

Tugas Akhir - ME141501

Perancangan Sistem Refrigerasi Kompresi Uap *Cascade* Untuk Aplikasi *Hybrid Reefer Container*

Yusuf Satria Bimantara
NRP 04211340000050

Dosen Pembimbing
Sutopo Purwono Fitri, ST, M. Eng., Ph. D.
Ir. Alam Baheramsyah, M. Sc.

Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



Tugas Akhir – ME141501

Perancangan Sistem Refrigerasi Kompresi Uap *Cascade* Untuk Aplikasi pada *Hybrid Reefer Container*

Yusuf Satria Bimantara
NRP 042113 40000 050

Dosen Pembimbing

Sutopo Purwono Fitri, ST, M.Eng., Ph. D
Ir. Alam Baheramsyah, M. Sc.

**Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2018**

Halaman ini sengaja dikosongkan



Final Project – ME141501

**Design of Cascade Vapour Compression Refrigeration System for Hybrid
Reefer Container Application**

Yusuf Satria Bimantara
NRP 042113 40000 050

Advisor

Sutopo Purwono Fitri, ST., M. Eng., Ph.D.
Ir. Alam Baheramsyah, M. Sc.

**Department of Marine Engineering
Faculty of Marine Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2018**

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

PERANCANGAN SISTEM REFRIGERASI KOMPRESI UAP *CASCADE* UNTUK APLIKASI *HYBRID REEFER CONTAINER*

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi *Marine Machinery and System* (MMS)
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

YUSUF SATRIA BIMANTARA
NRP. 0421 13 40000 050

Disetujui Oleh Pembimbing Tugas Akhir :

Sutopo Purwono Fitri, S.T., M.Eng., Ph.D.
NIP. 1975 1006 2002 12 1003

Ir. H. Alam Baheramsyah, M.Sc.
NIP. 1968 0129 1992 03 1001



(.....)

(.....)

SURABAYA
JANUARI, 2018

LEMBAR PENGESAHAN

PERANCANGAN SISTEM REFRIGERASI KOMPRESI UAP *CASCADE* UNTUK APLIKASI *HYBRID REEFER CONTAINER*

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

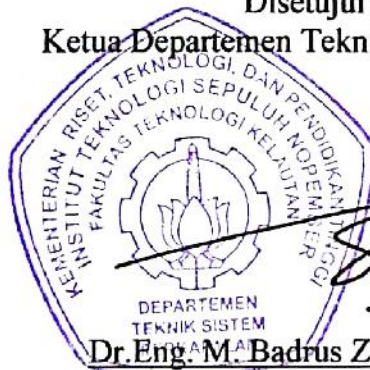
Bidang Studi *Marine Machinery and System* (MMS)
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

YUSUF SATRIA BIMANTARA
NRP. 0421 13 40000 050

Disetujui oleh :

Ketua Departemen Teknik Sistem Perkapalan



Dr. Eng. M. Badrus Zaman, S.T., M.T.
NIP. 1977 0802 2008 01 1007

SURABAYA
JANUARI, 2018

PERANCANGAN SISTEM REFRIGERASI KOMPRESI UAP CASCADE UNTUK APLIKASI HYBRID REEFER CONTAINER

Nama Mahasiswa : Yusuf Satria Bimantara
NRP : 04211340000050
Departemen : Teknik Sistem Perkapalan
Dosen Pembimbing : Sutopo Purwono Fitri, ST, M.Eng, Ph.D.
Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc.

ABSTRAK

Pada reefer container konvensional, sistem refrigerasi yang digunakan pada umumnya menggunakan siklus kompresi uap. Untuk siklus kompresi uap satu tingkat, temperatur ruangan pendingin yang dapat dihasilkan untuk operasional normal adalah sekitar -20°C . Untuk meningkatkan kemampuan dan variasi muatan khusus yang dapat dimuat oleh reefer container, dalam penelitian ini sistem refrigerasi akan diubah dengan sistem refrigerasi kompresi uap cascade. Sistem refrigerasi cascade pada dasarnya adalah dua sistem refrigerasi yang dihubungkan dengan satu penukar panas. Sistem cascade dapat mencapai temperatur ruangan yang lebih rendah dibandingkan siklus refrigerasi kompresi uap satu tingkat.

Penelitian ini ditujukan untuk menentukan parameter desain yang optimal untuk sistem refrigerasi kompresi uap cascade pada temperatur evaporator -30°C dan temperatur kondensor yang dapat didinginkan pada temperatur lingkungan. Serta menganalisa nilai ekonomi untuk jangka waktu 10 tahun operasi. Perhitungan terkait untuk menentukan parameter kerja sistem dihitung dengan mengasumsikan bahwa tidak ada pressure loss pada sistem yang berada dalam keadaan steady state dan mengabaikan perubahan energi kinetik dan potensial dalam sistem.

Untuk parameter yang telah ditetapkan, didapatkan nilai COP maksimal dari sistem sebesar 2,849 dengan tekanan kerja pada low stage sebesar 600 kPa dan pada high stage sebesar 1500 kPa. Pada kondensor cascade digunakan derajat pendekatan sebesar $-0,47^{\circ}\text{C}$ dengan refrigeran pada low stage menggunakan R-404A dan pada high stage menggunakan R-22. Dari sisi ekonomi payback period akan tercapai pada tahun ketiga dengan pendapatan pada tahun tersebut sebesar Rp 14.907.552,00.

Kata kunci : reefer container, sistem refrigerasi, kompresi uap, cascade.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DESIGN OF CASCADE REFRIGERATION SYSTEM FOR HYBRID REEFER CONTAINER APPLICATION

Student's Name : Yusuf Satria Bimantara
NRP : 04211340000050
Departement : Marine Engineering
Supervisor : Sutopo Purwono Fitri, ST, M.Eng, Ph.D.
Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc.

ABSTRACT

In a conventional reefer container, the refrigeration system used in general is the vapor compression cycle. For a single-stage vapor compression cycle, the chilled room temperature that can be generated for normal operation is about -20°C . To improve the capability and variation of the special cargo that can be loaded by reefer container, in this research the refrigeration system will be changed with cascade vapor compression refrigeration system. The cascade refrigeration system is basically two vapor compression refrigeration systems connected to one heat exchanger. The cascade system can achieve lower room temperatures than the one-stage vapor compression refrigeration cycle.

The present study is intended to determine the optimal design parameters for cascade vapor compression refrigeration system at evaporator temperature of -30°C and chilling the condenser at ambient temperature. Also analyzing the economic value for a period of 10 years of operation. The related calculations for determining the working parameters of the system are calculated assuming that there is no pressure loss on the system in the steady state and ignoring the kinetic and potential energy changes in the system.

For predefined parameters, obtained a maximum *COP* of the system of 2.849 with a working pressure on the low stage of 600 kPa and at a high stage of 1500 kPa. The condenser cascade used an approach degree of -0.47°C with refrigerant on low stage using R-404A and at high stage using R-22. In terms of economic Payback period will be achieved in the third year with revenue in the year amounting to Rp 14,907,552.00.

Keywords : reefer container, refrigeration system, vapor compression, cascade.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Puja dan puji syukur penulis panjatkan atas berkat dan rahmat Allah subhanahu wa ta'ala yang telah memberikan nikmat seluas semesta yang tak akan pernah dapat dihitung hingga, serta selalu memberikan kemudahan dibalik kesulitan hingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.

Tidak lupa penulis juga mengucapkan banyak terima kasih kepada berbagai pihak yang telah membantu dan memberikan dukungan berupa pelajaran, kasih sayang, dan pengertian. Secara khusus penulis berterima kasih kepada :

1. Bapak dan Ibu yang telah merawat dan membesarkan penulis. Atas segala yang telah diberikan berupa kasih sayang, perhatian dan kesabaran yang tak pernah habis penulis rasakan. Juga yang selalu percaya dan menegarkan hati penulis disaat-saat yang sulit.
2. Bapak Sutopo Purwono Fitri dan Bapak Alam Baheramsyah selaku dosen pembimbing yang telah sabar memberikan pelajaran dan terus memberikan bekal bagi penulis tentang kehidupan pasca kuliah yang tentunya sangat membuka wawasan penulis. Mengajarkan penulis untuk terus merasa lapar akan ilmu dan selalu mengoreksi diri untuk menjadi yang lebih baik.
3. Dianti Nurwinda yang selalu merepotkan penulis dengan suka dan duka selama menempuh pendidikan. Sahabat yang dengan sabar memahami dan mengkoreksi sifat penulis. Juga yang telah mengajarkan penulis tentang penulisan yang baik dalam menyusun tugas akhir ini.
4. Prasetyo Adi, Muhammad Bahru, Darori Hasan dan Ivan Nabil teman yang telah memberikan pelajaran bagi penulis tentang mendekatkan diri pada Tuhan.
5. Asa Femilsa, Immanuel Wanda dan Annisa Enggar yang selalu menhadirkan tawa dan telah menjadi teman baik yang selalu mengerti satu sama lain sedari masih satu SMA.
6. Arfan Dwi Maulana dan Agus Mubarak sebagai teman seperjuangan selama masa asistensi. Teman yang selalu mengingatkan dan memberi semangat untuk terus mengerjakan tugas akhir ini hingga selesai.
7. Serta semua keluarga dan teman yang tidak dapat penulis sebutkan semua, yang selalu mendukung dan mendoakan penulis juga berbagai pihak yang selalu menjadi motivasi dan pemacu semangat penulis untuk terus dapat menyelesaikan tugas akhir.

Dengan segala kekurangan yang penulis miliki, penulis sadar bahwa tugas akhir ini masih jauh dari kata sempurna. Oleh karena itu kritik dan saran yang dapat membangun wawasan sangat penulis harapkan dari berbagai pihak untuk dapat menyempurnakan penelitian ini dan memberi masukan yang baik bagi penulis.

Surabaya, Januari 2018.

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PENGESAHAN	v
ABSTRAK	ix
KATA PENGANTAR	xv
DAFTAR ISI	xvii
DAFTAR GAMBAR	xxi
DAFTAR GRAFIK	xxiii
DAFTAR TABEL	xxv

BAB I

PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan	3
1.5 Manfaat	3

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1. Jenis-jenis Peti Kemas	5
2.1.1 Peti Kemas Tanpa Pendingin	5
2.1.2 Peti Kemas Berpendingin	6
2.2. Sistem Referigerasi	7
2.2.1 Sistem Kompresi Uap	7
2.2.2 Sistem Pendingin Cascade	8
2.2.3 Komponen Sistem	9
2.3. Sistem yang Telah Ada	11
2.4. Perancangan Sistem Refrigerasi Kompresi Uap <i>Cascade</i>	11
2.5. Perbandingan Sistem	12
2.6. Jenis-jenis Refrigeran	13
2.6.1 Freon (R-22/HCFC)	13
2.6.2 Ammonia (R-717/NH ₃)	14
2.6.3 Karbon Dioksida (R-744/CO ₂)	14
2.6.4 Refrigeran Alternatif	16
2.7. Model Termodinamika	17
2.8. <i>Coefisien of Performance (COP)</i>	19

2.9.	<i>Engineering Equation Solver (EES) Software</i>	19
2.10.	Penelitian yang Telah Dilakukan	20
2.10.1	Kajian Teknis dan Ekonomis Perancangan <i>Reefer Container</i> Berbasis <i>Phase Change Material</i> Untuk Aplikasi di Kapal (2017)	20
2.10.2	<i>Performance Study of Cascade Refrigeration System Using Alternative Refrigerants</i> (2014)	20
2.10.3	Studi Eksperimental Sistem Refirgerasi <i>Cascade</i> Menggunakan Refrigeran Mosaicool 22 di <i>High Stage</i> dan R-404A di <i>Low Stage</i> dengan Variasi Beban Pendinginan (2012)	21

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN	23
-----------------------	----

3.1	Identifikasi Masalah	24
3.2	Studi Literatur	24
3.3	Pengumpulan Data	24
3.4	Studi Empiris	24
3.5	Perencanaan Sistem	24
3.6	Analisa Teknis dan Ekonomis	25
3.7	Kesimpulan dan Saran	25

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN	27
------------------------	----

4.1	Ukuran <i>Reefer Container</i>	27
4.2	Diagram Blok Unit Refrigerasi	28
4.3	Beban Pendinginan <i>Reefer Container</i>	29
4.4	Perancangan Sistem Refrigerasi <i>Cascade</i>	29
4.4.1.	Parameter Perancangan	29
4.4.2.	Laju Aliran Massa Refrigeran	30
4.4.3.	Perpindahan Panas pada Kondensor HS	32
4.4.4.	Daya Masukkan Kompresor	32
4.4.5.	COP Aktual	33
4.5	Perhitungan Sistem Refrigerasi Kompresi Uap Satu Tingkat	33
4.6	Validasi Perhitungan Menggunakan <i>Software</i>	34
4.6.1.	Ringkasan Hasil Perhitungan Manual dan <i>Software</i>	35
4.6.2.	<i>Error</i> Perhitungan	36
4.7	Variasi Parameter Komponen	36
4.7.1.	Pengaruh Variasi Temperatur Evaporator LS Terhadap Laju Aliran Massa R-404A	36

4.7.2.	Pengaruh Tekanan Kompresor Terhadap Daya Masukan Kompresor.....	38
4.7.3.	Pengaruh Tekanan Kompresor Terhadap Qkondensor LS	39
4.7.4.	Pengaruh Variasi Temperatur Evaporator HS Terhadap Laju Aliran Massa R-22	40
4.7.5.	Pengaruh Derajat Pendekatan Terhadap COP	42
4.7.6.	Pengaruh Qevap terhadap Daya Kompresor	43
4.7.7.	Pengaruh Qevap terhadap Qkond	44
4.7.8.	Daya Masukan Kompresor Total dan COP	46
4.7.9.	Penggunaan PCM	47
4.8	Perhitungan Komponen Sistem	48
4.8.1	Perhitungan Evaporator LS	48
4.8.2	Katup Ekspansi LS	54
4.8.3	Perhitungan Kondensor HS	54
4.8.4	Katup Ekspansi HS	56
4.8.5	Perhitungan Penukar Panas	57
4.8.6	Hasil Perhitungan Kebutuhan Komponen	63
4.8.7	Layout Perancangan Sistem pada Kondensor	63
4.9	Analisa Ekonomi	65
 BAB V		
PENUTUP		69
5.1.	Kesimpulan	69
5.2.	Saran	69
 DAFTAR PUSTAKA		71

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Skema Sistem Kompresi Uap.....	7
Gambar 2.2 P-h diagram Sistem Kompresi Uap.....	8
Gambar 2.3 Skema Sistem Pendingin <i>Cascade</i>	9
Gambar 2.4 Diagram P-h Sistem Pendingin <i>Cascade</i>	9
Gambar 2.5 Sistem Refrigerasi <i>Reefer Container</i>	11
Gambar 2.6 Skema sistem kompresi uap <i>cascade</i>	12
Gambar 2.7 Grafik P-T dari R-744, R-404A dan R134A.....	15
Gambar 2.8 Rancangan sistem kompresi uap <i>cascade</i>	17
Gambar 3.1. Diagram alur penelitian	23
Gambar 4.1 Blok diagram unit refrigerasi.....	28
Gambar 4.2 Skema Aliran Sistem	30
Gambar 4.3 P-h Diagram.....	47
Gambar 4.4 Skema komponen penukar panas.....	58
Gambar 4.5 <i>Layout</i> sistem pada <i>reefer container</i>	64

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GRAFIK

Grafik 4.1 Laju aliran massa vs temperatur evaporator LS.....	37
Grafik 4.2 Tekanan kompressor terhadap daya masukan kompressor.....	39
Grafik 4.3 Tekanan kerja kompresor vs $Q_{\text{kondensor}}$	40
Grafik 4.4 Temperatur evaporator HS terhadap laju aliran massa refrigeran.....	41
Grafik 4.5 Derajat pendekatan terhadap COP.....	43
Grafik 4.6 Beban pendinginan terhadap daya masukan kompressor.....	44
Grafik 4.7 Beban pendinginan terhadap perpindahan panas kondensor.....	45
Grafik 4.8 <i>Commulative Cash Flow</i>	67

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Data properti R-22.....	14
Tabel 2.2 Data properti R-717.....	14
Tabel 2.3. Data properti R-744.....	16
Tabel 2.4 Data properti MC-22.....	16
Tabel 2.5 Data properti R-404A.....	16
Tabel 4.1 Dimensi <i>reefer container</i>	27
Tabel 4.2 Beban pendinginan <i>reefer container</i>	29
Tabel 4.3 Parameter Perancangan.....	30
Tabel 4.4 Properti R-404A untuk Evaporator LS.....	31
Tabel 4.5 Properti R-404A untuk Kondensor LS.....	31
Tabel 4.6 Properti R-22 untuk Evaporator HS.....	31
Tabel 4.7 Properti R-22 untuk Kondensor HS.....	32
Tabel 4.8 Parameter Perancangan.....	33
Tabel 4.9 Properti R-22 untuk Evaporator.....	33
Tabel 4.10 Properti R-22 untuk Kondensor.....	34
Tabel 4.11 Hasil perhitungan manual.....	35
Tabel 4.12 Hasil perhitungan <i>software</i>	35
Tabel 4.13 <i>Error</i> dari hasil perhitungan.....	36
Table 4.14 Pengaruh temperatur evap. terhadap laju aliran massa.....	37
Table 4.15 Pengaruh tekanan kompresor terhadap daya masukan kompresor.....	38
Tabel 4.16 Pengaruh tekanan kompresor terhadap $Q_{kond. LS}$	39
Tabel 4.17 Pengaruh temperatur evaporator HS terhadap laju aliran massa refrigeran.....	41
Tabel 4.18 Tabel derajat pendekatan dan COP.....	42
Tabel 4.19 Tabel Qevap dan daya kompresor.....	43
Tabel 4.20 Tabel Qevap dan Qkond.....	45
Tabel 4.21 Daya masuka total dan COP.....	46
Tabel 4.22 Hasil perhitungan kebutuhan komponen.....	63
Tabel 4.23 Perhitungan CAPEX.....	65
Tabel 4.25 Kebutuhan biaya listrik.....	66
Tabel 4.26 Kebutuhan perawatan.....	66
Tabel 4.25 Hasil perhitungan <i>cash flow</i> dari modifikasi <i>container</i>	66

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Reefer container adalah salah satu jenis petikemas yang digunakan untuk kebutuhan pengiriman komoditi khusus. Kontainer jenis ini menyediakan ruang penyimpanan dengan temperatur dikisaran -18°C , kondisi ini dibuat sedemikian rupa untuk menyimpan berbagai bahan makanan, obat-obatan hingga properti khusus yang mengharuskan disimpan dalam temperatur rendah. Menurut situs *worldshipping.org*, pada tahun 2012 dari 32,9 juta TEU kontainer yang digunakan dalam pengiriman diseluruh dunia, sekitar 6,25% atau lebih dari dua juta kontainer adalah berjenis *reefer container*.

Untuk mengkondisikan temperatur ruangan pada kisaran yang dibutuhkan, *reefer container* memanfaatkan sistem referigerasi yang dipasang didalam kontainer. Daya listrik sistem referigerasi yang digunakan disuplai oleh genset di dalam *reefer container* pada saat kontainer berada pada pelabuhan, sedangkan pada saat diangkut oleh kapal atau truk listrik yang dibutuhkan diambil dari generator kapal atau truk pengangkut kontainer tersebut. Kebanyakan *reefer container* memanfaatkan sistem referigerasi kompresi uap satu tingkat. Sistem ini juga umum dipakai untuk sistem pendingin udara pada aplikasi di darat maupun di laut. Sistem kompresi uap memiliki instalasi yang sangat sederhana. Dalam sebuah sistem hanya dibutuhkan masing-masing sebuah kompresor, kondensor, katup ekspansi dan evaporator yang satu sama lain dihubungkan dengan instalasi perpipaan. Hal ini membuat sistem kompresi uap tidak membutuhkan tempat yang banyak. Namun diluar kekompakan instalasi dari sistem ini terdapat keterbatasan-keterbatasan jika sistem harus bekerja pada kondisi-kondisi tertentu.

Pada sistem kompresi uap terdapat dua bagian yang menghasilkan tekanan yang berbeda pada proses dalam sistem, yaitu bagian evaporator yang memanfaatkan tekanan rendah dan bagian pada kondensor yang memanfaatkan tekanan tinggi. Untuk kinerja sistem kompresi uap satu tahap, pada aplikasinya sistem ini memadai untuk kebutuhan tertentu selama temperatur antara evaporator dan kondensor memiliki selisih yang kecil. Perbedaan temperatur ini disebut *temperature lift*. Hal ini yang menyebabkan sistem kompresi uap satu tahap tidak sesuai jika digunakan pada aplikasi yang membutuhkan sistem pendingin dengan *temperature lift* yang tinggi.

Temperature lift yang dibutuhkan suatu sistem dapat pendingin dapat bervariasi, *temperature lift* dapat menjadi lebih besar karena aplikasi membutuhkan sistem menyediakan temperatur evaporator yang sangat rendah dan/atau karena sistem harus menyediakan temperatur kondensasi yang sangat tinggi.

Sebagai contoh, pada industri makanan beku, temperatur evaporator yang dibutuhkan bisa serendah -40°C , sementara di industri kimia dibutuhkan temperatur hingga serendah -150°C untuk pencairan gas.. Karena beberapa kebutuhan diatas

temperature lift pada sistem meningkatkan, kebutuhan seperti ini sebenarnya menjadikan sistem kompresi uap satu tahap menjadi tidak efisien dan tidak praktis. Sebagai akibatnya, efek pendinginan menurun dan kerja kompresi meningkat.

Karena kekurangan ini, sistem kompresi uap satu tingkat tidak disarankan ketika suhu evaporator menjadi sangat rendah dan/atau suhu kondensor dibutuhkan tinggi. Oleh karena itu, untuk meningkatkan performa sistem referigerasi demi memenuhi kebutuhan beban pendinginan pada temperatur yang rendah terdapat beberapa alternatif pengganti sistem referigerasi kompresi uap satu tingkat. Beberapa alternatif yang dapat digunakan yaitu sistem referigerasi multi-tingkat. Sistem referigerasi multi-tingkat memiliki dua siklus yang terangkai dalam sebuah sistem. Beberapa jenis sistem referigerasi multi tingkat yang umum digunakan adalah multi-tingkat kompresi, multi-tingkat evaporator dan sistem *cascade*.

Pembuatan tugas akhir ini akan diambil objek penelitian sistem referigerasi *cascade* sebagai pengganti sistem referigerasi kompresi uap satu tingkat pada *hybrid reefer container*. Sistem referigerasi *cascade* menggunakan rangkaian unit kompresi uap satu tingkat yang digabungkan dengan komponen penukar panas dari evaporator pada siklus temperatur tinggi dengan siklus temperatur rendah. Pemilihan sistem *cascade* didasarkan dari beberapa pertimbangan. Jika dibandingkan dengan sistem multi-tingkat, pada sistem *cascade* menggunakan dua jenis refrigeran dimana dapat disesuaikan dengan jenis pendinginan yang dibutuhkan. Di sisi lain, siklus pada sistem referigerasi multi-tingkat digabungkan dalam sebuah *flash tank*. Dimana antara dua kompresor terhubung menjadi sebuah sistem, hal ini memungkinkan terjadinya perpindahan minyak pelumas dari satu kompresor ke kompresor yang lain.

Jenis sistem *cascade* yang lain adalah sistem kompresi/absorpsi uap *cascade*. Sistem ini adalah penggabungan dua buah sistem pendingin, yaitu sistem kompresi uap dan sistem absorpsi uap. Pada kompresi/absorpsi uap *cascade* prinsip yang digunakan adalah sama dengan sistem kompresi uap *cascade*, dimana kedua sistem dihubungkan dengan sebuah penukar panas antara kondensor siklus temperatur rendah dengan evaporator siklus temperatur tinggi. Tetapi karena sistem ini menggunakan siklus absorpsi uap dimana untuk memisahkan antara absorber dan *coolant* yang terjadi pada generator dibutuhkan penyerapan kalor yang cukup tinggi, maka akan sulit mendapatkan sumber panas pada generator tanpa menambah daya diluar kebutuhan kompresor.

Pada penelitian ini akan dibandingkan beberapa parameter antara sistem referigerasi satu tingkat dengan sistem referigerasi kompresi uap *cascade* dalam aplikasinya sebagai sistem referigerasi pada *hybrid reefer container*. Beberapa parameter yang akan diteliti antara lain koefisien performa (COP), daya yang dibutuhkan sistem, jumlah bahan bakar yang dibutuhkan oleh sistem dan total *initial cost* dalam pengaplikasian sistem.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun masalah yang diangkat dalam tugas akhir ini antara lain.

- a. Bagaimana rancangan sistem pendingin *cascade* yang dibutuhkan untuk memenuhi beban pendingin pada *hybrid reefer container*?
- b. Bagaimana kinerja dari sistem yang dirancang?
- c. Berapa *initial cost* dalam pengaplikasian sistem?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang diberikan pada tugas akhir ini adalah.

- a. Penelitian ini mendesain sistem pendingin untuk pengaplikasian pada *hybrid reefer container* yang telah diteliti sebelumnya.
- b. Sistem dalam keadaan *stady state*.
- c. *Pressure loss* pada sistem diabaikan.
- d. Efisiensi isentropik kompresor konstan.
- e. Refrigeran keluar kondensor berupa cair jenuh.
- f. Refrigeran masuk kompresor berupa uap jenuh
- g. Ekspansi yang terjadi pada katup ekspansi adalah ekspansi isentalpik.
- h. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.

1.4 Tujuan

Tujuan dilakukannya penelitian dari tugas akhir ini adalah.

- a. Merancang sistem pendingin *cascade* yang dibutuhkan untuk memenuhi beban pendinginan pada *hybrid reefer container*.
- b. Menganalisa kinerja sistem pendinginan yang dirancang.
- c. Menganalisa *cost-benefit* dari sistem untuk pengaplikasiannya

1.5 Manfaat

Dari tugas akhir ini diharapkan akan didapatkan keluaran berupa.

- a. Mengetahui spesifikasi sistem yang dapat diaplikasikan pada *hybrid reefer container*.
- b. Mengetahui nilai-nilai yang dapat digunakan sebagai pertimbangan dalam pemilihan sistem pendingin.
- c. Menjadi bahan pertimbangan bagi pembaca untuk memilih sistem pendingin dengan karakteristik yang diharapkan.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Jenis-jenis Peti Kemas

Beberapa jenis peti kemas yang digunakan dalam sistem pengantaran muatan memiliki beberapa spesifikasi khusus. Berbagai bentuk kontainer disesuaikan dengan kebutuhan dari muatan yang akan dibawa dan proses muat dan bonkar muat yang akan dilakukan.

2.1.1 Peti Kemas Tanpa Pendingin

Kontainer tanpa pendingin dibedakan berdasarkan bentuk pintu dari kontainer tersebut. Variasi dari bentuk bukaan kontainer ini disesuaikan dengan kebutuhan muatan yang akan dibawa. Beberapa jenis kontainer yang sering dijumpai adalah sebagai berikut :

- a. Kontainer penyimpanan kering.

Kontainer jenis ini merupakan yang paling umum digunakan sebagai kontainer pengiriman, darimanapun pembuatanya semua manufaktur harus distandarisasi oleh ISO. Kontainer jenis ini digunakan untuk pengiriman bahan kering dan dalam ukuran 20ft ft, 40 dan 10 kaki.

- b. *Open Top Container*

Kontainer jenis ini memiliki atap *convertible* yang dapat benar-benar dihilangkan untuk membuat atas terbuka sehingga muatan tinggi sekalipun dapat dikirimkan dengan mudah. Selain untuk mengirim muatan benda, kontainer ini juga sering digunakan untuk mentransportasikan hewan-hewan pada taman nasional atau kebun binatang.

- c. *Double Door Container*

Kontainer dengan bukaan ganda adalah unit penyimpanan yang disediakan dengan dua pintu, membuat ruang lebih luas untuk bongkar muat bahan. Kontainer jenis ini biasa digunakan untuk mentransportasikan barang melalui jalur kereta api, karena pada saat berada pada rangkaian gerbong kereta pintu bagian depan kontainer akan sulit dibuka. Bahan konstruksi termasuk baja, besi dan bahan lain dalam ukuran standar 20ft dan 40ft.

- d. *Insulated/thermal Container*

Insulated Container Ini adalah kontainer pengiriman dengan kontrol temperatur yang memungkinkan kontainer ini digunakan untuk mempertahankan temperatur penyimpanan yang berbeda dari temperatur lingkungan. Kontainer jenis ini dapat menjaga temperatur dari muatan tidak mudah terpengaruh oleh lingkungan sehingga temperatur ruangan

dapat dijaga agar muatan tidak rusak. Kontainer jenis ini tidak dapat digunakan untuk menjaga temperatur penyimpanan dalam waktu yang lama tanpa bantuan alat pengaturan udara

e. Kontainer Tangki

Unit jenis ini digunakan untuk mentransportasikan berbagai bahan cair baik kimia atau non-kimiawi. Kontainer jenis ini sebagian besar terbuat dari baja yang kuat atau bahan anti korosif untuk menjamin kontainer dapat digunakan dalam waktu lama

f. Kontainer Lipat

Kontainer ini merupakan kontainer yang baru dikembangkan, kontainer jenis ini dirancang untuk benar-benar dapat dilipat untuk menghemat tempat. Kontainer lipat dimaksudkan untuk membawa muatan sekali jalan dimana waktu kapal kembali dari pelabuhan tujuan tidak membawa muatan, sehingga kontainer tidak menghabiskan tempat di kapal.

2.1.2 Peti Kemas Berpendingin

Peti kemas berpendingin atau *reefer container* adalah kontainer yang digunakan untuk mentransportasikan muatan dengan perlakuan temperatur ruangan yang rendah. *Reefer container* adalah salah satu jenis petikemas *refrigeration unit* dengan system pendingan tertutup, secara bahasa *reefer container* adalah container yang dilengkapi dengan system refrigerasi (*refrigerated container*) untuk mengawetkan atau menjaga temperatur komoditi yang ada di dalamnya. Komoditi yang disimpan dalam container seperti ini adalah barang atau cargo yang digunakan untuk kegiatan *ekspor* atau *import*. Untuk dapat beroperasi pada saat transportasi *reefer* menggunakan *power supply diesel* atau *genset* agar temperatur muatan didalam *reefer container* bisa tetap terjaga dengan baik sehingga barang tersebut terjamin secara kualitasnya. Namun pada saat kontainer berada diatas kapal, sistem referigerasi mendapatkan suplai daya dari kapal.

Beberapa jenis muatan yang menggunakan *reefer container* sebagai penyimpanan dalam proses pengirimannya antara lain adalah jenis makanan yang seperti buah-buahan, daging, ikan dan bunga. Muatan lain yang membutuhkan pengkondisian udara diantaranya adalah obat-obatan, bahan kimia dan properti untuk industri perfilman.

Sistem referigerasi yang umum digunakan untuk mengatur suhu pada *reefer container* adalah sistem referigerasi kompresi uap satu tingkat dengan temperatur ruangan berada pada -18°C .

2.2 Sistem Referigerasi

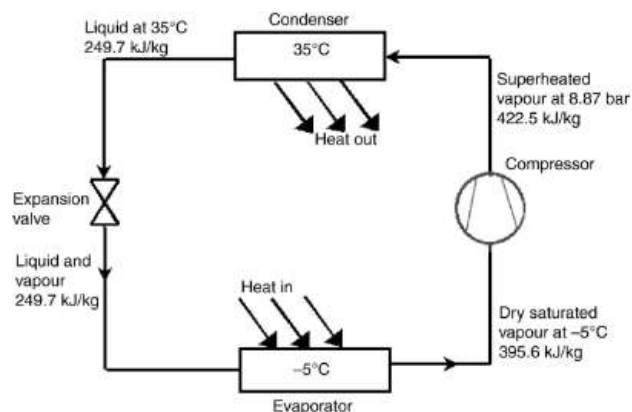
Hampir semua sistem referigerasi yang digunakan pada semua *reefer container* dapat dikatakan sama. Pada umumnya *reefer container* menggunakan sistem referigerasi yang memanfaatkan kompresi uap. Sistem ini merupakan sistem yang paling sederhana daripada alternatif sistem yang lain, dimana komponen-komponen setiap prosesnya hanya ada satu. Sebuah sistem kompresi uap sederhana hanya terdiri dari sebuah kompresor, sebuah kondensor, sebuah katup ekspansi dan sebuah evaporator yang dihubungkan dengan instalasi perpipaan. Namun dalam memenuhi kebutuhan beban pendingin dalam temperatur yang sama sistem ini memiliki performa dibawah sistem pendingin lain seperti sistem absorpsi uap atau sistem multi-tingkat lainnya.

Untuk lebih memahami beberapa sistem referigerasi, berikut akan dijelaskan secara singkat mengenai beberapa sistem referigerasi yang umum digunakan.

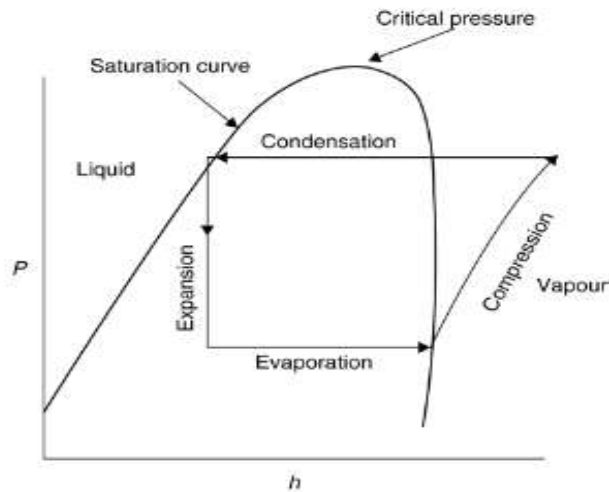
2.2.1 Sistem Kompresi Uap

Sistem pendinginan kompresi uap adalah yang paling umum digunakan di antara semua sistem pendinginan. Sesuai dengan namanya, sistem ini termasuk dalam kelas umum siklus uap, dimana cairan kerja (refrigeran) mengalami perubahan fasa setidaknya dalam satu proses. Dalam sistem refrigerasi kompresi uap, pendinginan diperoleh saat zat pendingin menguap pada suhu rendah. Masukan ke sistem berupa energi mekanik dibutuhkan untuk menjalankan kompresor. Oleh karena itu sistem ini juga disebut sebagai sistem pendinginan mekanis.

Sistem pendinginan kompresi uap tersedia untuk memenuhi hampir semua aplikasi dengan kapasitas pendinginan mulai dari beberapa Watt sampai beberapa megawatt. Berbagai macam refrigeran dapat digunakan dalam sistem ini agar sesuai dengan aplikasi, kapasitas, dan lain-lain. Siklus kompresi uap yang sebenarnya didasarkan pada siklus Evans-Perkins, yang juga disebut siklus reverse Rankine.



Gambar 2.1 Skema Sistem Kompresi Uap (Hundy *et al.*, 2016).

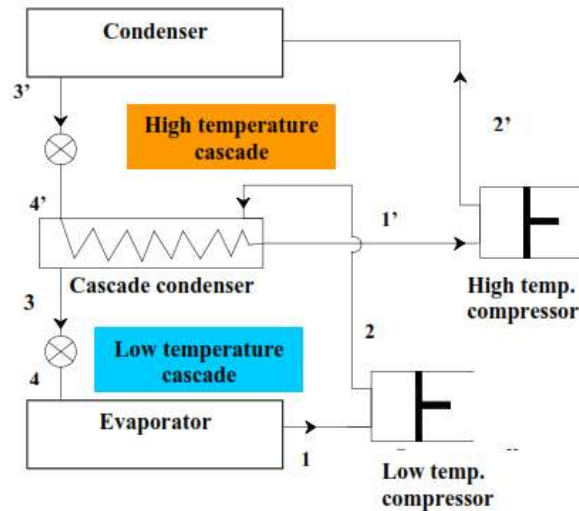


Gambar 2.2 P-h diagram Sistem Kompresi Uap (Hundy *et al.*, 2016).

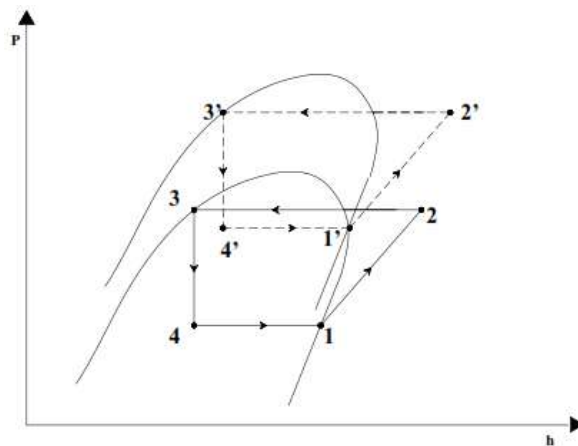
2.2.2 Sistem Pendingin Cascade

Dalam sistem *cascade* serangkaian refrigeran dengan titik didih yang lebih rendah secara progresif digunakan dalam rangkaian unit satu tahap. Kondensor sistem tahap bawah digabungkan ke evaporator sistem tahap berikutnya yang lebih tinggi dan seterusnya. Komponen dimana panas kondensasi refrigeran tahap bawah disuplai untuk penguapan refrigeran tingkat berikutnya disebut sebagai kondensor *cascade*. Gambar 3 dan 4 menunjukkan diagram skematik dan diagram P-h dari sistem pendinginan *cascade* dua tahap. Seperti ditunjukkan, sistem ini menggunakan dua refrigeran berbeda yang beroperasi dalam dua siklus individu. Termal kedua sistem tersebut digabungkan dalam kondensor *cascade*. Refrigeran yang dipilih harus memiliki karakteristik tekanan-suhu yang sesuai. Contoh kombinasi zat pendingin adalah penggunaan karbon dioksida (NBP = -78,4 C, T = 31,06 C) pada *cascade* suhu rendah dan amonia (NBP = -33,33 C, T = 132,25 C) pada *cascade* suhu tinggi. Hal ini dimungkinkan untuk menggunakan lebih dari dua tahap *cascade*, dan juga memungkinkan untuk menggabungkan sistem multi tahap dengan sistem *cascade*.

Salah satu keuntungan penggunaan sistem ini adalah karena setiap siklus menggunakan zat pendingin yang berbeda, maka dapat dimungkinkan untuk memilih zat pendingin yang paling sesuai untuk rentang suhu tertentu. Dengan demikian tekanan yang sangat tinggi atau sangat rendah dapat dihindari.



Gambar 2.3 Skema Sistem Pendingin *Cascade* (EE IIT, 2008).



Gambar 2.4 Diagram P-h Sistem Pendingin *Cascade* (EE IIT, 2008).

2.2.3 Komponen Sistem

a. Kompresor

Pada sistem kompresi uap, kompresor menjadi komponen utama untuk mesirkulasikan fluida pada sistem. kompresor menghisap uap refrigeran yang bertekanan rendah dari evaporator dan memampatkannya menjadi uap bertekanan tinggi, sehingga uap akan tersirkulasi. Fungsi utama dari kompresor adalah untuk menaikkan tekanan fluida dalam hal ini refrigeran, yaitu dengan cara memampatkan fluida kerja yang berasal

dari evaporator untuk kemudian dialirkan ke kondensor sehingga bersuhu dan tekanan tinggi.

b. Kondensor

Pada kondensor terjadi perubahan fasa refrigeran dari uap *super-heated* (panas lanjut) bertekanan tinggi ke cairan *sub-cooled* (dingin lanjut) bertekanan tinggi. Agar terjadi perubahan fasa refrigeran dari uap menjadi cair, maka kalor harus dibuang dari uap refrigeran. Persamaan yang dapat digunakan untuk menghitung kalor yang dilepaskan refrigeran pada kondensor adalah :

c. Katup Ekspansi

Katup ekspansi digunakan untuk mengekspansi cairan refrigeran secara adiabatik dari temperatur dan tekanan tinggi sampai mencapai temperatur dan tekanan rendah. Selain itu, katup ini dapat digunakan juga untuk mengontrol pemasukan refrigeran sesuai beban pendinginan yang harus ditangani oleh evaporator. Beberapa jenis katup ekspansi yang dikenal adalah pipa kapiler, katup ekspansi otomatis, dan katup ekspansi termostatik.

d. Evaporator

Proses yang terjadi pada komponen ini adalah refrigeran menyerap kalor dari ruangan yang didinginkan. Penyerapan kalor ini menyebabkan refrigeran mendidih dan berubah fasa dari cair menjadi uap. Pada komponen ini kalor yang ada pada ruangan diserap oleh refrigeran. Konstruksi evaporator yang umum adalah berupa pipa-pipa kecil yang membentuk susunan S yang rapat, sehingga jumlah udara yang melalui pipa evaporator dalam jumlah yang besar. Untuk menaikkan koefisien perpindahan panas maka pipa pipa evaporator dilengkapi dengan sirip pada permukaan luarnya, dengan tujuan untuk memperbesar luasan permukaan yang berhubungan dengan udara. Pipa pipa evaporator dan sirip nya terbuat dari bahan tembaga.

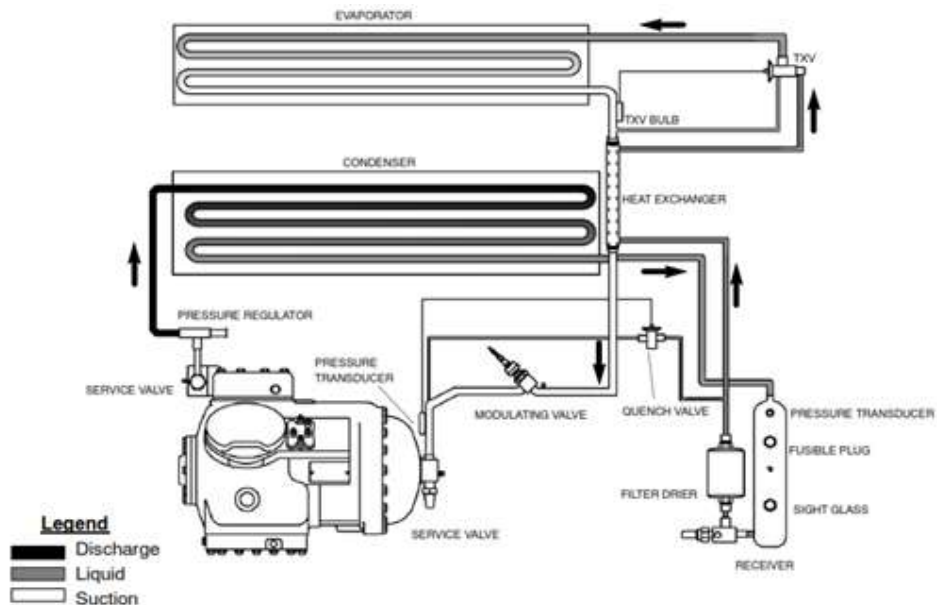
e. Penukar Panas

Dalam sistem kompresi uap *cascade* terdapat komponen penukar panas. Komponen dimana panas kondensasi refrigeran tahap bawah disuplai untuk penguapan refrigeran tingkat berikutnya disebut sebagai kondensor *cascade*. Komponen ini yang menghubungkan kerja dari siklus temperatur tinggi dengan siklus temperatur rendah.

Penukar panas ini digunakan agar refrigeran pada siklus temperatur rendah dapat menghasilkan kemampuan untuk mendinginkan udara ruangan lebih rendah dari pada sistem kompresi uap satu tingkat. Untuk menghitung kalor pada kondensor *cascade* dapat digunakan persamaan :

2.3 Sistem yang Telah Ada

Seperti yang telah dijabarkan pada bab sebelumnya, sistem refrigerasi yang digunakan pada *reefer container* pada umumnya adalah sistem refrigerasi kompresi uap satu tingkat. Sebagai contoh adalah unit refrigerasi *reefer container* yang diproduksi oleh Carrier dengan tipe unit 69NT40. Unit refrigerasi ini memiliki komponen utama pada sistem refrigerasinya seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.1.1. Secara umum sistem refrigerasi pada unit ini sebagaimana pada sistem refrigerasi kompresi uap satu tingkat yaitu menggunakan masing-masing satu buah kompresor, evaporator, kondensor dan unit untuk menurunkan tekanan fluida kerja.



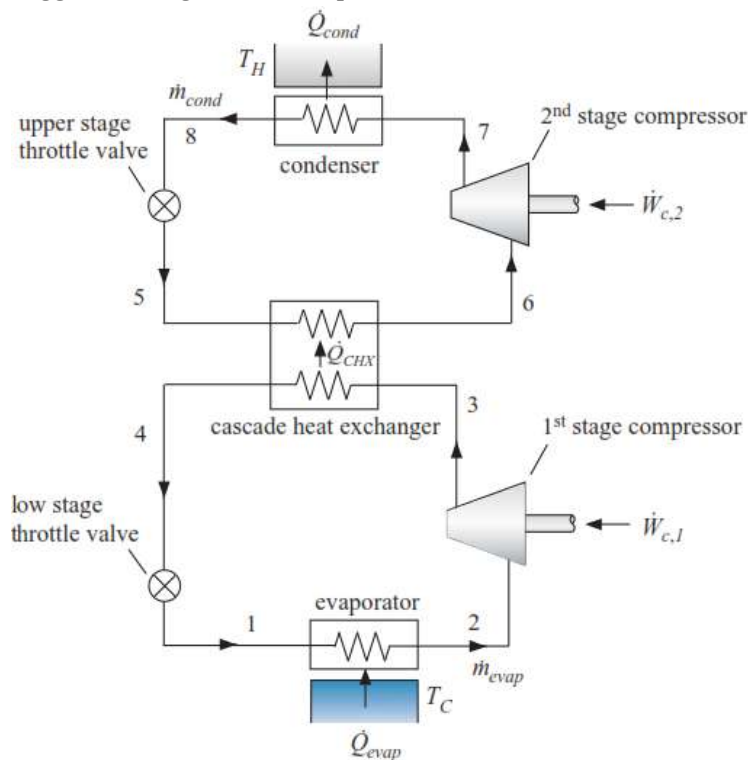
Gambar 2.5 Sistem Refrigerasi *Reefer Container* (Carrier, 2014).

2.4 Perancangan Sistem Refrigerasi Kompresi Uap *Cascade*

Perancangan sistem refrigerasi ditujukan untuk memenuhi beban pendinginan pada *hybrid reefer container*, pada umumnya sistem refrigerasi yang umum digunakan untuk *reefer container* adalah sistem refrigerasi uap satu tingkat. Sistem ini merupakan sistem yang paling sederhana daripada alternatif sistem yang lain, dimana komponen-komponen setiap prosesnya hanya ada satu. Sebuah sistem kompresi uap sederhana hanya terdiri dari sebuah kompresor, sebuah kondensor, sebuah katup ekspansi dan sebuah evaporator yang dihubungkan dengan instalasi perpipaan. Namun dalam memenuhi kebutuhan beban pendingin dalam temperatur yang sama sistem ini memiliki performa dibawah sistem pendingin lain seperti sistem absorpsi uap atau sistem multi-tingkat lainnya.

Oleh karena itu dalam penelitian ini akan dilakukan analisis terhadap sistem refrigerasi yang digunakan pada *reefer container* dengan menggunakan sistem kompresi uap *cascade*. Dalam sistem *cascade* serangkaian refrigeran dengan titik didih yang lebih rendah secara progresif digunakan dalam rangkaian unit satu tahap. Kondensor sistem tahap bawah digabungkan ke evaporator sistem tahap berikutnya yang lebih tinggi dan seterusnya. Komponen dimana panas kondensasi refrigeran tahap bawah disuplai untuk penguapan refrigeran tingkat berikutnya disebut sebagai kondensor *cascade*.

Salah satu keuntungan penggunaan sistem ini adalah karena setiap siklus menggunakan zat pendingin yang berbeda, maka dapat dimungkinkan untuk memilih zat pendingin yang paling sesuai untuk rentang suhu tertentu. Dengan demikian tekanan yang sangat tinggi atau sangat rendah dapat dihindari.



Gambar 2.6 Skema sistem kompresi uap *cascade* (Klein dan Nellis, 2012).

2.5 Perbandingan Sistem

Sistem refrigerasi kompresi uap *cascade* memiliki beberapa kelebihan dan kekurangan jika dibandingkan dengan sistem refrigerasi uap satu tingkat yang umum digunakan. Secara umum sistem refrigerasi uap satu tingkat memiliki instalasi yang lebih sederhana dimana hanya membutuhkan sebuah kompresor, kondensor, katup

ekspansi dan evaporator sedangkan pada sistem refrigerasi uap *cascade* membutuhkan dua kali komponen dari sistem kompresi uap satu tingkat.

Namun pada sistem kompresi uap *cascade* menggunakan dua jenis refrigeran yang berbeda sehingga dimungkinkan melakukan penyesuaian dari jenis refrigeran untuk memperoleh performa sistem yang diinginkan.

- Memungkinkan sistem memiliki kemampuan *lifting* temperatur yang tinggi.
- Temperatur evaporator yang lebih rendah.
- Penggunaan

Beberapa keterbatasan dari sistem refrigerasi *cascade* menurut Badarus dan Bachtiar (2012) :

- Tekanan yang sangat rendah pada evaporator dan volume *suction* yang besar untuk refrigeran dengan titik didih yang tinggi.
- Tekanan sangat tinggi pada kondensor jika digunakan refrigeran dengan titik didih rendah.
- Rasio tekanan yang sangat tinggi.

2.6 Jenis-jenis Refrigeran

Sebagaimana yang telah dijelaskan pada sub-bab sebelumnya dimana sistem referigerasi *cascade* merupakan siste referigerasi yang dapat menggunakan dua jenis refrigeran dalam sistemnya. Sehingga kesesuaian karakteristik antara dua refrigeran pada sistem ini harus menjadi konsentrasi agar kondisi referigerasi yang dihasilkan oleh sistem dapat memiliki kinerja yang optimal.

Dalam memilih refrigeran yang sesuai untuk kebutuhan perancangan sistem referigerasi, terdapat banyak hal yang menjadi pertimbangan. Pertimbangan ini dapat lebih dikerucutkan dengan mendahulukan dampak apa yang menjadi prioritas dari refrigeran yang akan digunakan apakah keekonomisan, dampak lingkungan yang dapat ditimbulkan ataupun keamanan terhadap muatan yang akan didinginkan. Sebagai contoh pada objek *reefer container*, pada *reefer container* sedapat mungkin refrigeran yang digunakan sebagai pendingin ruangan bukan merupakan refrigeran yang berbahaya atau beracun seperti ammonia (NH_3) dan berbagai kemungkinan lain.

Pada sub-bab ini akan dijelaskan beberapa karakteristik dari refrigeran yang dapat digunakan untuk sistem yang akan dirancang dalam tugas akhir ini yaitu sistem referigerasi kompresi uap *cascade*.

2.6.1 Freon (R-22/HCFC)

R-22 adalah salah satu contoh refrigeran freon yang sering digunakan untuk aplikasi pada sistem kompresi uap. Refrigeran jenis ini digunakan untuk aplikasi sistem pengkondisian udara dan untuk kebutuhan penyimpanan pada suhu rendah. Pada era modern ini, penggunaan dari refrigeran berjenis CFC sudah banyak ditimbangkan dengan alasan bahaya yang ditimbulkan terhadap

lingkungan. CFC dapat menyebabkan terjadinya pengikisan lapisan ozon pada stratosfer bumi (Cahyono,2010).

Properti yang dimiliki oleh refrigeran R-22 adalah sebagai berikut :

Tabel 2.1 Data properti R-22

Code	R-22
NBP	-40,8° C
h_{fg} pada NBP	233,2 kJ/kg
Temp. Kritis	96,02° C
C_p/C_v	1,166
ODP	0,05
GWP	1500

2.6.2 Ammonia (R-717/ NH_3)

Amonia sering digunakan untuk sistem referigerasi yang lebih rendah dari R-22. Berbeda dengan R-22, amonia tidak berdampak besar terhadap lingkungan. Namun amonia memiliki dampak bahaya pada lingkup sekitar pemakaian jika terjadi kebocoran, karena amonia merupakan bahan kimia yang bersifat racun dan mudah terbakar. Disisi lain, amonia kerap digunakan sebagai refrigeran dalam sistem pendingin karena nilai ekonomis ,ketersediaan yang luas dan dalam kebutuhan tertentu refrigeran ini memiliki tingkat efisiensi yang tinggi.

Beberapa industri yang memanfaatkan amonia adalah industri es, penyimpanan berpendingin dan industri makanan beku dengan pertimbangan khusus. Berikut adalah properti dari refrigeran amonia :

Tabel 2.2 Data properti R-717

Code	R-717
NBP	-33,35° C
h_{fg} pada NBP	1368,9 kJ/kg
Temp. Kritis	133° C
C_p/C_v	1,31
ODP	0,0
GWP	0,0

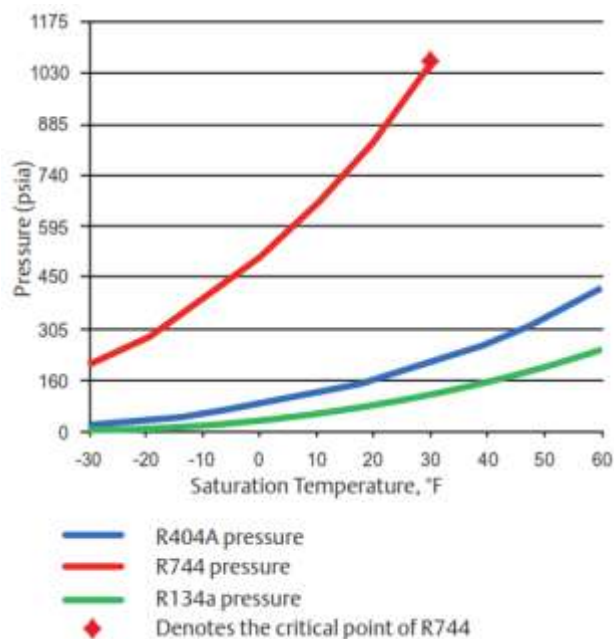
2.6.3 Karbon Dioksida (R-744/ CO_2)

Karbon dioksida merupakan refrigeran alami atau juga disebut dengan *natural refrigerant* sehingga tidak akan ada dampak yang harus dikhawatirkan jika terjadi kebocoran pada sistem dan refrigeran terekspos ke lingkungan. Hal ini menjadi salah satu kelebihan dari karbon dioksida jika dibandingkan

refrigeran lain. Namun untuk menggunakan karbon dioksida sebagai refrigeran dalam sistem diperlukan penanganan khusus terhadap sistem akibat sifat fisiknya. Tekanan yang bekerja di dalam sistem jauh lebih tinggi pada sistem konvensional, dan semua komponennya harus dirancang sesuai kebutuhan.

Untuk saat ini tidak ada kesulitan dalam mencari semua peralatan yang diperlukan untuk menangani karbon dioksida sebagai refrigeran. Biaya investasi awal yang tinggi merupakan karakteristik dari proyek dengan R-744, namun biaya ini sekarang cenderung menurun. Biaya yang tinggi ini disebabkan dari instalasi sistem, sedangkan untuk biaya dari refrigeran ini cenderung lebih rendah ketimbang HFC.

Tantangan dalam penggunaan karbon dioksida sebagai refrigeran adalah karena tekanan dari sistem yang tinggi. Gambar 5 menunjukkan grafik temperatur-tekanan dari perbandingan karbon dioksida dengan beberapa refrigeran dari fraksi HFC. Dapat dilihat perbedaan tekanan yang sangat jauh dari refrigeran HFC. Pada tabel 3 dapat dilihat properti dari karbon dioksida.



Gambar 2.7 Grafik P-T dari R-744, R-404A dan R134A

Tabel 2.3. Data properti R-744

Code	R-744
NBP	-78,4° C
h_{fg} pada NBP	321,3 kJ/kg
Temp. Kritis	31,1° C
C_p/C_v	1,3
ODP	0,0
GWP	1,0

2.6.4 Refrigeran Alternatif

Selain jenis refrigeran diatas, refrigeran yang sering digunakan dalam aplikasi pengkondisian udara dan refrigerasi adalah Musicool-22 (MC-22) dan R-404A. MC-22 merupakan produk refrigeran buatan PT. Pertamina, dimana produsen mengklaim dengan penggunaan refrigeran MC-22 dapat menurunkan konsumsi daya listrik dari sistem hingga antara 18-20% (www.pertamina.com)

Refrigeran R-404A adalah salah satu jenis refrigeran dari fraksi HFC. Refrigeran ini dapat diaplikasikan untuk sistem refrigerasi temperatur menengah maupun refrigerasi temperatur rendah. Properti dari MC-22 dan R-404A adalah sebagai berikut :

Tabel 2.4 Data properti MC-22

Code	MC-22
NBP	-42,05° C
Temp. Kritis	72,5° C
ODP	0,0
GWP	3920

Tabel 2.5 Data properti R-404A

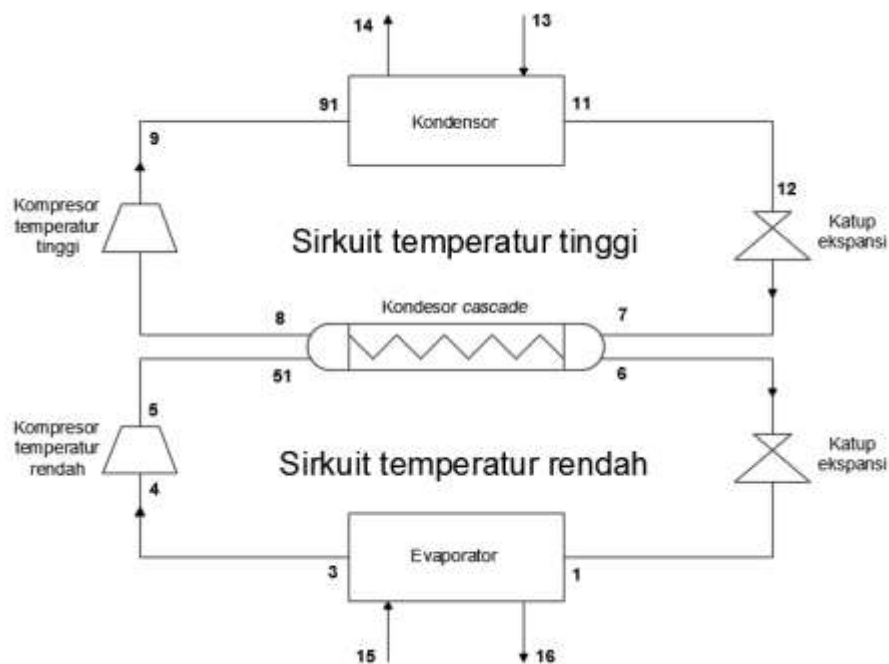
Code	R-404A
NBP	-51,8° C
Temp. Kritis	96,77° C
Tekanan Kritis	616 Psia
ODP	0,0
GWP	0,0

2.7 Model Termodinamika

Dalam desain sistem pendingin *cascade* yang digunakan pada penelitian ini adalah sistem pendingin *cascade* dari gabungan antara dua sistem pendingin kompresi

uap dan sistem pendingin absorpsi uap. Pada penelitian ini diterapkan beberapa batasan-batasan untuk menyederhanakan perhitungan. Batasan-batasan tersebut antara lain :

- Sistem berada dalam *steady state*.
- *Pressure losse* akibat kebocoran, instalasi pipa atau komponen diabaikan.
- Refrigeran yang keluar dari evaporator, kondensor dan kondensor *cascade* diasumsikan cair jenuh.
- Pada komponen katup ekspansi diasumsikan refrigeran mengalami ekspansi isenthalpic.
- Efisiensi isentropic kompresor konstan.



Gambar 2.8 Rancangan sistem kompresi uap *cascade*

2.7.1 Analisis Parametrik

Dalam rancangan sistem yang telah ditunjukkan pada sub-bab sebelumnya, dapat dilihat bahwa rancangan sistem kompresi uap *cascade* memiliki dua sirkuit dalam sistem yang dihubungkan oleh sebuah penukar panas (kondensor *cascade*). Sirkuit temperatur tinggi (STT) bertujuan untuk mendinginkan fluida refrigeran pada kondensir *cascade*. Sirkuit temperatur rendah (STR) bertujuan untuk mengakomodasi beban pendinginan dari ruangan yang akan dijadikan objek.

Beberapa parameter yang akan diamati pada penelitian ini dari hasil perancangan sistem yang akan dibuat antara lain, pada sistem kompresi :

– Evaporator STR

Massa aliran fluida dari refrigeran dalam STR dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$Q_{\text{evap}} = m_{\text{STR}} \cdot (h_3 - h_1)$$

– Kompresor STR

Untuk menghitung masukan daya yang dibutuhkan oleh kompresor STR dapat digunakan persamaan :

$$W_{\text{STR}} = m_{\text{STR}} \cdot (h_5 - h_4)$$

– Katup ekspansi

Proses ekspansi dari refrigeran yang terjadi pada katup ekspansi diasumsikan secara isenthalpic. Sehingga enthalpi sebelum dan sesudah melalui katup ekspansi adalah sama. Dengan demikian dapat ditentukan :

$$h_7 = h_{12}$$

– Massa aliran fluida STT

Massa aliran fluida pada STT dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$m_{\text{STT}} = m_{\text{STR}} \cdot [(h_{51} - h_6)/(h_8 - h_7)]$$

– Kondensor STT

Kalor yang dipindahkan pada komponen kondensor STT dapat dihitung dengan persamaan :

$$Q_{\text{kond}} = m_{\text{STT}} \cdot (h_{91} - h_{11})$$

– Kompresor STT

Untuk menghitung masukan daya yang dibutuhkan oleh kompresor STT dapat digunakan persamaan :

$$W_{\text{STT}} = m_{\text{STT}} \cdot (h_9 - h_8)$$

– Kompresor total

Dalam sistem *cascade* digunakan dua buah kompresor untuk STT dan STR. Sehingga daya input total kompresor dari sistem didapat dengan menjumlahkan daya masukan kompresor STT dan daya masukan kompresor STR. Maka diperoleh persamaan sebagai berikut :

$$W_{\text{tot}} = W_{\text{STT}} + W_{\text{STR}}$$

Dimana : m = laju aliran massa refrigeran (kg/s)
 h = enthalpi (kJ/kg)
 W = daya masukan kompresor (kW)

2.8 *Coeffisien of Performance (COP)*

Coefficient Of Performance (COP) merupakan salah satu indikator pada suatu sistem refrigerasi yang sangat menentukan kerja dari sistem itu sendiri (Candela, 2014). Dengan melihat nilai dari COP pada satu sistem refrigerasi kita dapat mengetahui kerja dari sistem tersebut, apakah sistem bekerja sesuai dengan perancangan yang dibutuhkan. Karena kerja kompresor dalam sistem refrigerasi sangat tergantung dari nilai COP tersebut, sedang kompresor dalam sistem refrigerasi merupakan jantung dari sistem tersebut, jika nilai COP dari suatu sistem refrigerasi sangat tinggi maka sistem tersebut tidak bekerja dengan baik atau tidak sesuai dengan kerja ideal, namun apa bila nilai COP yang kecil berarti kompresor bekerja pada kondisi yang ideal.

COP untuk pemanasan dan pendinginan berbeda satu sama lain, karena reservoir panas yang diamati berbeda. Ketika penelitian dilakukan untuk mengamati seberapa baik mesin mendingin, COP adalah rasio panas yang dikeluarkan dari reservoir dingin untuk memasukkan pekerjaan. Namun, untuk pemanasan, COP adalah rasio panas yang dikeluarkan dari reservoir dingin ditambah masukan untuk kerja masukan.

Pada siklus kompresi uap *cascade* dimana digunakan dua buah kompresor maka perhitungan daya pada COP adalah jumlah total dari daya kompresor yang digunakan. Untuk menghitung nilai COP dapat digunakan persamaan :

$$COP = |Q_C| / W_{total}$$

2.9 *Engineering Equation Solver (EES) Software*

EES adalah program pemecahan persamaan umum yang secara numerik dapat memecahkan ribuan persamaan aljabar non-linear dan diferensial. Program ini juga dapat digunakan untuk memecahkan persamaan diferensial dan integral, melakukan optimasi, memberikan analisis ketidakpastian, melakukan regresi linier dan non linier, unit konversi, konsistensi unit cek, dan menghasilkan plot kualitas publikasi. Fitur utama EESnis database properti termodinamika dan transportasi akurasi tinggi yang disediakan untuk ratusan zat dengan cara yang memungkinkannya digunakan dengan kemampuan penyelesaian persamaan.

EES juga mencakup tabel parametrik yang memungkinkan pengguna membandingkan sejumlah variabel sekaligus. Tabel parametrik juga bisa digunakan untuk menghasilkan plot. Hal ini juga dapat mengintegrasikan, baik sebagai perintah dalam kode dan dalam tabel. Ini juga menyediakan alat pengoptimalan yang meminimalkan atau memaksimalkan variabel yang dipilih dengan memvariasikan sejumlah variabel lainnya. Tabel pencarian bisa dibuat untuk menyimpan informasi

yang bisa diakses dengan panggilan di kode. Kode memungkinkan pengguna untuk memasukkan persamaan dalam urutan apa pun dan mendapatkan solusinya, namun juga dapat berisi pernyataan if-then, yang juga dapat disarangkan satu sama lain untuk membuat pernyataan if-thenelse. Pengguna dapat menulis fungsi untuk digunakan dalam kode mereka, dan juga prosedur, yang berfungsi dengan banyak keluaran.

2.10 Penelitian yang Telah Dilakukan

Dalam beberapa penelitian yang menyangkut tentang *reefer container* maupun sistem refrigerasi kompresi uap satu tingkat dan *cascade*, berikut beberapa jurnal dan literatur lain yang pernah diteliti:

2.10.1 Kajian Teknis dan Ekonomis Perancangan *Reefer Container* Berbasis *Phase Change Material* Untuk Aplikasi di Kapal (2017)

Penelitian ini dilakukan oleh Haryowidagdo (2017) dengan mengambil objek penerapan *Phase Change Material* (PCM) untuk menjaga temperatur ruangan *reefer container* tetap berada pada temperatur yang diinginkan namun hanya menggunakan sistem refrigerasi untuk melakukan *charging* pada PCM. Berbeda dengan sistem refrigerasi pada *reefer container* pada umumnya yang akan digunakan terus menerus selama *reefer container* membawa muatan.

Dari penelitian ini diperoleh hasil dimana dengan penggunaan PCM dapat menghemat pemakaian daya kompresor hingga sebesar 57,7 kW per hari per *reefer container*. Namun pada penelitian ini belum dilakukan perancangan secara khusus terhadap sistem refrigerasi yang akan digunakan.

2.10.2 *Performance Study of Cascade Refrigeration System Using Alternative Refrigerants* (2014)

Sachdewa, dkk. (2014) melakukan penelitian terhadap berbagai jenis refrigeran untuk digunakan pada sistem refrigerasi *cascade*. Beberapa refrigeran yang digunakan pada penelitian ini adalah R-744 atau CO₂ pada sirkuit temperatur rendah sedangkan refrigeran R-717, R-290, R-1270, R-404A dan R-12 digunakan pada sirkuit temperatur tinggi. Penelitian ini bertujuan untuk mencari alternatif refrigeran R-12 dengan karakteristik yang hampir sama. Dengan membandingkan kurva yang menunjukkan performa didapat refrigeran R-717 atau ammonia yang memiliki karakteristik yang mendekati R-12.

Dari penelitian ini diperoleh nilai COP teoritis maksimum sebesar 1,299 dengan laju aliran massa refrigeran terendah pada 0,078 kg/s pada sirkuit temperatur tinggi dengan temperatur kondensor mencapai 52,2°C, temperatur evaporator pada -31,28°C.

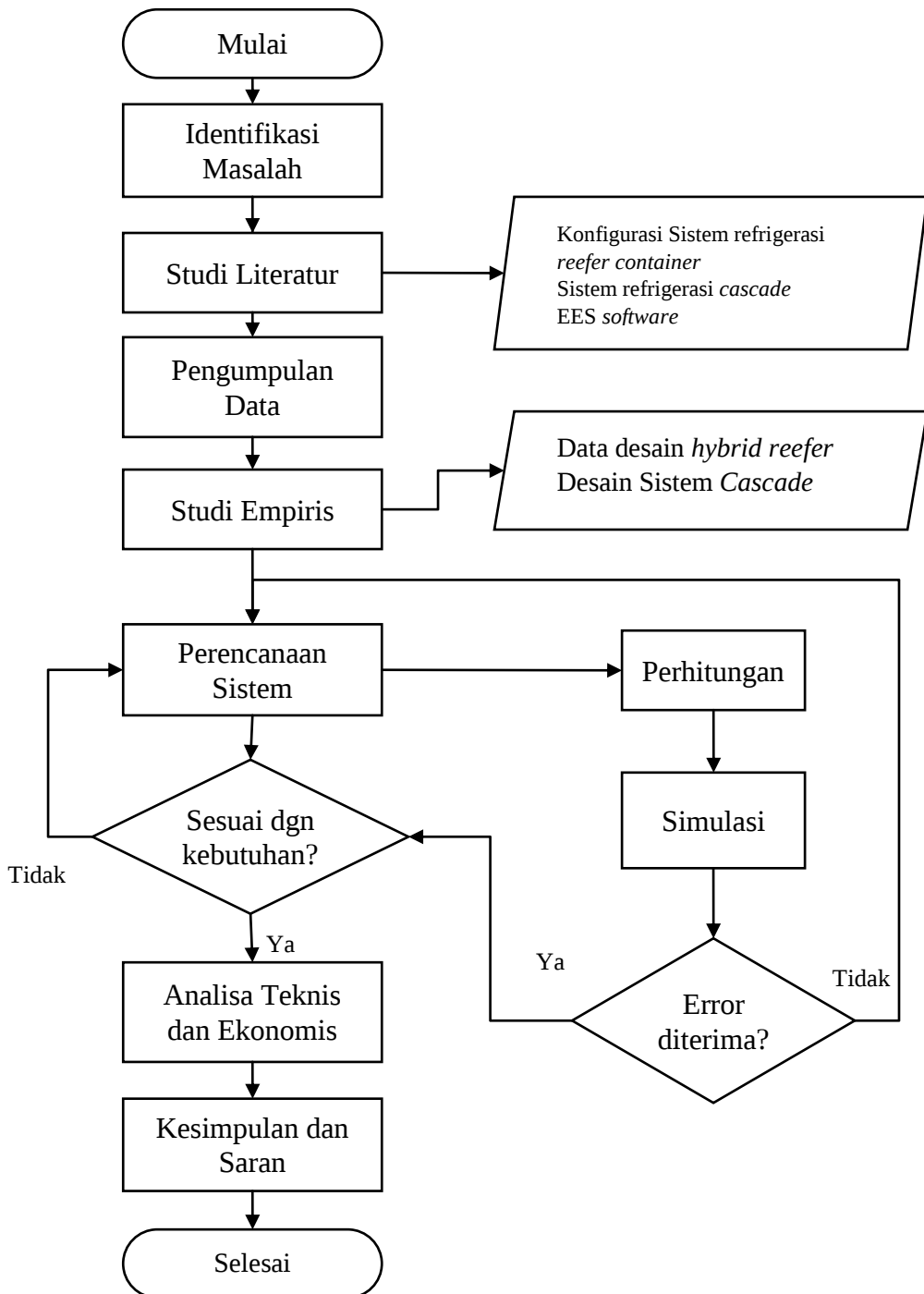
2.10.3 Studi Eksperimental Sistem Refirgerasi *Cascade* Menggunakan Refrigeran Mosicool 22 di *High Stage* dan R-404A di *Low Stage* dengan Variasi Beban Pendinginan (2012)

Dalam penelitian yang dimuat pada Jurnal Teknik POMITS Volume 1, No. 1 halaman 1-6 ini Badarus dan Bachtiar (2012) melakukan studi eksperimental terhadap sistem kompresi uap *cascade* dengan menggunakan refrigeran jenis Musicool-22 sebagai pengganti refrigeran R-22 pada *high stage* dan refrigeran R-404A pada *low stage*. Dengan memvariasikan beban pendinginan kemudian diteliti COP dari sistem. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui karakteristik dari sistem refrigerasi *cascade*.

Dari hasil eksperimen diperoleh temperatur evaporasi sebesar $-21,3^{\circ}\text{C}$, kapasitas pendinginan maksimal pada evaporator *low stage* sebesar 1,475 kJ/s, dan $\text{COP} = 0,603$. Dari hasil akhir penelitian ini juga diperoleh karakteristik sistem refrigerasi *cascade* dimana semakin tinggi beban pendingin maka akan semakin tinggi pula nilai COP yang dihasilkan sistem.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODOLOGI PENELITIAN



Gambar 3.1. Diagram alur penelitian

3.1 Identifikasi Masalah

Dalam penelitian ini tahap pertama yang dilakukan adalah identifikasi masalah. Dimana pada penelitian ini diambil topik tentang bagaimana sistem refrigerasi uap *cascade* dapat diaplikasikan pada rancangan *hybrid reefer container*, dan bagaimana performa dan keekonomisan dari sistem jika diaplikasikan untuk mengakomodasi kebutuhan pendinginan dari *hybrid reefer container*. Variabel terikat pada penelitian ini adalah efek refrigerasi yang dihasilkan oleh sistem.

3.2 Studi Literatur

Dengan ditentukannya masalah sebagai topik penelitian selanjutnya dilakukan studi literatur untuk memahami objek dan sistem yang akan diteliti. Literatur yang digunakan adalah berupa jurnal ilmiah, buku atau modul belajar dan tugas akhir dengan topik terkait. Sebagai tambahan juga termasuk artikel-artikel dengan sumber yang jelas sebagai pengembangan wawasan dalam pengerjaan penelitian ini. Beberapa topik yang menjadi acuan adalah literatur mengenai sistem refrigerasi kompresi uap *cascade*, *reefer container*,

3.3 Pengumpulan Data

Beberapa data yang dibutuhkan dalam perancangan sistem refrigerasi adalah beban pendinginan dari *hybrid reefer container*, dan *physical properties* dari refrigerant yang akan digunakan. Dalam penelitian ini akan digunakan refrigeran dengan jenis R-22 dan R-404A. Selain data untuk perhitungan dibutuhkan data berupa desain unit refrigerasi yang telah ada dan dimensi dari *reefer container* sebagai acuan dalam membuat diagram blok dari sistem yang diaplikasikan pada dimensi *reefer container*.

3.4 Studi Empiris

Tahap ini merupakan analisis dan perencanaan awal berdasarkan penelitian yang telah dilakukan. Pada tahap ini dilakukan beberapa asumsi mengenai nilai masukan dari perhitungan perancangan. Dengan mengambil acuan dari literatur yang telah dipelajari sebelumnya kemudian ditentukan parameter terkait perancangan sistem.

3.5 Perencanaan Sistem

Perancangan sistem disesuaikan dengan kebutuhan beban pendinginan dari *hybrid reefer container*. Selanjutnya perhitungan sistem akan dilakukan dengan perhitungan dan menggunakan perangkat lunak untuk membandingkan error yang terdapat pada perhitungan.

Secara sederhana tahapan dari sistem refrigerasi kompresi uap *cascade* yang akan diteliti ditunjukkan pada gambar 2.6. sistem menggunakan dua buah siklus yaitu siklus temperatur tinggi dan siklus temperatur rendah yang dihubungkan menggunakan penukar panas. Penukar panas ini disebut kondensor *cascade* dimana evaporator siklus temperatur tinggi mendinginkan kondensor temperatur rendah. Karena sistem memiliki

dua siklus maka terdapat masing-masing dua kompresor, kondensor, unit ekspansi dan evaporator.

3.6 Analisa Teknis dan Ekonomis

Setelah sistem refrigerasi yang dirancang telah memenuhi kebutuhan beban pendinginan dan semua parameter diketahui, selanjutnya adalah melakukan analisa dari segi teknis dan ekonomis. Analisa dari segi teknis meliputi COP dan heat balance yang dihasilkan sistem.

3.7 Kesimpulan dan Saran

Tahap terakhir adalah menyimpulkan semua proses yang telah dilaksanakan sebagai jawaban atas masalah yang telah ditentukan. Pada tahap ini juga diberikan saransaran yang sebaiknya dilakukan pada sistem yang ada maupun untuk penelitian berikutnya.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dilakukan perhitungan dan analisa dari sistem yang akan digunakan dan data yang telah didapatkan dari studi literatur. Perhitungan yang dilakukan bertujuan untuk memperoleh parameter sistem yang sesuai untuk aplikasi pada *hybrid reefer container* dan analisa dilakukan dari sisi teknis dan ekonomis sistem yang telah dirancang.

Beberapa perhitungan dan analisa yang akan dilakukan adalah mengenai performa sistem refrigerasi kompresi uap *cascade* untuk memenuhi kebutuhan beban pendinginan dari *hybrid reefer container* yang dilihat dari besarnya kebutuhan daya kompressor dan *heat balance* dari sistem yang telah dirancang. Setelah perhitungan dari sistem memenuhi kebutuhan selanjutnya dilakukan analisa mengenai *cost benefit* dari sistem yang akan diaplikasikan pada *hybrid reefer container*.

4.1 Ukuran Reefer Container

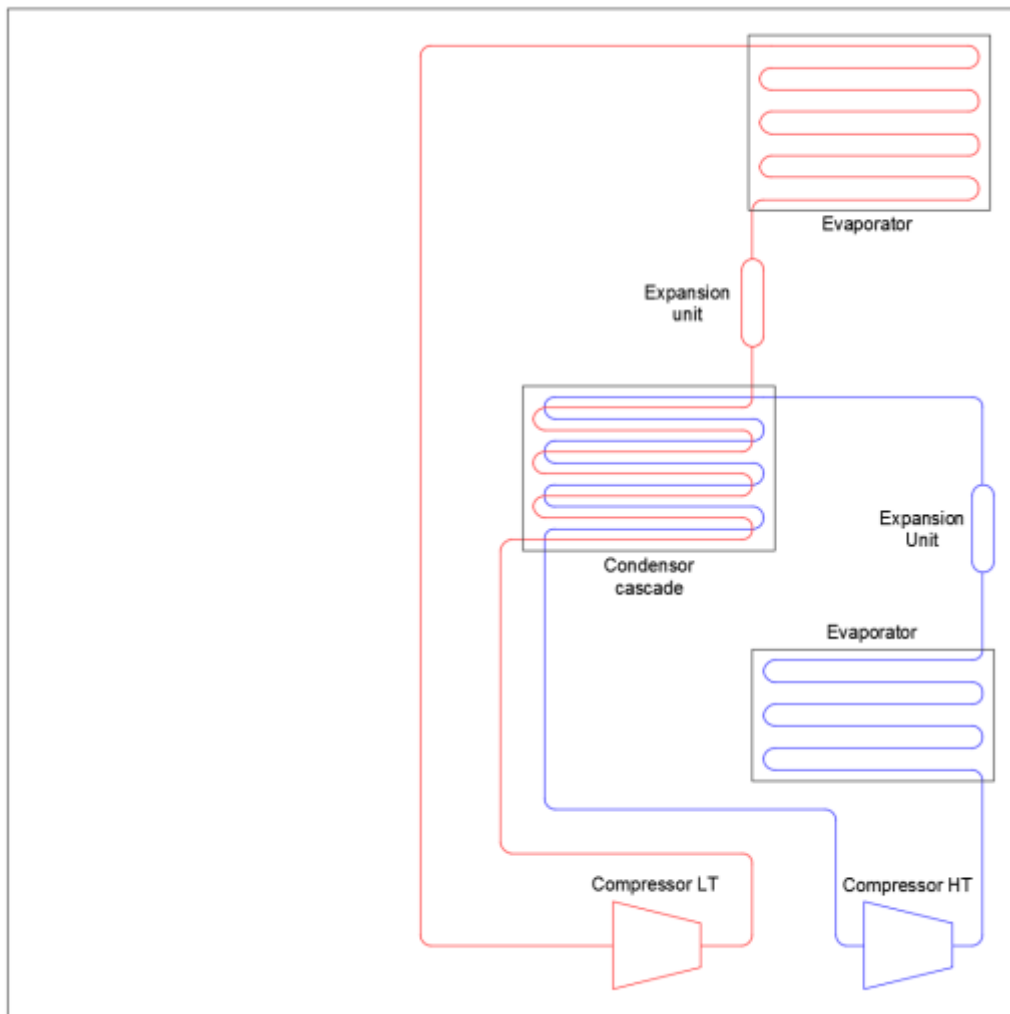
Ukuran atau dimensi dari bentuk kontainer yang digunakan pada penelitian ini ditunjukkan pada tabel 5.1. Pada tabel 5.1 terdapat data ukuran dimensi luar, dimensi dalam, bukaan pintu, berat dan volume sebagai berikut.

Tabel 4.1 Dimensi *reefer container*

Bagian		Tipe	
		20 feet	40 feet
Dimensi Luar	Panjang (feet)	20'	40'
	Lebar (feet)	8'	8'
	Tinggi (feet)	8'6"	9'6"
Dimensi Dalam	Panjang (m)	5,470-5,555	11,586-11,610
	Lebar (m)	2,290	2,280-2,310
	Tinggi (m)	2,266-2,324	2,530-2,607
Bukaan Pintu	Lebar (m)	2,296	2,288-2,310
	Tinggi (m)	2,290	2,490-2,576
Berat	Gross (kg)	30,480	34,800
	Muatan (kg)	27,100-27,980	29,900-30,540
	Tare (kg)	2,500-3,050	4,260-4,900
Volume	(m ³)	30,00	67,10-68,70

4.2 Diagram Blok Unit Refrigerasi

Pada sistem refrigerasi kompresi uap cascade yang akan di aplikasikan pada *reefer container* sedapat mungkin dirancang dengan ringkas. Hal ini ditujukan untuk memberikan ruangan untuk instalasi lain seperti unit kontrol dan generator. Pada perancangan ini digunakan aliran udara untuk memindahkan kalor pada evaporator, kondensor dan kondensor *cascade* dengan bantuan *fan*.



Gambar 4.1 Blok diagram unit refrigerasi

4.3 Beban Pendinginan *Reefer Container*

Berdasarkan studi literatur, Haryowidagdo (2017) mendapatkan besaran beban pendinginan total *reefer container* dengan menjumlahkan beberapa elemen dari sumber beban pendinginan antara lain beban pendingin yang berasal dari produk, kardus, transmisi, infiltrasi, pekerja, penerangan, dan motor listrik. Dimana jumlah dari seluruh elemen tersebut menjadi beban pendingin total yang harus diakomodir oleh sistem refrigerasi yang akan dirancang. Secara rinci besaran beban pendingin dari *reefer container* terdapat pada tabel 5.2.

Tabel 4.2 Beban pendinginan *reefer container*

Beban Pendinginan	Besaran (kW)
Produk	10,105
Kardus	0,0255
Transmisi	1,946
Infiltrasi	0,459
Pekerja	0,044
Penerangan	0,025
Motor Listrik	3,224
Total	15,778

Dari total 15,778 kW beban pendinginan, Haryowidagdo (2017) menambahkan nilai toleransi sebesar 7% untuk mengantisipasi jika terdapat beban pendingin lain yang diluar yang telah dihitung sehingga kinerja sistem dapat tetap berjalan baik. Sehingga didapatkan nilai beban pendinginan akhir sebesar 16,577 kW.

4.4 Perancangan Sistem Refrigerasi *Cascade*

Pada bagian ini akan dilakukan perhitungan untuk menentukan parameter-parameter perancangan dan mengetahui nilai performa secara pendekatan menggunakan formula.

4.4.1 Parameter Perancangan

Parameter perancangan perancangan dalam perhitungan sistem refrigerasi berupa tekanan dan temperatur pada kondensor dan evaporator. Kondisi refrigeran yang keluar dari kondensor berupa cair jenuh dan saat memasuki kompresor refrigeran berupa uap jenuh.

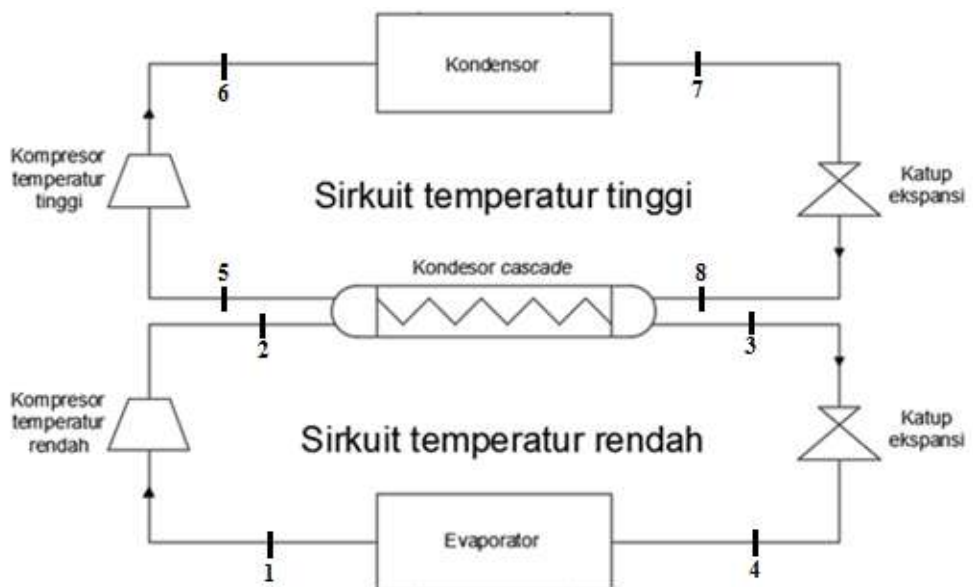
Tabel 4.3 Parameter Perancangan

Komponen	Temp.	Tekanan
	(°C)	(kPa)
Evaporator LS	-30	
Kondensor <i>Cascade</i>	-5	
Kondensor HS		1500

4.4.2 Laju Aliran Massa Refrigeran

- **Low Stage**

Dari data yang diperoleh, didapatkan nilai beban pendinginan container adalah sebesar 16,577 kW. Beban pendinginan ini merupakan kalor yang harus diserap oleh sistem dari lingkungan atau ruangan didalam kontainer, dengan mengasumsikan tidak ada heat loss yang terjadi maka Q_{evap} dianggap sama dengan nilai beban pendinginan. Refrigeran yang keluar dari kondensor diasumsikan dalam keadaan cair jenuh, sedangkan refrigeran yang keluar dari evaporator dalam keadaan uap jenuh setelah menyerap kalor dari lingkungan. Dengan menggunakan asumsi ini, maka nilai enthalpy pada h_1 dan h_4 dapat ditentukan dengan melihat tabel properti atau p-h diagram dari refrigeran.

**Gambar 4.2** Skema Aliran Sistem

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

$$\dot{m}_{\text{ls}} = \frac{Q_{\text{evaporator}}}{(h_1 - h_4)}$$

Tabel 4.4 Properti R-404A untuk Evaporator LS

Lokasi	Temp.		Tekanan (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Kondisi
	(°C)	(°K)			
h1	-30	243,15	204,1	350,3	Uap Jenuh
h4	-30	243,15	204,1	195,4	Cair-Uap

$$\dot{m}_{\text{ls}} = \frac{16,577}{(350,36 - 195,4)}$$

$$\dot{m}_{\text{ls}} = 0,107 \quad \text{kg/s}$$

- **High Stage**

Dengan menggunakan kaidah yang sama, pada sisi high stage laju aliran massa dihitung dengan mengasumsikan proses perpindahan panas yang terjadi pada kondensor cascade tidak terdapat heat loss sehingga nilai kalor pada kondensor LS dan ovaporator HS adalah sama. Pada sisi HS temperatur keluaran refrigeran dirancang sebesar -5° C.

$$Q_{\text{kondensorLS}} = Q_{\text{evaporatorHS}}$$

$$\dot{m}_{\text{ls}} (h_2 - h_3) = \dot{m}_{\text{hs}} (h_5 - h_8)$$

$$\dot{m}_{\text{hs}} = \frac{\dot{m}_{\text{ls}} (h_2 - h_3)}{(h_5 - h_8)}$$

Tabel 4.5 Properti R-404A untuk Kondensor LS

Lokasi	Temp.		Tekanan (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Kondisi
	(°C)	(°K)			
h2	1,1	274,25	550	370,13	Uap <i>Superheated</i>
h3	-3	270,15	550	195,4	Cair Jenuh

Tabel 4.6 Properti R-22 untuk Evaporator HS

Lokasi	Temp.		Tekanan (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Kondisi
	(°C)	(°K)			
h5	-5	268,15	421,8	403,2	Uap Jenuh
h8	-5	268,15	421,8	241,0	Cair-Uap

$$\dot{m}_{hs} = \frac{0,107 (370,13 - 195,4)}{(403,2 - 241)}$$

$$\dot{m}_{hs} = 0,115 \quad \text{kg/s}$$

4.4.3 Perpindahan Panas pada Kondensor HS

Pada sisi kondensor HS perpindahan panas yang dikeluarkan ke lingkungan dapat dihitung dari nilai laju aliran massa refrigeran pada HS, refrigeran yang masuk kedalam kondensor adalah uap superheated pada tekanan kompresor. Tekanan kompresor dipilih pada 1300 kPa. Temperatur dan entalpi refrigeran yang masuk kedalam kondensor didapatkan dari mencari nilai temperatur dan entalpi refrigeran pada kondisi uap superheated dengan tekanan 1300 kPa dan dengan nilai entropi yang sama pada saat refrigeran keluar evaporator HS. Hal ini disimpulkan dari proses isentropik yang terjadi saat refrigeran dikompresi. Sedangkan pada keluaran kondensor temperatur dan entalpi didapatkan dari tabel saturasi pada saat refrigeran berada dalam kondisi cair jenuh pada tekanan 1300 kPa.

$$Q_{\text{kondensor}} = \dot{m}_{hs} (h_6 - h_7)$$

Tabel 4.7 Properti R-22 untuk Kondensor HS

Lokasi	Temp.		Tekanan (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Kondisi
	(°C)	(°K)			
h6	51,5	324,6885	1300	431,12	Uap <i>Superheated</i>
h7	33,4	306,55	1300	241,00	Cair Jenuh

$$\begin{aligned} Q_{\text{kondensor}} &= \dot{m}_{hs} (h_6 - h_7) \\ &= 0,117 (431,12 - 241) \\ &= 21,918 \quad \text{kW} \end{aligned}$$

4.4.4 Daya Masukkan Kompresor

- **Low Stage**

Dari nilai laju aliran massa refrigeran dan entalpi pada uap jenuh dan uap superheated selanjutnya dapat dihitung daya masukan dari kompresor.

$$\begin{aligned} W_{ls} &= \dot{m}_{ls} (h_2 - h_1) \\ &= 0,107 (370,13 - 350,3) \\ &= 2,122 \quad \text{kW} \end{aligned}$$

- **High Stage**

$$W_{hs} = \dot{m}_{hs} (h_6 - h_5)$$

$$= 0,115 (431,2 - 403,2)$$

$$= 3,219 \quad \text{kW}$$

4.4.5 COP Aktual

Pada sistem refrigerasi cascade nilai COP didapatkan dengan membagi nilai Q_{evap} dengan daya masukan total kompresor yang bekerja pada sistem. Dari perhitungan yang telah dilakukan didapat dengan perhitungan berikut.

$$\text{COP}_{\text{aktual}} = Q_{\text{evap}} / (W_{\text{ls}} + W_{\text{hs}})$$

$$= 16,577 / (2,122 + 3,219)$$

$$= 3,104$$

4.5 Perhitungan Sistem Refrigerasi Kompresi Uap Satu Tingkat

Sebagai pembandingan dari sistem yang dirancang, maka perlu dihitung pula sistem yang telah digunakan pada sistem refrigerasi untuk *reefer container* yaitu sistem refrigerasi kompresi uap. Pada perhitungan sistem refrigerasi satu tingkat ini digunakan refrigeran R-22.

a. Parameter Perancangan

Tabel 4.8 Parameter Perancangan

Komponen	Temp.	Tekanan
	(°C)	(kPa)
Evaporator LS	-30	
Kondensor HS		1300

b. Laju Aliran Massa Refrigeran

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

$$\dot{m}_{\text{ls}} = \frac{Q_{\text{evaporator}}}{(h_1 - h_4)}$$

Tabel 4.9 Properti R-22 untuk Evaporator

Lokasi	Temp.		Tekanan (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Kondisi
	(°C)	(°K)			
h ₁	-30	243,15	163,9	392,70	Uap Jenuh
h ₄	-30	243,15	163,9	240,97	Cair-Uap

$$\dot{m}_{\text{ls}} = \frac{16,577}{(392,7 - 240,97)}$$

$$\dot{m}_{\text{ls}} = 0,109 \quad \text{kg/s}$$

c. Perpindahan Panas pada Kondensor

$$Q_{\text{kondensor}} = \dot{m} (h_6 - h_7)$$

Tabel 4.10 Properti R-22 untuk Kondensor

Lokasi	Temp.		Tekanan (kPa)	Entalpi (kJ/kg)	Kondisi
	(°C)	(°K)			
h ₂	69,167	342,32	1300	445,92	Uap <i>Superheated</i>
h ₃	33,364	306,51	1300	240,97	Cair Jenuh

$$Q_{\text{kondensor}} = \dot{m} (h_2 - h_3)$$

$$Q_{\text{kondensor}} = 0,109 (445,92 - 240,97)$$

$$Q_{\text{kondensor}} = 22,3912 \text{ kW}$$

d. Daya Masukan Kompresor

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

$$= 0,109 (445,92 - 392,7)$$

$$= 5,814 \text{ kW}$$

e. COP Aktual

$$\text{COP}_{\text{aktual}} = Q_{\text{evap}} / W$$

$$= 16,577 / 5,814$$

$$= 2,851123$$

4.6 Validasi Perhitungan Menggunakan Software

Pada bagian ini akan dilakukan validasi terhadap perhitungan sistem yang selanjutnya akan dilakukan dengan bantuan software Engineering Equation Solver (EES). Penggunaan software ini ditujukan untuk mempermudah perhitungan sistem dan mempercepat waktu pengerjaan. Jika dibandingkan dengan pengerjaan secara manual dalam arti melihat properti refrigeran dengan membaca nilai-nilai pada tabel properti, penggunaan software EES dapat melakukannya secara otomatis, pengguna hanya perlu menuliskan persamaan pada jendela yang telah disediakan dan menentukan parameter-parameter yang diinginkan agar software dapat melakukan perhitungan sistem.

Sebelum perhitungan sistem dilanjutkan dengan menggunakan software perlu dilakukan validasi dengan membandingkan antara hasil dari perhitungan dengan melihat tabel properti refrigeran secara manual dengan perhitungan menggunakan software. Kemudian diamati nilai error yang terdapat dari kedua hasil perhitungan tersebut.

Perhitungan yang dibandingkan adalah perhitungan sistem pada bab sebelumnya dan perhitungan dengan menggunakan software dengan parameter temperatur evaporator LS, temperatur kondensor cascade dan tekanan kompresor yang sama.

4.6.1 Ringkasan Hasil Perhitungan Manual dan Software

Berikut hasil perhitungan yang telah dilakukan dengan *software*. Parameter dan persamaan yang digunakan dalam perhitungan sistem pada bab ini dapat dilihat pada lampiran.

Tabel 4.11 Hasil perhitungan manual

Lokasi	Temp.	Tekanan	Entalpi	Win	COP
	(°C)	(kPa)	(kJ/kg)	(kW)	
Titik 1	-30	204,1	350,3	2,122	3,104
Titik 2	1,1	550	370,13		
Titik 3	-3	550	195,4		
Titik 4	-30	204,1	195,4		
Titik 5	-5	421,8	403,2	3,219	
Titik 6	51,5	1300	431,12		
Titik 7	33,4	1300	241,00		
Titik 8	-5	421,8	241,00		

Tabel 4.12 Hasil perhitungan *software*

Lokasi	Temp.	Tekanan	Entalpi	Win	COP
	(°C)	(kPa)	(kJ/kg)	(kW)	
Titik 1	-30	202,2	349,34	2,14	3,354
Titik 2	2,2	550	369,2		
Titik 3	-3,2	550	195,5		
Titik 4	-30	202,1	195,5		
Titik 5	-5	421,8	404,6	2,806	
Titik 6	49,14	1300	429,1		
Titik 7	33,36	1300	241,1		
Titik 8	-5	421,8	241,1		

4.6.2 Error Perhitungan

Tabel 4.13 Error dari hasil perhitungan

Lokasi	Temp.	Tekanan	Entalpi	W _{in}	COP
	(°C)	(kPa)	(kJ/kg)	(kW)	
Titik 1	0,000%	0,931%	0,274%	0,845%	-8,067%
Titik 2	100,000%	0,000%	0,251%		
Titik 3	6,667%	0,000%	0,051%		
Titik 4	0,000%	0,980%	0,051%		
Titik 5	0,000%	0,000%	-0,347%	18,235%	
Titik 6	4,583%	0,000%	0,469%		
Titik 7	-0,120%	0,000%	0,041%		
Titik 8	0,000%	0,000%	0,041%		

Dari perbandingan kedua perhitungan yang telah dilakukan dapat dilihat hanya dua perhitungan yang bernilai diatas satu persen. Namun pada nilai temperatur pada titik dua didapati nilai error yang hampir 100% dimana nilai hasil perhitungan software bernilai hampir dua kali dari pembacaan tabel secara manual, tetapi pada saat dilakukan perhitungan pada parameter lain didapati nilai *error* pada titik 2 berkurang dan menjadi tidak signifikan. Hal ini mungkin terjadi karena ada perbedaan properti dari yang terdapat pada tabel properti produk dan nilai properti refrigeran pada *software*.

4.7 Variasi Parameter Komponen

Pada sub-bab ini parameter pada beberapa komponen akan divariasikan untuk mengetahui dampak yang ditimbulkan terhadap parameter lain. Variasi dilakukan pada temperatur evaporator LS dan temperatur coupling atau temperatur pada evaporator HS.

Dari variasi parameter kedua komponen tersebut akan dilihat pengaruhnya terhadap laju aliran massa fluida, daya masukan kompresor yang dihasilkan dan nilai COP akhir pada sistem.

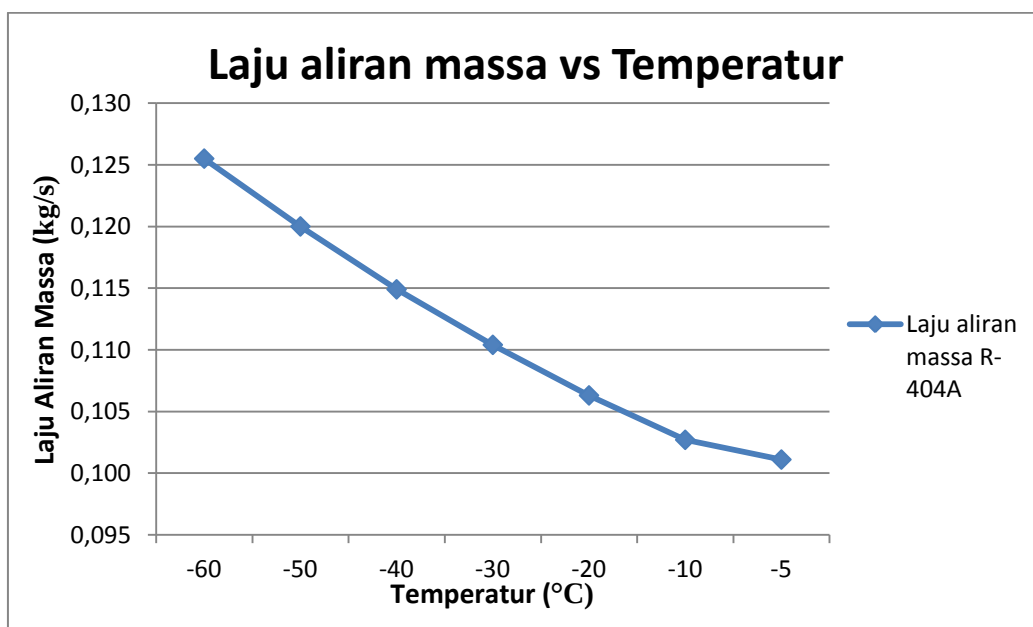
4.7.1 Pengaruh Variasi Temperatur Evaporator LS Terhadap Laju Aliran Massa R-404A

Temperatur pada evaporator LS divariasikan dalam beberapa temperatur dibawah nol untuk melihat hubungannya terhadap laju aliran massa refrigeran. Dari perhitungan awal yang telah dilakukan dapat diketahui bahwa nilai laju aliran massa dapat berpengaruh terhadap daya masukan kompresor. Oleh karena itu, untuk menentukan temperatur evaporator yang optimum terhadap kinerja sistem akan dipilih pada temperatur yang memenuhi kebutuhan perancangan dengan nilai laju aliran massa terendah.

Table 4.14 Pengaruh temperatur evap. terhadap laju aliran massa

Temp. Evap.	Tekanan	h ₁	Tekanan Komp.	h ₃ = h ₄	m _{ls}
		Entalpi		Entalpi	
(°C)	(kPa)	(kJ/kg)	(kPa)	(kJ/kg)	(kg/s)
-5	510,2	363,3	600	199,3	0,101
-10	430,7	360,6	600	199,3	0,103
-20	300,2	355,1	600	199,3	0,106
-30	202,2	349,4	600	199,3	0,110
-40	131	343,5	600	199,3	0,115
-50	81,01	337,4	600	199,3	0,120
-60	47,46	331,3	600	199,3	0,126

Dari hasil perhitungan untuk beberapa variasi temperatur evaporator LS dapat diketahui bahwa nilai dari laju aliran massa akan semakin tinggi atau laju aliran massa semakin cepat untuk nilai temperatur yang semakin rendah. Hal ini dikarenakan perbedaan yang semakin besar dari nilai entalpi pada keluaran evaporator dengan nilai entalpi masukan evaporator yang tetap untuk tekanan kompresor yang sama. Untuk selanjutnya temperatur evaporator yang digunakan adalah -30°C. Hubungan antara variasi temperatur evaporator LS terhadap laju aliran massa refrigeran dapat diamati pada Grafik 4.1.

**Grafik 4.1** Laju aliran massa vs temperatur evaporator LS

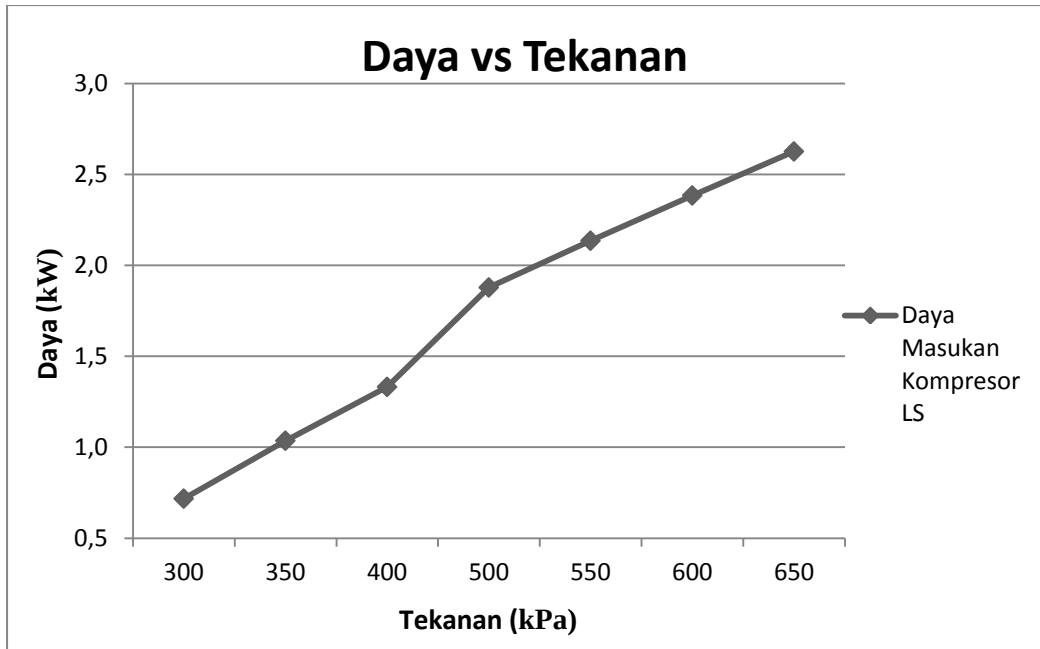
4.7.2 Pengaruh Tekanan Kompresor Terhadap Daya Masukan Kompresor

Untuk memilih kompresor yang digunakan pada *low circuit* perlu diketahui hubungan antara tekanan kerja kompresor terhadap daya masukan kompresor pada temperatur evaporator yang telah ditentukan. Dengan memvariasikan tekanan kerja kompresor berdasarkan brosur-brosur kompresor yang ada di pasaran kemudian akan tiap-tiap daya masukan kompresor akan digunakan sebagai acuan dalam merancang *high circuit*. Berdasarkan ketersediaan kompresor dari produk “COPELAND” beberapa tekanan yang dipilih adalah 300, 350, 400, 500, 550, 600, 650 kPa.

Table 4.15 Pengaruh tekanan kompresor terhadap daya masukan kompresor

Temp. <i>Superheated</i>	Temp. Evap.	Entropi	Tekanan Komp.	h ₂	h ₁	W _{ls}
				Entalpi	Entalpi	
(°C)	(°C)	(kJ/kg.K)	(kPa)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kg/s)
-17,820	-30	1,627	300	357,100	349,4	0,718
-12,900	-30	1,627	350	360,100	349,4	1,036
-8,546	-30	1,627	400	362,800	349,4	1,332
-1,078	-30	1,627	500	367,300	349,4	1,879
2,195	-30	1,627	550	369,200	349,4	2,136
5,231	-30	1,627	600	371,000	349,4	2,385
8,068	-30	1,627	650	372,600	349,4	2,627

Berdasarkan hasil perhitungan semakin tinggi tekanan kerja kompresor yang digunakan pada temperatur evaporator yang sama maka nilai masukan daya kompresor yang digunakan akan semakin besar. Hal ini dikarenakan ketika tekanan kerja kompresor semakin tinggi maka nilai perpotongan antara garis entropi terhadap tekanan pada P-h diagram refrigeran semakin menjauhi garis saturasi gas, sehingga nilai entalpi akan semakin besar. Setelah didapatkan beberapa nilai masukan daya kompresor pada Tabel 4.2 selanjutnya akan dicari nilai gabungan antara masukan kompresor LS dan HS yang optimal. Grafik 4.2 menunjukkan hubungan antara tekanan kerja kompresor terhadap nilai masukan daya kompresor.



Grafik 4.2 Tekanan kompresor terhadap daya masukan kompresor

4.7.3 Pengaruh Tekanan Kompresor Terhadap $Q_{\text{kondensor LS}}$

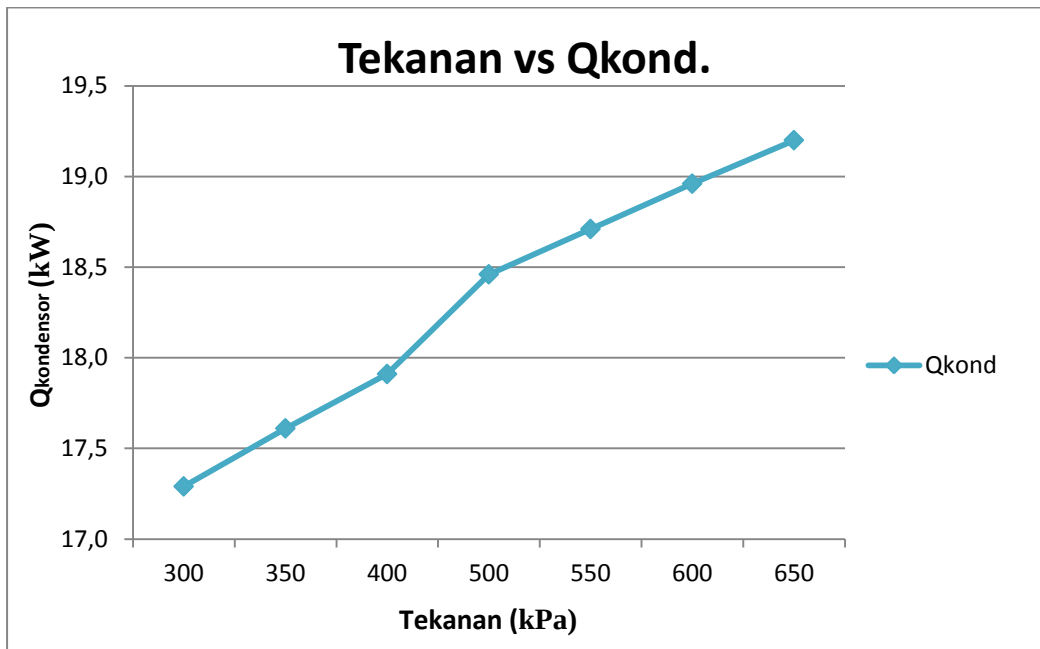
$Q_{\text{kondensor}}$ pada *low circuit* menjadi acuan untuk menentukan laju aliran massa fluida refrigeran pada *high circuit*. Untuk itu nilai $Q_{\text{kondensor}}$ pada tiap temperatur kerja kompresor harus dihitung.

Tabel 4.16 Pengaruh tekanan kompresor terhadap $Q_{\text{kond. LS}}$

Temp. <i>Superheated</i> (°C)	Temp. Sat. Liquid (°C)	Tekanan Komp. (kPa)	h2	h3	Q_{kond} (kg/s)
			Entalpi (kJ/kg)	Entalpi (kJ/kg)	
-17,820	-20,630	300	357,100	172,100	17,290
-12,900	-16,440	350	360,100	177,700	17,610
-8,546	-12,690	400	362,800	182,700	17,910
-1,078	-6,150	500	367,300	191,500	18,460
2,195	-3,244	550	369,200	195,500	18,710
5,231	-0,531	600	371,000	199,300	18,960
8,068	2,016	650	372,600	202,800	19,200

Untuk nilai $Q_{\text{kondensor}}$ pada masing-masing nilai tekanan kerja kompresor diketahui nilai $Q_{\text{kondensor}}$ berbanding terbalik dengan tekanan kompresor. Dimana

nilai $Q_{\text{kondensor}}$ akan semakin kecil untuk nilai tekanan kompresor yang semakin tinggi. Hal ini disebabkan untuk nilai tekanan kerja kompresor yang rendah temperatur refrigeran yang memasuki kondensor LS semakin rendah, sehingga nilai kalor yang harus diserap oleh evaporator HS semakin tinggi. Di sisi lain perbedaan antara entalpi pada saat refrigeran keluar dan masuk kondensor semakin kecil. Hubungan antara tekanan kerja kompresor dan $Q_{\text{kondensor}}$ dapat dilihat pada Grafik 4.3.



Grafik 4.3 Tekanan kerja kompresor vs $Q_{\text{kondensor}}$

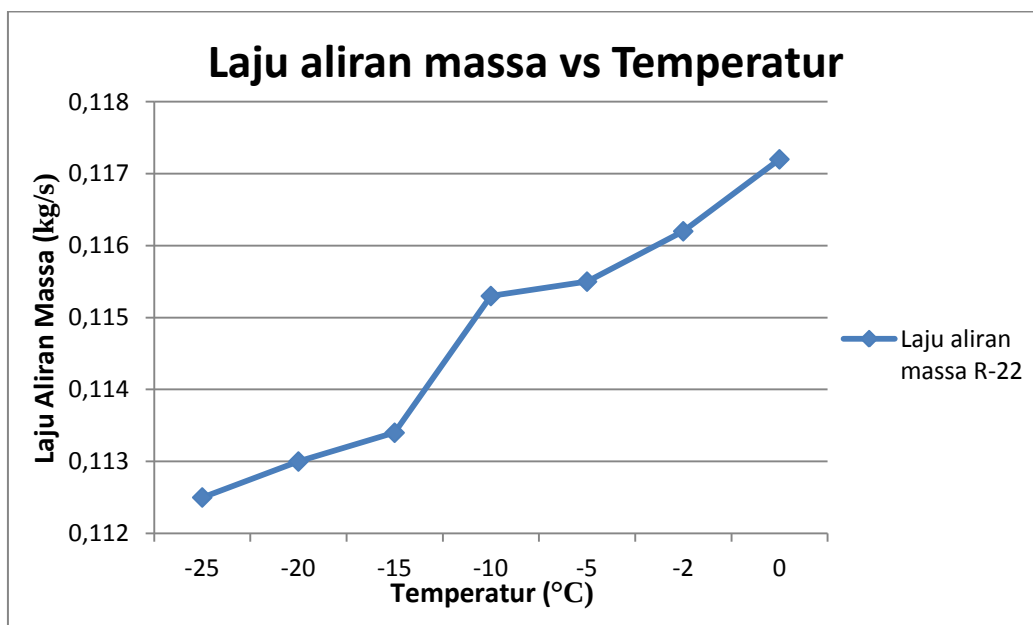
4.7.4 Pengaruh Variasi Temperatur Evaporator HS Terhadap Laju Aliran Massa R-22

Hubungan yang sama dilihat pada hubungan antara temperatur evaporator HS yang dirancang untuk mendinginkan kondensor LS terhadap laju aliran massa refrigeran.

Tabel 4.17 Pengaruh temperatur evaporator HS terhadap laju aliran massa refrigeran

Qkond. LS	Tout Kond. LS	Temp. Evap. HS	Tekanan Evap. HS	h5	h8	$\dot{m}_{hs}$
				Entalpi	Entalpi	
(kW)	(°C)	(°C)	(kPa)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kg/s)
17,290	-20,630	-25	201,5	394,7	241,1	0,113
17,610	-16,440	-20	245,4	396,9	241,1	0,113
17,910	-12,690	-15	296,3	399	241,1	0,113
18,460	-6,150	-10	354,9	401,1	241,1	0,115
18,710	-3,244	-5	421,9	403,1	241,1	0,116
18,960	-0,531	-2	466,5	404,2	241,1	0,116
19,200	2,016	0	498,1	405,0	241,1	0,117

Dari hasil perhitungan untuk sistem pada *high circuit* diketahui hubungan yang berbanding terbalik dimana semakin rendah nilai temperatur evaporator HS maka akan semakin tinggi nilai laju aliran massa fluida pada sistem. Selanjutnya akan dihitung nilai masukan daya kompresor pada HS pada tiap-tiap temperatur evaporator HS. Hubungan antara temperatur evaporator HS dan laju aliran massa refrigeran dapat dilihat pada Tabel 4.4



Grafik 4.4 Temperatur evaporator HS terhadap laju aliran massa refrigeran

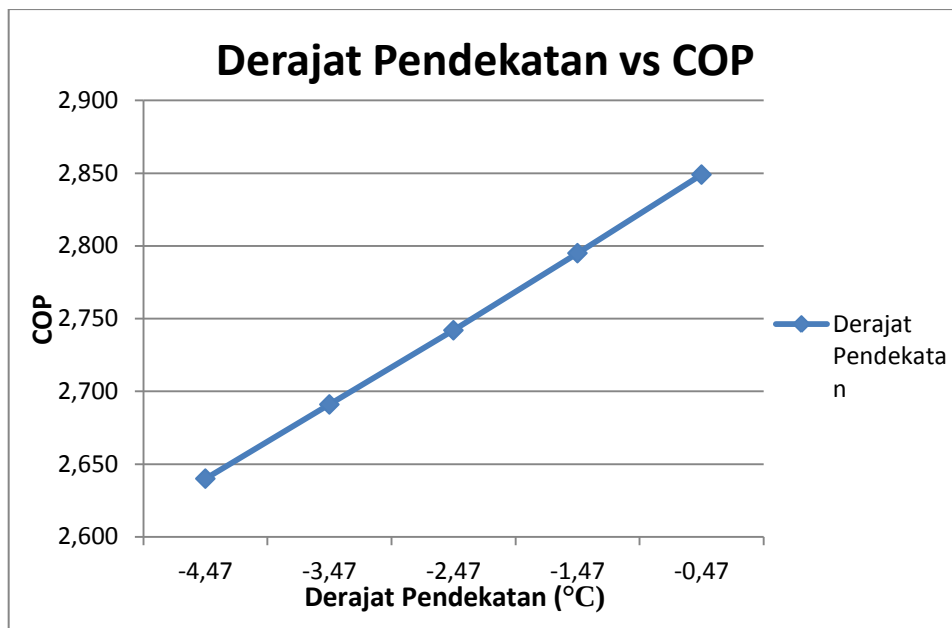
4.7.5 Pengaruh Derajat Pendekatan Terhadap COP

Dalam kondensor cascade terdapat perpindahan panas antara dua jenis fluida refrigeran dari LS dan HS. Selisih antara temperatur kedua refrigeran ini disebut dengan derajat pendekatan (Degree of Approach). Dalam sistem yang dibuat terdapat beberapa variasi derajat pendekatan dari tiap-tiap kompresor yang digunakan. Berikut salah satu hasil perhitungan dari sistem refrigerasi kompresi uap cascade dengan mengatur derajat pendekatan dalam beberapa nilai.

Tabel 4.18 Tabel derajat pendekatan dan COP

Tekanan Komp. LS	Tevap LS	Tevap HS	Derajat pendekatan	COP
(kPa)	(°C)	(°C)	(°C)	
600	-0,53	-5	-4,47	2,640
600	-0,53	-4	-3,47	2,691
600	-0,53	-3	-2,47	2,742
600	-0,53	-2	-1,47	2,795
600	-0,53	-1	-0,47	2,849

Berdasarkan hasil simulasi dengan *software* didapati hasil bahwa untuk nilai derajat pendekatan yang bernilai kecil didapati hasil COP dari sistem dengan nilai terbesar. Maka dapat disimpulkan bahwa nilai derajat pendekatan dari kondensor *cascade* berbanding terbalik dengan nilai COP. Untuk nilai COP maksimal yang didapatkan dari sistem adalah 2,849 dengan derajat pendekatan sebesar $-0,47^{\circ}\text{C}$, sedangkan untuk nilai COP terendah adalah 2,64 dari derajat pendekatan sebesar $-4,47^{\circ}\text{C}$. Hubungan antara derajat pendekatan dengan nilai COP sistem dapat dilihat pada Grafik 4.5



Grafik 4.5 Derajat pendekatan terhadap COP

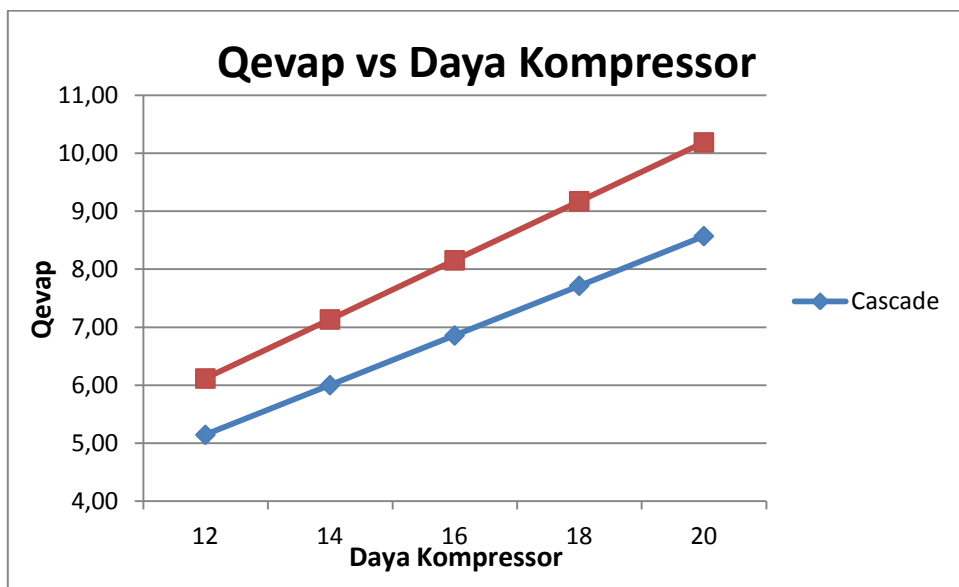
4.7.6 Pengaruh Qevap terhadap Daya Kompresor

Berikutnya akan dibandingkan pengaruh dari Qevap terhadap daya kompresor pada kedua sistem refrigerasi, yaitu sistem refrigerasi kompresi uap satu tingkat dan sistem refrigerasi kompresi uap cascade untuk temperatur evaporator -40°C sedangkan temperatur kondensor cascade adalah -1°C . Untuk analisa ini Qevap diberikan nilai 12-20 kW dan kompresor LS untuk sistem cascade adalah 600 kPa. Untuk sistem refrigerasi uap satu tingkat menggunakan R22 dan sistem refrigerasi kompresi uap cascade menggunakan R404A pada low stage dan R22 pada high stage.

Tabel 4.19 Tabel Qevap dan daya kompresor

Qevap	Wst	Wcsc
(kW)	(kW)	(kW)
12	6,12	5,15
14	7,14	6,00
16	8,16	6,86
18	9,18	7,72
20	10,19	8,57

Dari data yang ditunjukkan Tabel 4.19 dapat diketahui bahwa dari kedua sistem antara refrigerasi kompresi uap satu tingkat dan refrigerasi kompresi uap *cascade* memiliki perilaku yang sama dari hasil daya kompressor yang diperlukan terhadap besarnya nilai beban pendinginan yang harus diakomodir oleh sistem. Nilai daya masukan kompressor berbanding lurus dengan Qevap yang harus diakomodir, semakin besar Qevap maka semakin besar pula kerja kompressor dari sistem yang digunakan. Namun nilai daya untuk kompressor yang digunakan dalam sistem refrigerasi kompresi uap *cascade* didapati lebih kecil dari sistem refrigerasi kompresi uap satu tingkat. Ilustrasi dari data untuk pengaruh beban pendinginan terhadap nilai daya masukan kompressor dapat dilihat pada Grafik 4.5.



Grafik 4.6 Beban pendinginan terhadap daya masukan kompressor

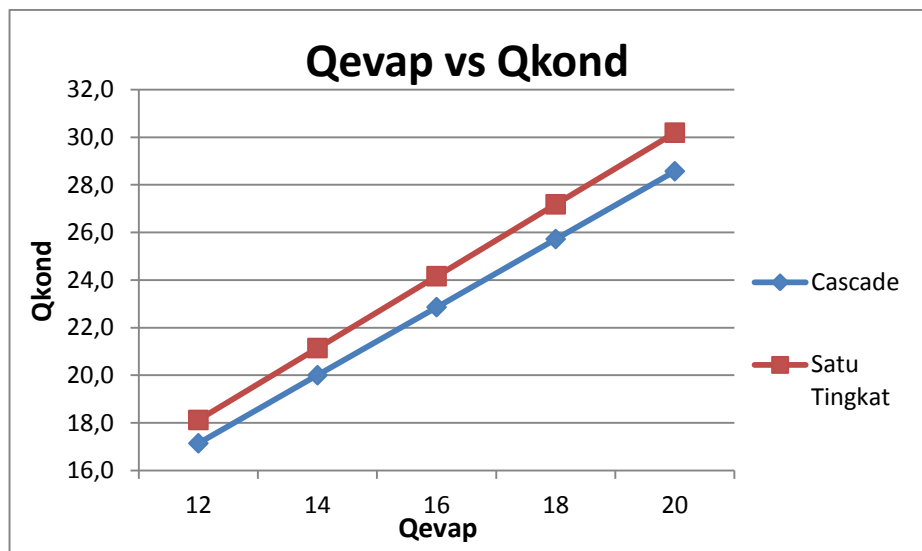
4.7.7 Pengaruh Qevap terhadap Qkond

Dengan pengkondisian sistem yang sama dengan sub-bab sebelumnya akan dilihat pula pengaruh Qevap yang harus diakomodir oleh sistem dengan Qkond yang dihasilkan oleh sistem. Untuk sistem refrigerasi kompresi uap *cascade* Qkond yang diperhatikan adalah Qkond dari high stage. Dari hasil simulasi didapatkan nilai Qkond masing-masing sistem sebagai berikut.

Tabel 4.20 Tabel Qevap dan Qkond

Qevap	Qkondst	Qkondcsc
(kW)	(kW)	(kW)
13	18,12	17,14
15	21,14	20,00
17	24,16	22,86
19	27,18	25,72
21	30,19	28,57

Menurut hasil perhitungan yang telah didapat menunjukkan bahwa semakin besar beban pendinginan maka panas yang harus dibuang oleh kondensor akan semakin besar. Untuk perbandingan antara kedua sistem yaitu antara kompresi uap satu tingkat dan sistem kompresi uap *cascade* tidak terlalu signifikan dengan perbedaan antara kedua nilai Qkond sistem yang hanya terpaut kurang lebih 1 kW. Grafik 4.7 menunjukkan hubungan antara variasi yang dilakukan terhadap Qevap dengan pengaruhnya terhadap Qkond pada sistem refrigerasi kompresi uap satu tingkat dan sistem refrigerasi kompresi uap *cascade*.

**Grafik 4.7** Beban pendinginan terhadap perpindahan panas kondensor

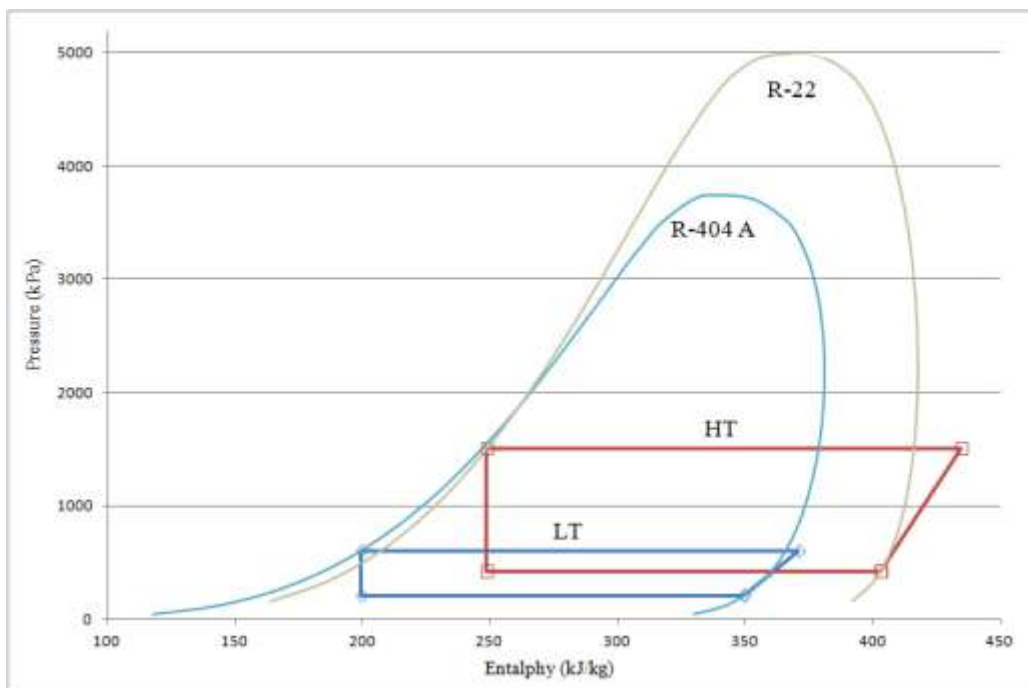
4.7.8 Daya Masukan Kompresor Total dan COP

Dari perhitungan untuk *low circuit* dan *high circuit* kemudian digabungkan untuk melihat berapa nilai total daya kompresor yang sekecil mungkin untuk kemudian dapat menghasilkan nilai COP yang maksimal. Dari yang kita ketahui pada bab sebelumnya bahwa nilai kompresor yang digunakan untuk menghitung COP adalah nilai gabungan dari dua kompresor yang digunakan dalam sistem.

Tabel 4.21 Daya masuka total dan COP

Tekanan Komp. LS	W_{ls}	T_{evap} HS	Tekanan Komp. HS	W_{hs}	W_{total}	COP
(kPa)	(kW)	(°C)	(kPa)	(kW)	(kW)	
300	0,718	-21	1500	5,509	6,227	2,662
350	1,036	-17	1500	5,065	6,101	2,717
400	1,332	-13	1500	4,630	5,962	2,781
500	1,879	-7	1500	4,024	5,903	2,808
550	2,136	-4	1500	3,727	5,862	2,828
600	2,385	-1	1500	3,433	5,818	2,849

Dari gabungan antara kedua perhitungan pada sub-bab sebelumnya didapati nilai COP yang paling optimum ketika tekanan kompresor LS digunakan 600 kPa dan tekanan kompresor HS pada 1500 kPa. Daya masukan total dari kedua kompresor tersebut sebesar 5,818 kW dengan COP sebesar 2,849 pada Q_{Evap} LS 16,577 kW. Dari perancangan yang dilakukan didapatkan hasil akhir perancangan untuk temperatur evaporator LS adalah -30°C dan temperatur evaporator HS pada -1°C. Dari sistem yang dipilih dengan nilai COP tertinggi didapati P-h diagram dari sistem seperti yang terlihat pada gambar 4.3.



Gambar 4.3 P-h Diagram

4.7.9 Penggunaan PCM

Dalam korelasi sistem refrigerasi kompresi uap *cascade* yang digunakan dengan sistem *hybrid reefer container* dimana *container* menggunakan tambahan *phase change material* sebagai penyimpan panas laten. Dengan penggunaan sistem refrigerasi *cascade* yang dapat mencapai temperatur -80°C maka variasi temperatur ruangan yang akan didinginkan dapat lebih beragam sesuai yang diinginkan (Selbas, 2010). Pada umumnya temperatur ruangan kontainer dikondisikan pada -18°C , sehingga perlu dicari produk *phase change material* lain dengan temperatur leleh yang lebih beragam pula. Untuk menyesuaikan dengan penurunan temperatur yang dapat dicapai oleh sistem refrigerasi kompresi uap *cascade* dapat digunakan *phase change material* berjenis eutectic yang memiliki temperatur hingga -114°C . Properti dari *phase change material* dapat dilihat lebih rinci pada lampiran.

Untuk proses pengoperasian *hybrid reefer container* sebagaimana yang dijelaskan oleh Haryowidagdo (2017), pertama sistem refrigerasi bekerja untuk membekukan modul dari *phase change material* di dinding atau atap *container* hingga temperatur kerja sistem refrigerasi atau temperatur ruangan yang diinginkan tercapai. Setelah *phase change material* berada pada temperatur ruangan pendingin dan berubah fasa menjadi *solid*. Dengan adanya *phase change material* yang diinstal pada dinding atau atap dari *reefer container* hal ini akan

menghambat panas dari lingkungan mempengaruhi temperatur di dalam ruangan. Hal ini berakibat kerja kompresor akan semakin berkurang. Perlu diketahui lebih lanjut bahwa kerja dari *phase change material* ini mirip seperti insulasi panas, dimana *phase change material* hanya mempertahankan temperatur dan tidak dapat menurunkan temperatur dibawah temperatur evaporator sistem refrigerasi.

Untuk sisi daya yang digunakan dengan menggunakan sistem refrigerasi kompresi uap *cascade* maka penggunaan daya yang diperlukan oleh kompresor akan semakin kecil jika dibandingkan dengan sistem refrigerasi konvensional yaitu sistem refrigerasi kompresi uap satu tingkat. Temperatur *phase change material* juga dapat dikondisikan lebih dingin untuk mendapatkan ketahanan temperatur ruangan yang lebih baik terhadap pengaruh temperatur lingkungan.

4.8 Perhitungan Komponen Sistem

Pada sub-bab ini akan dihitung kebutuhan dari komponen sistem dalam perancangan sistem refrigerasi yang digunakan dalam penelitian ini.

4.8.1 Perhitungan Evaporator LS

-Refrigeran	R-404A
-Tin Udara Evaporator (T_{ia})	0 °C
-Tout Udara Evaporator (T_{oa})	-18 °C
-Temperatur Refrigeran (T_{ref})	-30 °C
-dout pipa (d_o)	0,0267 m
-din pipa (d_i)	0,0251 m
-Tebal pipa (x)	0,00165 m
-Konduktifitas termal tembaga (k_t)	385 W/m °C
-Jumlah baris pipa (N_{bp})	10
-Jumlah pipa tiap baris (N_{pb})	20

Logarithmic Mean Temperature Differential (LMTD)

$$\begin{aligned}
 LMTD &= \frac{(T_{ia} - T_{ref}) - (T_{oa} - T_{ref})}{\ln ((T_{ia} - T_{ref}) / (T_{oa} - T_{ref}))} \\
 &= \frac{(0 - (-30)) - (-18 - (-30))}{\ln ((0 - (-30)) / (-18 - (-30)))} \\
 &= 19,644 \text{ °C}
 \end{aligned}
 \quad (\text{Arismunandar dan Saito, 1991})$$

Temperatur udara rata-rata (T_{avg})

$$\begin{aligned} T_{avg} &= T_{ref} + LMTD \\ &= -30 + 30,136 \\ &= -10,356 \quad ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Perpindahan panas pada pipa evaporator

- Perpindahan panas dari sisi luar evaporator :

Properti udara

Viskositas kinematik (ν)	$13,8 \times 10^{-6}$	m^2/s^2
Viskositas dinamik (μ)	$1,84 \times 10^{-5}$	$\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$
Prandtl number (Pr)	0,711	
Konduktivitas termal (k_f)	0,024	$\text{W}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$
Massa jenis (ρ)	1,389	kg/m^3
kecepatan udara	4	m/s

Reynold number untuk udara (Re_u)

$$\begin{aligned} Re_u &= (U_m \times d_1) / \nu && (\text{Holman, 1994}) \\ &= (4 \times 0,0251) / 13,8 \times 10^{-6} \\ &= 7275,362 \end{aligned}$$

Nilai $Re > 2300$ dapat diklasifikasikan sebagai aliran turbulen, sehingga persamaan Nusselt number adalah :

$$\begin{aligned} Nu &= 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4} \\ &= 0,023 \times 7275,362^{0,8} \times 0,711^{0,4} \\ &= 24,658 \end{aligned}$$

Koefisien Perpindahan panas diluar pipa

$$\begin{aligned} h_u &= \frac{k_f \times Nu}{d_0} && (\text{Stoecker dan Jones, 1983}) \\ &= \frac{0,023 \times 24,658}{0,0267} \\ &= 22,165 \quad \text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

- Perpindahan panas dari sisi luar evaporator

Viskositas dinamik (μ)	$1,84 \times 10^{-5}$	kg/m.s
Konduktivitas panas (k_f)	0,0905	W/m °C
Kalor spesifik refrigeran (C_p)	2,805	kJ/kg °C
Massa jenis cairan (ρ_f)	1251,7	kg/m ³
Massa jenis uap (ρ_g)	10,492	kg/m ³
Laju aliran massa refrigeran ($\dot{m}_s$)	0,11	kg/s

Kecepatan massa refrigeran persatuan luas penampang pipa :

$$G_{ref} = \frac{\dot{m}_{ref}}{N_{bp} \times A_{d1}} \quad (\text{Holman, 1994})$$

$$\begin{aligned} A_{d1} &= \frac{\pi}{4} \times d_1^2 \\ &= \frac{\pi}{4} \times 0,0251^2 \\ &= 0,000495 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_{ref} &= \frac{0,11}{10 \times 0,000495} \\ &= 22,303 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \end{aligned}$$

Reynold number untuk refrigeran (Re_{ref})

$$\begin{aligned} Re_{ref} &= \frac{G_{ref} \times A_{d1}}{\mu_{ref}} \\ &= \frac{22,303 \times 0,000495}{1,84 \times 10^{-5}} \\ &= 600 \end{aligned}$$

Prandtl number :

$$\begin{aligned} Pr &= \frac{C_p \times \mu}{k} \\ &= \frac{2,805 \times 1,84 \times 10^{-5}}{0,00905} \\ &= 21,15 \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan panas konveksi bagian dalam pipa

$$\begin{aligned}
 h_{ref} &= \frac{0,06 \times k_f \times (p_l/p)^{0,28} \times (d_1 \times G_{ref} \times X / \mu)^{0,87} \times Pr^{0,4}}{d_1} \\
 &= \frac{0,06 \times 0,0904 \times (1305/5,3)^{0,28} \times (0,025 \times 22,1 \times 0,0016 / 0,0002)^{0,87} \times 21^{0,4}}{0,025} \\
 &= 12,48
 \end{aligned}$$

- Perancangan sirip evaporator

Tinggi sirip	0,01223	m
Lebar sirip	0,03716	m
panjang sirip	0,03716	m
Tebal sirip	0,0002	m
Jumlah sirip per-meter	300	
Jarak antar pipa	0,06395	m

Luas permukaan sirip per-meter pipa (A_s)

$$\begin{aligned}
 A_s &= 2 \times i \times L_s \times P_s - (\pi/4 \times d_0^2) \\
 &= 2 \times 300 \times 0,03716 \times 0,03716 - (\pi/4 \times 0,0267^2) \\
 &= 0,000464 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Luas permukaan luar pipa per-meter pipa (A_p)

$$\begin{aligned}
 A_p &= (\pi \times d_0) - (\pi \times d_0 \times T_s \times i) \\
 &= (\pi \times 0,0267) - (\pi \times 0,0267 \times 0,0002 \times 300) \\
 &= 0,078879 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Luas total luar dan sirip pipa per-meter pipa (A_{pt})

$$\begin{aligned}
 A_{pt} &= A_s + A_p \\
 &= 0,000464 + 0,078879 \\
 &= 0,079344 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Konstanta

$$M = \frac{h_u}{k_i \times 0,5 \times T_s} \quad (\text{Stoecker dan Jones, 1983})$$

$$= \frac{22,165}{385 \times 0,5 \times 0,0002}$$

$$= 575,7032$$

Efisiensi sirip

$$\eta_s = \frac{\tan M \times H_s}{M \times H_s} \quad (\text{Stoecker dan Jones, 1983})$$

$$= \frac{\tan 575,7 \times 0,0122}{575,7 \times 0,0122}$$

$$= 0,001737$$

Luas penampang dalam pipa (A_{pi})

$$A_{pi} = \pi/4 \times d_1^2$$

$$= \pi/4 \times 0,0251^2$$

$$= 0,0005 \text{ m}^2$$

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

$$A_{pr} = 0,5 \times (A_{pi} + A_{pt})$$

$$= 0,5 \times (0,0005 + 0,53)$$

$$= 0,0399 \text{ m}^2$$

Koefisien perpindahan panas menyeluruh per-meter pipa (U_o)

$$1 / U_o = (1 / h_u) + (X_p \times A_{pt}) / (k_t \times A_{pr}) + (A_{pt}) / (h_{ff} \times A_{pi}) + (A_{pt}) / (h_{ref} \times A_{pi})$$

Dimana : $1/h_{ff} =$ Faktor pengotoran bagian dalam pipa

$$= 0,0002 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$$

(Arismunandar dan Saito, 1991)

$$1 / U_o = (1/23,8) + (0,00165 \times 0,53) / (385 \times 0,344) +$$

$$(0,53)/(0,002 \times 0,08) + (0,53) / (12,8 \times 0,08)$$

$$1 / U_o = 0,0693$$

$$U_o = 14,43 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Luas permukaan total luar pipa (A_{plt})

$$\begin{aligned}
 A_{plt} &= \frac{Q_{evap}}{U_o \times LMTD} && (\text{Stoecker dan Jones, 1983}) \\
 &= \frac{16,57}{14,43 \times 30,14} \\
 &= 0,0381 \quad m^2
 \end{aligned}$$

Panjang pipa evaporator (Le)

$$\begin{aligned}
 Le &= A_{plt} / A_{pr} \\
 &= 0,0381 / 0,0407 \\
 &= 0,954 \quad m
 \end{aligned}$$

- Perancangan kipas evaporator

Jumlah kipas	2	
Kalor jenis udara pada 31° C	1,005	kJ/kg °C
Massa jenis udara pada 31° C	1,17	kg/m ³
Beban pendinginan	16,577	kW
ΔT udara masuk dan keluar	((-5) - (-18)) = 13	°C

Laju aliran massa udara untuk evaporator

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_u \text{ evapls} &= \frac{Q_{evap}}{C_p \times \Delta T} \\
 &= \frac{16,577}{1,005 \times 13} \\
 &= 1,269 \quad \text{kg/s}
 \end{aligned}$$

Laju aliran volumetrik udara untuk evaporator

$$\begin{aligned}
 V_u \text{ evapls} &= \frac{\dot{m}_u \text{ evapls}}{\rho_u} \\
 &= \frac{1,269}{1,17} \\
 &= 1,084 \quad m^3/s
 \end{aligned}$$

Laju aliran volumetrik udara untuk evaporator

$$\begin{aligned}
 V_{f \text{ evapls}} &= \frac{V_{u \text{ evapls}}}{N_{fan}} \\
 &= \frac{1,084}{2} \\
 &= 0,542 \quad \text{m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

4.8.2 Katup Ekspansi LS

Parameter perancangan

-Tekanan kompresor	6	bar
-Beban pendinginan	16,577	kW
-Massa jenis refrigeran	1152,3	kg/m ³
-Konduktivitas refrigeran	0,0747	W/m °C
-Viskositas kinematik refrigeran	0,0014	m ² /s
-Diameter luar pipa	0,0027	m
-Diameter dalam pipa	0,0025	m
-Laju aliran massa refrigeran	0,11	kg/s

Laju aliran volumetrik refrigeran yang melalui katup ekspansi

$$\begin{aligned}
 V_{ref} &= \dot{m}_{ls} / \rho_{ref} \\
 &= 0,11 / 1152,3 \\
 &= 0,000095 \quad \text{m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

Luas penampang dalam pipa (A_i)

$$\begin{aligned}
 A_i &= \pi/4 \times (d_1)^2 \\
 &= \pi/4 \times (0,0251)^2 \\
 &= 0,0005 \quad \text{m}^2
 \end{aligned}$$

Laju aliran massa refrigeran tiap satuan luas penampang dalam pipa

$$\begin{aligned}
 G_{ref} &= \frac{\dot{m}_{ls}}{A_i} \\
 &= \frac{0,11}{0,0005} \\
 &= 222,2187 \quad \text{kg/m}^2 \cdot \text{s}
 \end{aligned}$$

Reynold number untuk refrigeran (Re)

$$\begin{aligned}
 R_{\text{ref}} &= \frac{G_{\text{ref}} \times d_1}{\mu_{\text{ref}}} \\
 &= \frac{222,22 \times 0,0251}{0,001408} \\
 &= 3955,808
 \end{aligned}$$

Perbedaan tekanan

$$\begin{aligned}
 \Delta P &= P_{\text{cond}} - P_{\text{evap}} \\
 &= 6 - 2,02 \\
 &= 3,98 \quad \text{bar} \\
 &= 398 \quad \text{kPa} \\
 &= 8312,23 \quad \text{lb/ft}^2 \\
 &= 40563,68 \quad \text{kg/m}^2
 \end{aligned}$$

Luas penampang orifice (A_{ori})

$$\begin{aligned}
 A_{\text{ori}} &= \frac{V_{\text{ref}}}{c \times (2 \times (\Delta p / \rho))^0,5} \\
 &= \frac{0,000095}{0,7 \times (2 \times (40563,7/1152,3))^0,5} \\
 &= 1,6 \times 10^{-5}
 \end{aligned}$$

Diameter orifice (D_{ori})

$$\begin{aligned}
 D_{\text{ori}} &= (4/\pi \times A_{\text{ori}})^{0,5} \\
 &= (4/\pi \times 1,6 \times 10^{-5})^{0,5} \\
 &= 0,004513 \quad \text{m} \\
 &= 4,512609 \quad \text{mm}
 \end{aligned}$$

4.8.3 Perhitungan Kondensor HS

$$V_{\text{udara}} = \frac{Q_{\text{kond}}}{0,28 \times (T_{\text{ia}} - T_{\text{oa}})}$$

(Arismunandar dan Saito, 1991)

Dimana : Q_{kond} = Kalor pengembunan (kcal/jam)

$$V_{\text{udara}} = \frac{18916,5 \quad (\text{kcal/jam})}{0,28 \times (31 - 0) \quad (\text{kcal/m}^3)}$$

$$= 2179,32 \Rightarrow 0,61 \text{ m}^3/\text{s}$$

4.8.4 Katup Ekspansi HS

Parameter perancangan

Tekanan kompresor	15	bar
Beban pendinginan	18,96	kW
Massa jenis refrigeran	1298	kg/m ³
Konduktivitas refrigeran	0,0097	W/m °C
Viskositas kinematik refrigeran	0,0014	m ² /s
Diameter luar pipa	0,0027	m
Diameter dalam pipa	0,0025	m
Laju aliran massa refrigeran	0,122	kg/s

Laju aliran volumetrik refrigeran yang melalui katup ekspansi

$$\begin{aligned} V_{\text{ref}} &= \dot{m}_{\text{hs}} / \rho_{\text{ref}} \\ &= 0,122 / 1298 \\ &= 0,000094 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Luas penampang dalam pipa (A_i)

$$\begin{aligned} A_i &= \pi/4 \times (d_1)^2 \\ &= \pi/4 \times (0,0251)^2 \\ &= 0,0005 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Laju aliran massa refrigeran tiap satuan luas penampang dalam pipa

$$\begin{aligned} G_{\text{ref}} &= \frac{\dot{m}_{\text{ls}}}{A_i} \\ &= \frac{0,122}{0,0005} \\ &= 246,46 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \end{aligned}$$

Reynold number (Re)

$$R_{\text{ref}} = \frac{G_{\text{ref}} \times d_1}{\mu_{\text{ref}}}$$

$$= \frac{246,5 \times 0,0251}{0,001408}$$

$$= 4387,351$$

Perbedaan tekanan

$$\Delta P = P_{\text{cond}} - P_{\text{evap}}$$

$$= 15 - 4,82$$

$$= 10,18 \quad \text{bar}$$

$$= 1018 \quad \text{kPa}$$

$$= 21260,93 \quad \text{lb/ft}^2$$

$$= 103753,3 \quad \text{kg/m}^2$$

Luas penampang orifice (A_{ori})

$$A_{\text{ori}} = \frac{V_{\text{ref}}}{c \times (2 \times (\Delta p / \rho))^{0,5}}$$

$$= \frac{0,000095}{0,7 \times (2 \times (103753/1298))^{0,5}}$$

$$= 1,06 \times 10^{(-5)}$$

Diameter orifice (D_{ori})

$$D_{\text{ori}} = (4/\pi \times A_{\text{ori}})^{0,5}$$

$$= (4/\pi \times 1,06 \times 10^{(-5)})^{0,5}$$

$$= 0,003673 \quad \text{m}$$

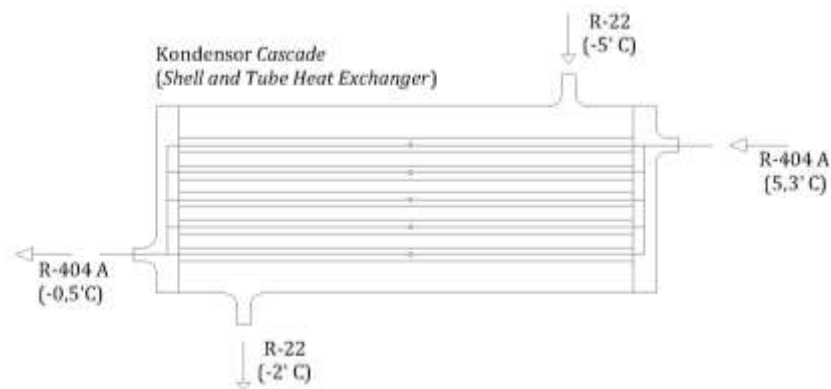
$$= 3,672997 \quad \text{mm}$$

4.8.5 Perhitungan Penukar Panas

Pada prinsipnya sistem refrigerasi kompresi uap cascade adalah dua buah sistem refrigerasi kompresi uap yang digabungkan menjadi satu sistem, untuk menggabungkan kedua sistem digunakan komponen penukar panas. Penukar panas ini adalah pertemuan antara refrigeran yang keluar dari kompressor pada sirkuit *low temperature* dengan refrigeran dari sirkuit *high temperature* yang digunakan untuk mendinginkan refrigeran pada sirkuit *low temperature*. Pada komponen inilah kondensor pada sirkuit *low temperatur* disatukan dengan evaporator pada sirkuit *high temperature*.

Pada bagian ini akan dihitung berapa kebutuhan luas penampang yang dibutuhkan untuk dapat mendinginkan refrigeran dari sirkuit *low temperature*

dengan *temperature coupling* yang telah ditentukan pada perhitungan sebelumnya. Jenis penukar panas yang digunakan adalah *Shell and Tube Heat Exchanger*. Dimana refrigeran dari sirkuit *low temperature* memasuki penukar panas melalui pipa-pipa didalam penukar panas dengan temperatur 5,3° C dan harus didinginkan hingga berubah fasa menjadi cair jenuh pada temperatur -0,5° C. Sedangkan refrigeran dari sirkuit *high temperatur* masuk kedalam penukar panas dengan temperatur -5° C dan dirancang untuk keluar dari penukar panas pada temperatur -2° C.



Gambar 4.4 Skema komponen penukar panas

- Menghitung logaritmic mean temperature difference :

$$\begin{aligned}
 T1 &= 5,3 \quad ^\circ\text{C} && (\text{ Temperature masuk bagian tube}) \\
 T2 &= -0,5 \quad ^\circ\text{C} && (\text{ Temperature keluar bagian tube}) \\
 t1 &= -5 \quad ^\circ\text{C} && (\text{ Temperature masuk bagian shell}) \\
 t2 &= -2 \quad ^\circ\text{C} && (\text{ Temperature keluar bagian shell})
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{LMTD} &= \frac{(T1 - t2) - (T2 - t1)}{\ln \frac{(T1 - t2)}{(T2 - t1)}} \\
 &= \frac{(5,3 - (-2)) - (-0,5 - (-5))}{\ln \frac{(5,3 - (-2))}{(-0,5 - (-5))}} \\
 &= 5,79 \quad ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

○ Menghitung koefisien panas menyeluruh :

- Tahanan termal di dalam pipa

- *Reynold number*

$$Re = \frac{U \sim x X}{\nu}$$

Dimana ;

$$U \sim = \begin{array}{l} \text{Kecepatan fluida} \\ \text{Diameter dalam} \end{array} = 4 \quad \text{m/s}$$

$$X = \begin{array}{l} \text{pipa} \\ \text{Viskositas} \end{array} = 0,0251 \quad \text{m}$$

$$\nu = \begin{array}{l} \text{kinematis} \end{array} = 1,4 \times 10^{-7} \quad \text{m}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{U \sim x X}{\nu}$$

$$Re = 717142,9$$

- *Prandtl number*

$$Pr = \frac{C_p \times \mu}{k}$$

Dimana ;

$$C_p = \begin{array}{l} \text{Kalor spesifik} \end{array} = 1067,6 \quad \text{J/kg } ^\circ\text{C}$$

$$\mu = \begin{array}{l} \text{Viskositas dinamis} \\ \text{Konduktivitas} \end{array} = 0,0492 \quad \text{kg/m.s}$$

$$k = \begin{array}{l} \text{termal} \end{array} = 0,1148 \quad \text{W/m } ^\circ\text{C}$$

$$Pr = \frac{C_p \times \mu}{k}$$

$$Pr = 457,5429$$

- *Stanton number*

$$St = \frac{0,0296 Re^{(-0,2)}}{Pr^{(2/3)}}$$

$$= \frac{0,001996}{59,3774}$$

$$St = 3,36E-05$$

- Perpindahan panas rata-rata di dalam pipa

$$\begin{aligned}
 h_i &= St \times Cp \times \rho \times U_{\sim} \\
 &= \\
 h_i &= 212,757 \frac{W}{m^2} \text{ } ^\circ C
 \end{aligned}$$

Dimana ;

$$\rho = \text{Massa jenis} = 1482,06 \text{ kg/m}^3$$

- Tahanan termal di dalam pipa

$$\begin{aligned}
 Ri &= \frac{1}{h_i \times A_i} \\
 &= \frac{1}{212,8 \times 0,0788} \\
 Ri &= 0,059637
 \end{aligned}$$

• Tahanan termal dinding

Material pipa yang akan digunakan diasumsikan terbuat dari campuran antara tembaga dan nikel dengan komposisi 9:1.

$$Rs = \frac{\ln (r_o/r_i)}{2 \times \pi \times k}$$

Dimana ;

$$\begin{aligned}
 r_o &= \text{Diameter luar pipa} &= 0,251 \text{ m} \\
 &\text{Diameter dalam} \\
 r_i &= \text{pipa} &= 0,238 \text{ m} \\
 &\text{Keof. perpindahan panas} \\
 k &= \text{material} &= 70,2 \text{ W/m } ^\circ C
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Rs &= \frac{\ln (r_o/r_i)}{2 \times \pi \times k} \\
 Rs &= 0,000121
 \end{aligned}$$

- Tahanan termal di luar pipa
- *Reynold number*

$$Re = \frac{U \sim \times X}{\nu}$$

Dimana ;

$U \sim$	Kecepatan fluida	=	2	m/s
X	Diameter dalam pipa	=	0,0257	m
ν	Viskositas kinematis	=	$6,1 \times 10^{-6}$	m ² /s

$$Re = \frac{0,0514}{5,1 \times 10^{-6}}$$

$$Re = 10078,43$$

- *Prandtl number*

$$Pr = \frac{C_p \times \mu}{k}$$

Dimana ;

C_p	Kalor spesifik	1067,6	J/kg °C
μ	Viskositas dinamis	0,0722	kg/m.s
k	Konduktivitas termal	0,661	W/m °C

$$Pr = \frac{77,08072}{0,661}$$

$$Pr = 116,6123$$

- *Nusselt number*

$$Nu = 0,332 \times Re^{(1/2)} \times Pr^{(1/3)}$$

$$Nu = 162,8356$$

- Perpindahan panas rata-rata di luar pipa

$$\begin{aligned}
 h_o &= \frac{Nu \times k}{X} \\
 &= \frac{107,6343}{0,0257} \\
 h_o &= 4188,106
 \end{aligned}$$

- Tahanan termal di luar pipa

$$\begin{aligned}
 R_o &= \frac{1}{h_o \times A_o} \\
 &= \frac{1}{337,9718} \\
 R_o &= 0,002959
 \end{aligned}$$

● Koeffisien perpindahan panas menyeluruh

$$\begin{aligned}
 U_i &= \frac{1}{\frac{R_i A_o}{A_i} + A_o R_s + R_o} \\
 &= \frac{1}{\frac{0,059 \times 0,081}{0,0788} + 0,081 \times 0,00012 + 0,00296} \\
 &= 16,33823 \text{ W/m } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Dengan memasukkan nilai luasan penampang pipa maka dapat diperoleh nilai koeffisien perpindahan panas menyeluruh untuk tiap satuan luas.

$$\begin{aligned}
 U &= \frac{U_i}{A_o} \\
 &= \frac{16,33823}{0,080698} \\
 U &= 207,3011 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

- Menghitung kebutuhan luas perpindahan panas :

$$A = \frac{Q}{U \times \text{LMTD}}$$

$$= \frac{18960}{1199,766}$$

$$A = 15,80309 \text{ m}^2$$

Dimana ;

$$Q = \text{Perpindahan panas pada kond. LS} = 18,96 \text{ kW}$$

4.8.6 Hasil Perhitungan Kebutuhan Komponen

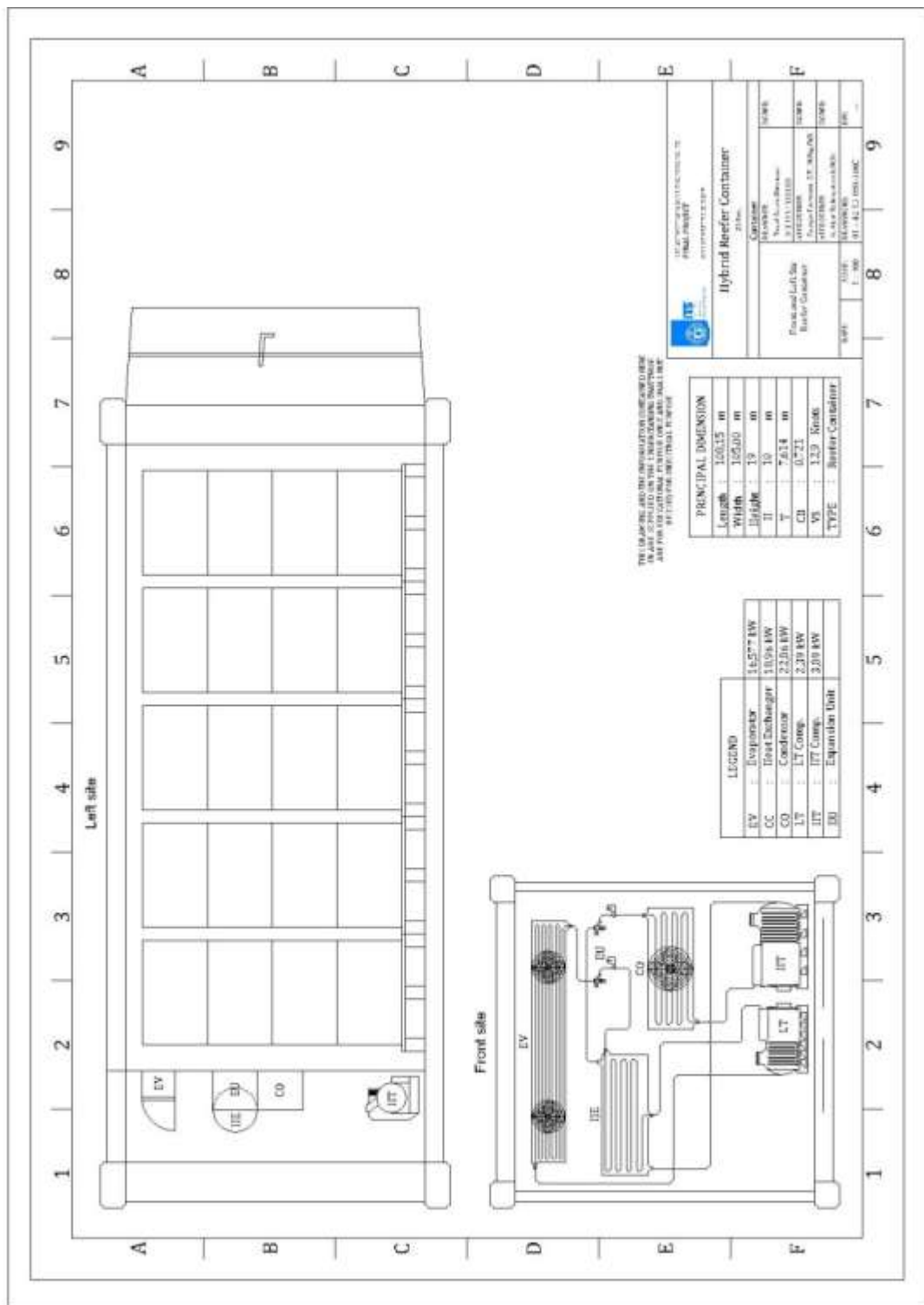
Dari hasil perhitungan yang telah dilakukan sebelumnya, sebagai hasil yang diperoleh dapat dilihat pada tabel 4.22.

Tabel 4.22 Hasil perhitungan kebutuhan komponen

No	Komponen	Hasil perhitungan
1.	Evaporator LS	$Q_{\text{evap}} = 16,577 \text{ kW}$
		$\dot{m}_{\text{ls}} = 0,11 \text{ kg/s}$
2.	Fan Evaporator LS	$\dot{m}_{\text{u}} = 1,27 \text{ kg/s}$
		$V_{\text{fan}} = 0,54 \text{ m}^3/\text{s}$
3.	Katup ekspansi LS	$V_{\text{ref}} = 0,0001 \text{ m}^3/\text{s}$
		$D_{\text{ori}} = 4,513 \text{ mm}$
4.	Kondensor HS	$Q_{\text{kond}} = 22,39 \text{ kW}$
		$V_{\text{udara}} = 0,61 \text{ m}^3/\text{s}$
5.	Katup ekspansi HS	$V_{\text{udara}} = 0,0001 \text{ m}^3/\text{s}$
		$D_{\text{ori}} = 3,673 \text{ mm}$
6.	Penukar Panas	$Q_{\text{kond}} = 18,96 \text{ kW}$
		$A_{\text{he}} = 15,8 \text{ m}^2$

4.8.7 Layout Perancangan Sistem pada Container

Berikut dapat dilihat pada gambar 4.10 mengenai *layout* perencanaan dari peletakan komponen-komponen sistem refrigerasi kompresi uap *cascade* yang akan dipasangkan pada *reefer container* dengan ukuran 20 feet.



Gambar 4.5 *Layout sistem pada reefer container*

4.9 Analisa Ekonomi

Analisis ekonomis yang dilakukan dalam penelitian ini adalah analisis ekonomis terhadap modifikasi dari sistem refrigerasi reefer container dengan tipe 20 feet atau setara 1 TEU. Yang dimaksudkan dengan modifikasi dari sistem refrigerasi reefer container ini adalah penambahan sistem kompresi uap untuk siklus temperatur rendah, dimana sistem refrigerasi yang sudah ada digunakan sebagai sistem refrigerasi untuk siklus temperatur tinggi.

Estimasi biaya yang dibutuhkan adalah menambahkan harga reefer container dengan biaya komponen-komponen tambahan, biaya pengerjaan dan penambahan margin dari total capital cost sebesar 5-10 %. Setelah dilakukan perhitungan didapatkan nilai capital cost dari penambahan sistem refrigerasi kompresi uap cascade adalah sebesar Rp 160.500.000,00.

Tabel 4.23 Perhitungan CAPEX

No	Barang	Jumlah	Satuan	Harga satuan	Total
1	Container	1	unit	120000000	Rp120.000.000
2	Kompresor	1	unit	8000000	Rp8.000.000
3	Unit Ekspansi	1	unit	2500000	Rp2.500.000
4	Penukar Panas	1	unit	13000000	Rp13.000.000
5	Pipa Tembaga	15	meter	100000	Rp1.500.000
6	Modifikasi	1		5000000	Rp5.000.000
				$\Sigma =$	150000000
				$\Sigma + 7\% =$	Rp160.500.000

Untuk perhitungan revenue konsep bisnis yang digunakan dalam penelitian ini adalah dengan menyewakan reefer container dengan biaya penyewaan perbulan senilai Rp. 12.000.000,00 dan dengan biaya pertahun sebesar Rp 144.000.000,00 (Haryowidagdo, 2017). Dari revenue yang didapatkan selanjutnya dikurangi dengan capital cost dan biaya operasional yang meliputi biaya listrik dan biaya perawatan reefer container itu sendiri.

Tabel 4.25 Kebutuhan biaya listrik

No	Wkomp (kW)	kWh /			Biaya
		hari	bulan	tahun	tahun
1	5,818	139,632	4188,96	50267,52	Rp73.756.527

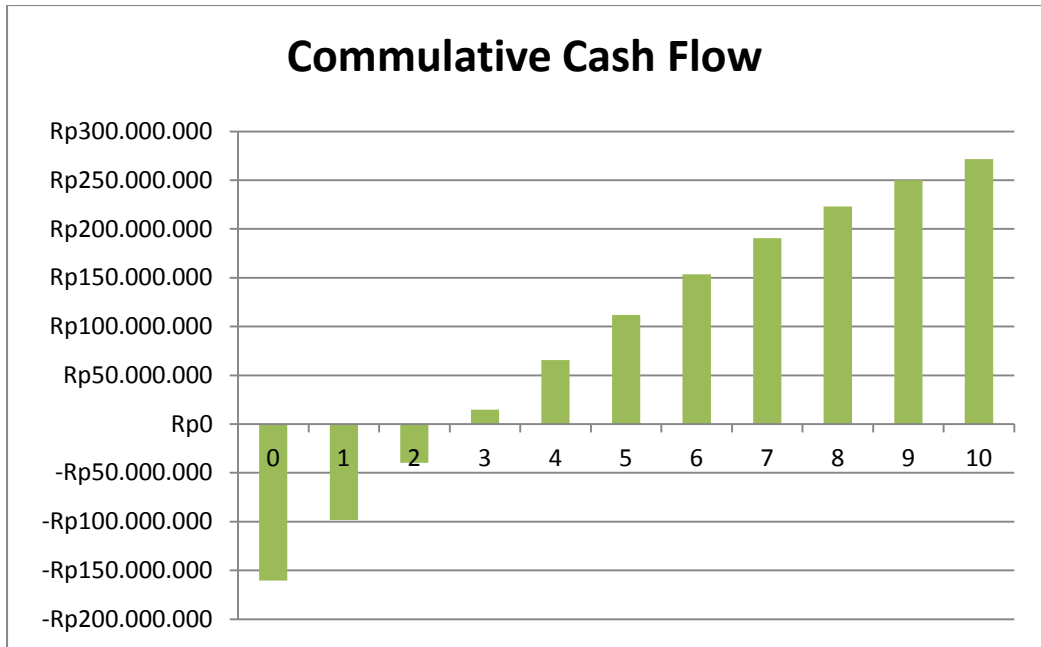
Tabel 4.26 Kebutuhan perawatan

No	Barang	Jumlah	Satuan	Harga satuan	Total
1	Perawatan	1	/ tahun	5% <i>Capital Cost</i>	Rp8.025.000

Tabel 4.25 Hasil perhitungan *cash flow* dari modifikasi *container*

No	Tahun ke	<i>Cash Flow</i>	<i>Commulative Cash Flow</i>
1	0	-Rp160.500.000	-Rp160.500.000
2	1	Rp62.218.473	-Rp98.281.527
3	2	Rp58.530.648	-Rp39.750.879
4	3	Rp54.658.431	Rp14.907.552
5	4	Rp50.592.604	Rp65.500.156
6	5	Rp46.323.485	Rp111.823.641
7	6	Rp41.840.910	Rp153.664.551
8	7	Rp37.134.206	Rp190.798.757
9	8	Rp32.192.167	Rp222.990.924
10	9	Rp27.003.026	Rp249.993.950
11	10	Rp21.554.428	Rp271.548.378

Dari hasil perhitungan terhadap nilai modal awal, biaya operasional dan pendapatan hingga tahun ke sepuluh penyewaan *reefer container* didapati nilai modal awal sebesar Rp 160.500.000,00 dapat ditutupi dengan *revenue* dari hasil usaha pada tahun ketiga setelah *reefer container* disewakan. Selain menutupi biaya modal awal, pada tahun ketiga perusahaan mendapatkan keuntungan sebesar Rp 14.907.552,00. Dan hingga jangka waktu usia operasi kontainer selama sepuluh tahun akan diperoleh pemasukan sebesar Rp 271.548.378,00. Dari grafik dibawah ini dapat dilihat aliran *commulative cash flow* dari *reefer container* yang didesain.



Grafik 4.8 *Commulative Cash Flow*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V

PENUTUP

5.1. Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan untuk menentukan parameter kerja dari sistem refrigerasi kompresi uap *cascade* untuk kebutuhan pendinginan *hybrid reefer container*, didapati nilai parameter-parameter yang dapat menghasilkan nilai COP tertinggi adalah dengan mengatur sistem dengan tekanan kerja pada *low stage* sebesar 600 kPa dan tekanan kerja pada *high stage* sebesar 1500 kPa untuk temperatur evaporator -30°C . Pada kondensor *cascade* dapat digunakan derajat pendekatan sebesar $-0,47^{\circ}\text{C}$ untuk menghasilkan COP maksimal dari sistem sebesar 2,849 dengan refrigeran pada *low stage* menggunakan R-404A dan refrigeran pada *high stage* menggunakan R-22.

Baban kompressor yang diterima oleh sistem refrigerasi kompresi uap *cascade* secara keseluruhan lebih kecil jika dibandingkan sistem refrigerasi kompresi uap satu tingkat meskipun tidak terlalu signifikan. Hal ini ditunjukkan dengan parameter desain yang sama yaitu temperatur evaporator sebesar -30°C dan tekanan kerja tertinggi adalah 1500 kPa sistem satu tingkat memerlukan daya masukan pada kompressor sebesar 6,5 kW, sedangkan untuk sistem refrigerasi kompresi uap *cascade* pada kompressor *low stage* sebesar 2,1 kW dan untuk kompressor pada *high stage* sebesar 3,7 kW.

Dari hasil analisa ekonomi yang telah dilakukan, didapati *capital cost* untuk modifikasi *reefer container* dengan menggunakan sistem refrigerasi kompresi uap *cascade* sebesar Rp 160.500.000,00. Dengan biaya operasional termasuk biaya perawatan dan biaya operasional pada tahun pertama sebesar Rp 81.791.527,00. *Payback period* akan tercapai pada tahun ketiga dengan pendapatan pada tahun tersebut sebesar Rp 14.907.552,00 dan *revenue* dalam satu tahun sebesar Rp 144.000.000,00 yang didapatkan dari konsep bisnis berupa menyewakan *reefer container*.

5.2. Saran

Dalam strategi pengoperasian *cool box* dengan menggunakan PCM adalah dengan melakukan *charging* untuk PCM hingga temperatur operasi yang selanjutnya PCM akan menjaga temperatur operasi dalam beberapa rentang waktu sehingga untuk aplikasi pada kontainer sistem refrigerasi dapat dimatikan ketika PCM telah selesai *discharge*. Proses operasi tersebut dapat mengurangi jam operasi sistem refrigerasi, sehingga perlu dilakukan penelitian lebih lanjut terhadap penghematan yang mampu didapatkan oleh bentuk operasional *reefer container* ini.

Untuk dapat melihat pengaplikasian dan performa sistem refrigerasi *cascade* pada *reefer container* ini secara lebih mendalam dapat dilakukan penelitian mengenai desain 3D dan simulasi untuk pengoperasian sistem.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

Buku

- Refrigeration and Air Conditioning.** 2008. IIT Khargapur.
- Hundy, G. F., Trott, A. R., Welch, T. C. 2016. **Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps.** Cambridge. Elsevier.
- Gokoglu, Nalan dan Yerlikaya, Pinar. **Seafood Chilling, Refrigeration and Freezing.** Antalya. Wiley Blackwell.

Tugas Akhir

- Satriananda, Dicky N. 2017. **Design of Chiller System Onboard PKR Ship (Frigate) Based on Vapour Absorption Refrigeration Methode.** Surabaya. Departemen Teknik Sistem Perkapalan, FTK-ITS.
- Haryowidagdo, Herdito. 2017. **Kajian Teknis dan Ekonomis Perancangan Reefer Container Berbasis Teknologi Phase Change Material untuk Aplikasi di Kapal.** Surabaya. Departemen Teknik Sistem Perkapalan, FTK-ITS.
- Winarano, Sahid. 2008. **Analisa Efektifitas Kerja Freon R-22 dengan Hidrokarbon Muscoul-22 dan Pengaruhnya pada Viskositas Pelumas Kompresor.** Jakarta. Jurusan Teknik Mesin. FTI-Universitas Mercu Buana

Jurnal

- Selbas, R. 2010. **An Application for Refrigerant Selecting In the Cascade Refrigeration Systems.** Süleyman Demirel Üniversitesi.
- Badrus, S. H. dan Bachtiar, K. P. A. 2012. **Studi Eksperimental Sistem Refrigerai Cascade Menggunakan Refrigeran Muscoul 22 di High Stage dan R-404A di Low Stage dengan Variasi Beban Pendingin.** Surabaya. Jurusan Teknik Mesin. FTI-ITS
- Candela, Lucky Setiawan. 2014. **Peningkatan COP (Coefficient of Performance) Sistem AC Mobil Dengan Menggunakan Air Kondensasi.** Surabaya. Jurusan Teknik Mesin, FT-UNS Surabaya.
- Garimella, Srinivas. 2011. **Waste Heat Driven Absorption/vapor-compression Cascade Refrigeration System for Megawatt Scale, High-flux, Low-temperature Cooling.** Atlanta. Georgia Institute of Technology.
- Jain, Vaibhav. 2013. **Thermodynamic Performance Analysis of a Vapour Compression-absorption Cascaded Refrigeration System.** Kurukshetra. Department of Mechanical Engineering, National Institute of Technology.
- Sachdeva, Gulsan. Jain, Vaibhav dan Kachwaha, S. S. 2014. **Performance Study of Cascade Refrigeration System Using Alternative Refrigerant.**

Tailor, Parbhubhai R. 2013. **Vapour Compression-Absorption Cascade Refrigeration System Thermodynamic Analysis**. Surat. *Department of Mechanical Engineering, Sardar Vallabhbhai National Institute of Technology*.

BIODATA PENULIS



Yusuf Satria Bimantara lahir di Kediri, Jawa Timur pada tanggal 4 Desember 1994. Penulis menempuh pendidikan formal dari tingkat dasar hingga menengah atas di Kediri yang diawali pada TK Kemala Bhayangkari, SDI Al-Huda, SMPN 1 Kediri hingga menyelesaikan pendidikan terakhir di SMAN 1 Kediri. Pada jenjang perguruan tinggi penulis melanjutkan pendidikan dengan mendaftar di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dan mengambil Jurusan Teknik Sistem Perkapalan melalui jalur SNMPTN atas dasar ketertarikan terhadap dunia maritim. Penulis terdaftar sebagai mahasiswa ITS dengan NRP 04211340000050

Dimulai dari semester pertama, penulis aktif diorganisasi pengembangan minat bakat Maritime Challenge hingga semester enam. Pada tahun terakhir penulis bergabung menjadi anggota Laboratorium *Marine Machinery Engineering* Jurusan Teknik Sistem Perkapalan untuk mengerjakan tugas akhir dengan tema sistem refrigerasi dimana pada semester enam penulis turut tergabung sebagai *grader* praktikum pada lab tersebut.