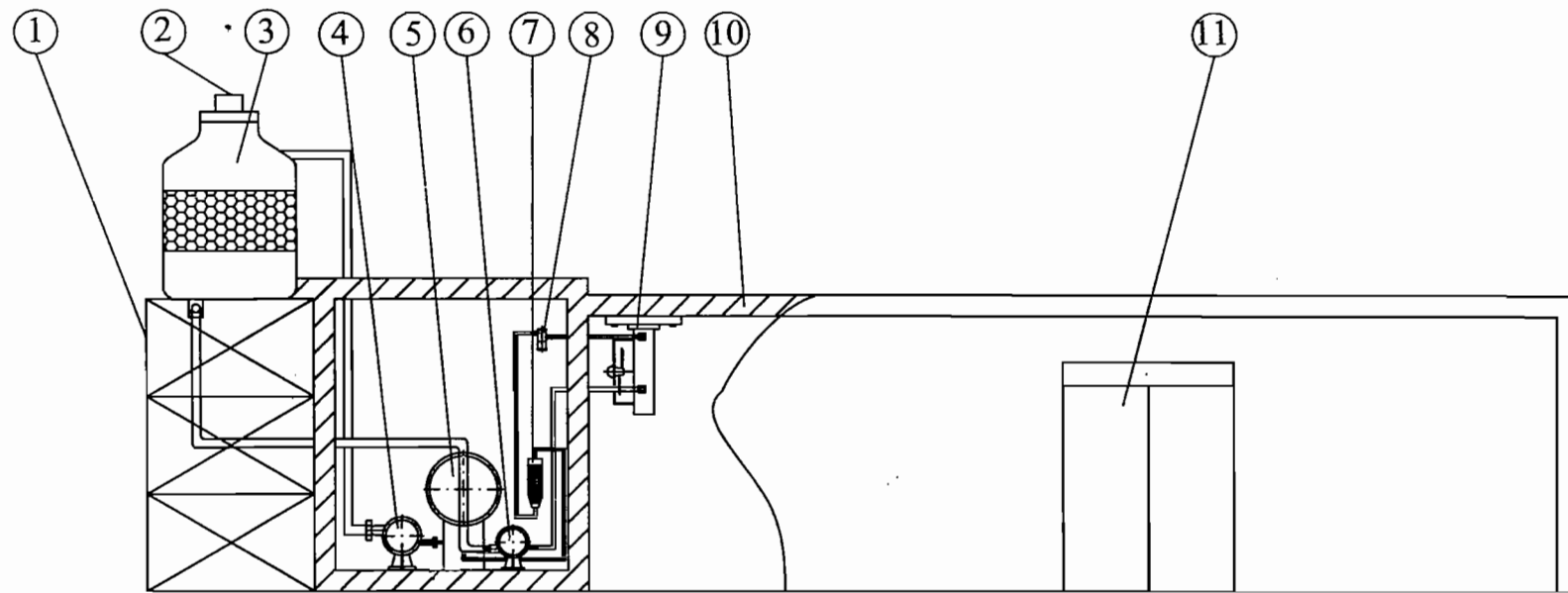
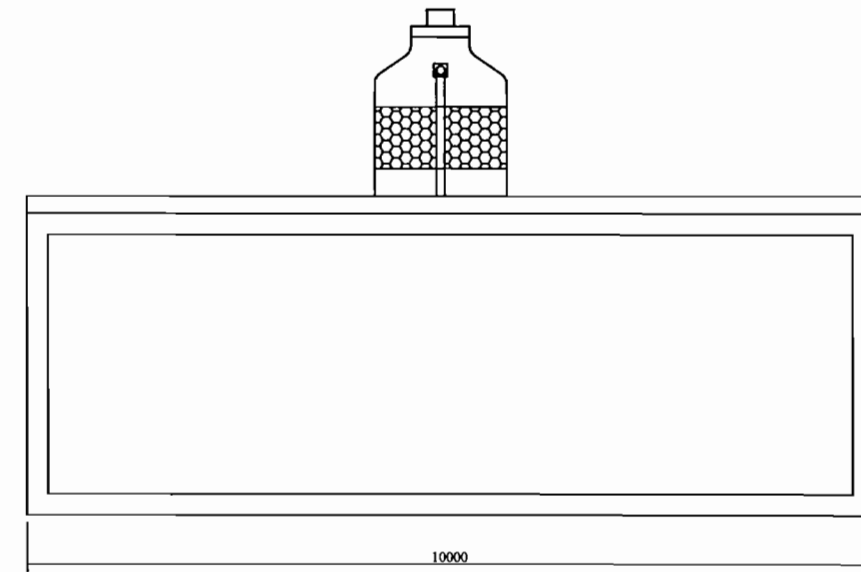
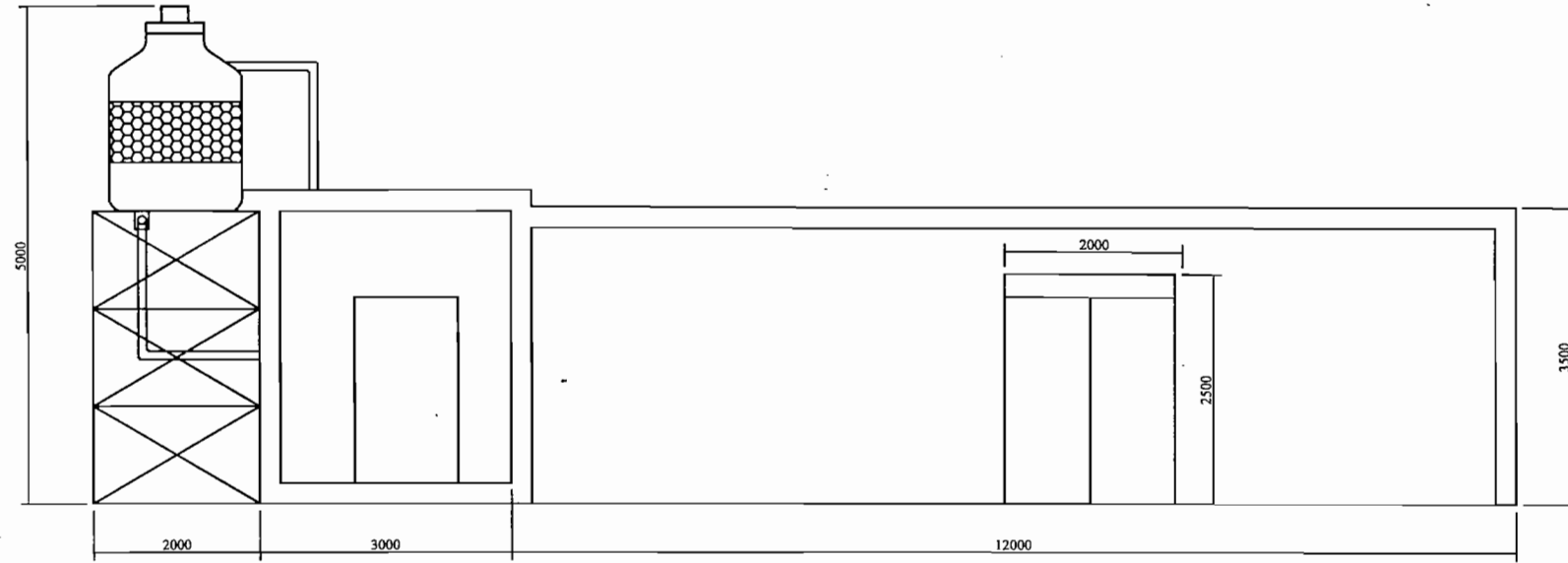
Sumber : Holman, J. P., *Perpindahan Kalor*, Terjemahan Ir. E. Jasjfi, M.Sc, Erlangga, 1994

Tabel 9. Kondisi saturated pada Petrozon Rossy-12

	Temp [C]	Entropy (L) [kJ/K-kg]	Entropy (V) [kJ/K-kg]	Cv (L) [kJ/K-kg]	Cv (V) [kJ/K-kg]	Cp (L) [kJ/K-kg]	Cp (V) [kJ/K-kg]
1	-60.00	0.4330	2.515	1.410	1.149	2.170	1.358
2	-57.00	0.4634	2.503	1.416	1.102	2.182	1.374
3	-54.00	0.4936	2.492	1.423	1.175	2.195	1.390
4	-51.00	0.5235	2.481	1.430	1.189	2.208	1.407
5	-48.00	0.5531	2.471	1.437	1.203	2.221	1.424
6	-45.00	0.5826	2.462	1.445	1.217	2.235	1.442
7	-42.00	0.6118	2.453	1.452	1.232	2.249	1.460
8	-39.00	0.6409	2.444	1.460	1.246	2.264	1.478
9	-36.00	0.6697	2.437	1.468	1.261	2.279	1.497
10	-33.00	0.6984	2.430	1.477	1.276	2.295	1.517
11	-30.00	0.7269	2.423	1.485	1.292	2.311	1.537
12	-27.00	0.7553	2.417	1.494	1.307	2.328	1.557
13	-24.00	0.7835	2.411	1.503	1.323	2.345	1.578
14	-21.00	0.8116	2.405	1.512	1.338	2.363	1.600
15	-18.00	0.8395	2.400	1.521	1.354	2.382	1.622
16	-15.00	0.8673	2.395	1.530	1.370	2.401	1.645
17	-12.00	0.8951	2.391	1.540	1.387	2.421	1.669
18	-9.000	0.9227	2.387	1.550	1.403	2.441	1.694
19	-6.000	0.9502	2.383	1.560	1.420	2.463	1.719
20	-3.000	0.9776	2.380	1.570	1.437	2.485	1.745
21	0.0	1.005	2.376	1.580	1.454	2.508	1.772
22	3.000	1.032	2.373	1.591	1.471	2.532	1.800
23	6.000	1.060	2.370	1.601	1.488	2.557	1.829
24	9.000	1.087	2.368	1.612	1.506	2.583	1.859
25	12.00	1.114	2.365	1.623	1.523	2.611	1.890
26	15.00	1.141	2.363	1.634	1.541	2.639	1.923
27	18.00	1.168	2.361	1.645	1.559	2.669	1.958
28	21.00	1.195	2.359	1.657	1.577	2.700	1.994
29	24.00	1.222	2.357	1.668	1.595	2.734	2.032
30	27.00	1.249	2.355	1.680	1.614	2.768	2.072
31	30.00	1.277	2.353	1.692	1.633	2.805	2.115
32	33.00	1.304	2.351	1.704	1.652	2.844	2.161
33	36.00	1.331	2.349	1.717	1.671	2.888	2.210
34	39.00	1.358	2.347	1.729	1.690	2.931	2.263
35	42.00	1.386	2.345	1.742	1.710	2.979	2.320
36	45.00	1.413	2.342	1.755	1.730	3.031	2.382
37	48.00	1.441	2.340	1.768	1.750	3.087	2.451
38	51.00	1.469	2.337	1.781	1.770	3.149	2.527
39	54.00	1.497	2.335	1.795	1.791	3.217	2.612
40	57.00	1.525	2.331	1.809	1.813	3.292	2.707
41	60.00	1.553	2.328	1.823	1.834	3.377	2.817

Sumber : Holman, J. P., *Perpindahan Kalor*, Terjemahan Ir. E. Jasjfi, M.Sc, Erlangga, 1994





11	1	plat			
10	1	drivling			
9	1	Evaporator	tembaga		
8	1	Katup ekspansi			Thermostatic
7	1	Filter dryer	tembaga		
6	1	kompressor			Rotary
5	1	kondenser	tembaga		shell dan tube
4	1	Pompa air			
3	1	Cooling tower	Fiber		
2	1	Motor fan			
1	1	skelakan	Plat baja		
No.	Jml.	Nama	Bahan	Dimensi	Keterangan
Skala		: 1:20	Digambar	: A. Dary Setiawan	Keterangan
Sman		: sim	NIM	: 98521097	
Tanggal		: 05-09-04	Diperiksa	: P.P.A. dan S.P.T	
TEKNIK MESIN		COLD STORAGE for DRINK INDUSTRY			A0
F.U.S.D.					