



UNIVERSITAS INDONESIA

**PENGUJIAN KARAKTERISTIK SISTEM PENDINGIN
JOULE-THOMSON DENGAN MENGGUNAKAN CAMPURAN
HIDROKARBON MELALUI SIMULASI PROGRAM MATLAB
8.5 DAN REFPROP 8.0**

SKRIPSI

**RIZKY ARIF HIDAYAT
0706163571**

**FAKULTAS TEKNIK
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
DEPOK
JULI 2011**



UNIVERSITAS INDONESIA

**PENGUJIAN KARAKTERISTIK SISTEM PENDINGIN
JOULE-THOMSON DENGAN MENGGUNAKAN CAMPURAN
HIDROKARBON MELALUI SIMULASI PROGRAM MATLAB
8.5 DAN REFPROP 8.0**

SKRIPSI

Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana
Teknik

RIZKY ARIF HIDAYAT
0706163571

FAKULTAS TEKNIK
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
DEPOK
JULI 2011

HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS

Saya menyatakan dengan sesungguhnya bahwa skripsi dengan judul:

OPTIMASI SISTEM PENDINGIN JOULE-THOMSON DENGAN MENGUNAKAN CAMPURAN HIDROKARBON MELALUI SIMULASI PROGRAM MATLAB 8.5 DAN REFPROP 8

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

Skripsi ini merupakan bagian dari skripsi yang dikerjakan bersama dengan saudara Zico Adysaputra.

Nama : RIZKY ARIF HIDAYAT

NPM : 0706163571

Tanda tangan :

Tanggal : 11 Juli 2011

HALAMAN PENGESAHAN

Skripsi ini diajukan oleh:

Nama : Rizky Arif Hidayat
NPM : 0706163571
Program Studi : Teknik Mesin
Judul Skripsi : Optimasi Sistem Pendingin Joule-Thomson dengan Menggunakan Campuran Hidrokarbon Melalui Simulasi Program Matlab 8.5 Dan Refprop 8.0

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

DEWAN PENGUJI

Pembimbing : Dr.-Ing. Ir. Nasruddin, M. Eng ()
Penguji : Dr. Ir. Muhammad Idrus Alhamid ()
Penguji : Dr. Ir. Budiharjo Dipl. Ing ()

Ditetapkan di : Depok

Tanggal : 27 Juni 2011

KATA PENGANTAR

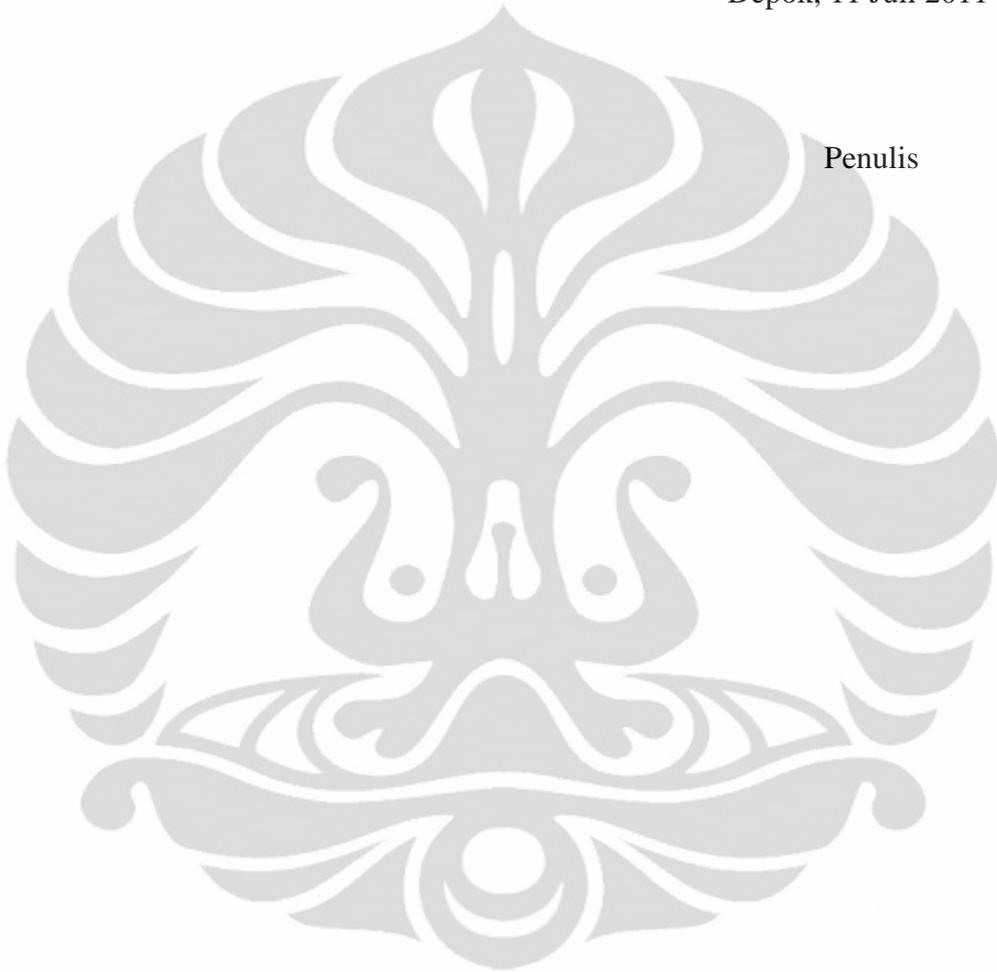
Puji syukur saya ucapkan kepada Allah Subhanahu wa Ta'ala karena atas rahmat dan hidayah-Nya saya dapat menyelesaikan skripsi ini tepat pada waktunya. Penulisan skripsi ini dilakukan dalam rangka memenuhi salah satu syarat untuk mencapai gelar Sarjana Teknik Jurusan Teknik Mesin pada Fakultas Teknik Universitas Indonesia. Saya menyadari bahwa tanpa bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak, sangatlah sulit bagi saya untuk menyelesaikan skripsi ini. Oleh karena itu saya mengucapkan terima kasih kepada:

1. Kedua orang tua saya, Sugiyati dan Eddy Suropto, yang telah memberikan segalanya kepada saya hingga saat ini sehingga saya bisa menyelesaikan skripsi ini.
2. Dr. –Ing, Ir. Nasruddin, M.Eng, selaku dosen pembimbing atas segala waktu, tenaga dan kesabarannya dalam membimbing dan memberikan pengarahan
3. Ketiga saudara saya, mas Taufiq, dik Egi dan Irfan, yang telah memberikan banyak inspirasi dan memberikan warna dalam hidup saya.
4. Ir. Darwin Rio Budi Syaka, MT atas segala waktu, tenaga, dan pikiran dalam memberikan bimbingan dan masukan untuk skripsi saya selama ini.
5. Teman-teman Lab. Pendingin, Eka Sutrisna, Muhammad Novel, Rio Ricardi, A.F. Ridwan, Irawan Sentosa, Arief Setiawan, Taufik Rifbawono, Yusri Fachrizal, Farid Fadillah, dan Zico Adysaputra yang telah menemani saya selama di lab, berdiskusi, memberikan motivasi, dan member masukan untuk skripsi saya.
6. Teman-teman Mesin 2007 yang telah memberikan kebersamaan selama empat tahun ini, memberikan banyak inspirasi dan warna dalam hidup saya sehingga saya bisa menyelesaikan kuliah di teknik mesin dengan baik.
7. Rekan-rekan dan sahabat serta staf bengkel Departemen Teknik Mesin yang telah membantu dalam pembuatan alat skripsi saya baik melalui tenaga maupun ide sehingga alat tersebut jadi tepat pada waktunya.

Akhir kata, saya berharap Allah akan membalas segala kebaikan semua pihak yang telah membantu. Semoga skripsi ini dapat membawa manfaat bagi pengembangan ilmu pengetahuan dan teknologi.

Depok, 11 Juli 2011

Penulis



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

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

Nama : Rizky Arif Hidayat
NPM : 0706163571
Program Studi : Teknik Mesin
Departemen : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik
Jenis Karya : Skripsi

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

**PENGUJIAN KARAKTERISTIK SISTEM PENDINGIN JOULE-
THOMSON DENGAN MENGGUNAKAN CAMPURAN HIDROKARBON
MELALUI SIMULASI PROGRAM MATLAB 8.5 DAN REFPROP 8.0**

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

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya.

Dibuat di : Depok

Pada tanggal : 11 Juli 2011

Yang menyatakan

(Rizky Arif Hidayat)

ABSTRAK

Nama : Rizky Arif Hidayat
Program Studi : Teknik Mesin
Judul : Pengujian Karakteristik Sistem Pendingin Joule-Thomson dengan Menggunakan Campuran Hidrokarbon Melalui Simulasi Program Matlab 8.5 Dan Refprop 8.0

Mesin pendingin Joule-Thomson digunakan untuk dalam aplikasi medis seperti alat penyimpan spesimen biomedis dan *cryosurgery*. Sebagai alat *cryosurgery*, mesin pendingin Joule-Thomson harus memiliki kisaran temperatur yang besar dan mampu mencapai suhu 120 K agar jaringan kanker yang menginfeksi bagian tubuh dapat dimatikan. Penelitian untuk mengembangkan mesin pendingin Joule-Thomson telah dimulai pada dua dekade terakhir. Pencapaian suhu terendah dengan rasio kompresi yang wajar merupakan tujuan utama pengembangan tersebut. Penelitian dengan menggunakan campuran hidrokarbon murni masih jarang dilakukan, padahal refrigeran tersebut merupakan refrigeran ramah lingkungan dan memiliki kapabilitas yang cukup baik. Untuk mendapatkan kinerja yang optimal dari mesin pendingin Joule-Thomson maka terlebih dahulu dilakukan studi untuk mendapatkan parameter desain dan operasi komponen mesin pendingin Joule-Thomson. Dalam penelitian ini variasi komposisi hidrokarbon, tekanan *discharge*, dan variasi temperatur lingkungan menjadi bahasan utama dalam pencapaian temperatur terendah.

Kata kunci: Joule-Thomson, *cryosurgery*, hidrokarbon

ABSTRACT

Nama : Rizky Arif Hidayat
Study Program : Mechanical Engineering
Title : Investigation of Characteristic of Joule-Thomson Refrigeration System Using Mixed Refrigerant Hydrocarbon by Simulation Matlab 8.5 and Refprop 8.0

Joule-Thomson refrigerator was used in some medical applications like save box for biomedical specimen and cryosurgery. As cryosurgery instrument, Joule-Thomson refrigerator should has wide temperature range and could reach temperature about 120 K in order to kill cancer tissue that infecting a part of body. The researches developing Joule-Thomson refrigerator has begun since two decades ago. Achievement of minimum low temperature within normal ratio compression is the main goal of the researches. The experiments using mixed refrigerant hydrocarbon are still rare although it does not damage the invoriment and has high capability. In order to get maximum performance of Joule-Thomson refrigerator, it is important to do some researches to get design parameter of this refrigerator. In this paper, the investigation about variation of hydrocarbon composition, operating pressure discharge, and ambient temperature are main consideration to achieve the lowest temperature.

Key words: Joule-Thomson, cryosurgery, hydrocarbon

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PERNYATAAN ORISINALITAS	ii
HALAMAN PENGESAHAN	iii
KATA PENGANTAR	iv
HALAMAN PERNYATAAN PERSETUJUAN PUBLIKASI.....	vi
ABSTRAK	vii
ABSTRACT	viii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii
DAFTAR SINGKATAN	xiv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. LATAR BELAKANG	1
1.2. PERUMUSAN MASALAH.....	2
1.3. TUJUAN PENELITIAN	2
1.4. PEMBATAAN MASALAH	3
1.5. METODOLOGI PENELITIAN	3
1.6. SISTEMATIKA PENULISAN	4
BAB II DASAR TEORI	6
2.1. SISTEM PENDINGIN	6
2.2. REFRIGERAN	8
2.3. GAS REFRIGERANT SUPPLY (GRS) DAN LIQUID REFRIGERANT SUPPLY (LRS).....	14
2.4. MESIN PENDINGIN JOULE-THOMSON	17
2.5. SISTE PENDINGIN JOULE-THOMSON YANG KAMI BUAT	23
2.6. EKSERGI SISTEM	26
2.6.1. Definisi Eksergi	26
2.6.2. Eksergi yang hilang dan efisiensi eksergi	29
BAB III METODE PENELITIAN	23
3.1. ANALISIS SISTEM TINGKAT PERTAMA	23
3.2. ANALISIS SISTEM TINGKAT KEDUA	38
3.3. PENGHITUNGAN EFISIENSI EKSERGETIK SISTEM	41
BAB IV ANALISIS DATA	46
4.1. PENGUJIAN PROGRAM SIMULASI	46
4.2. PERBANDINGAN HASIL MELALUI DISKRITISASI HEAT EXCHANGER	48
4.3. VARIASI CAMPURAN HIDROKARBON	52
4.4. PENGARUH TEKANAN DISCHARGE KOMPRESOR TERHADAP EFISIENSI EKSERGI	57

4.5. PENGARUH TEMPERATUR KONDENSASI TERHADAP EFISIENSI EKSERGI	60
4.6. PENGARUH PRECOOLER TERHADAP EFISIENSI EKSERGI ...	62
4.7. OPTIMASI SISTEM PENDINGIN JOULE-THOMSON	66
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	69
5.1. KESIMPULAN	69
5.2. SARAN	69
REFERENSI	71
DAFTAR PUSTAKA	73



DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Sistem Refrigerasi Kompresi Uap	6
Gambar 2.2 Sistem Refrigerasi Joule-Thomson	7
Gambar 2.3 Diagram T-x Campuran Zeotrope	10
Gambar 2.4 Diagram T-x Campuran Azeotrope	11
Gambar 2.5 Bagan proses refrigerasi dengan refrigerasi campuran	14
Gambar 2.6 Diagram T-h dan T-s pada GRS dan LRS	16
Gambar 2.7 Sistem Refrigerasi Kompresi Uap	17
Gambar 2.8 Sistem Refrigerasi Joule-Thomson Siklus Tertutup	18
Gambar 2.9 Sistem Refrigerasi Joule-Thomson Siklus Terbuka	19
Gambar 2.10 Kondisi Inverse untuk Ekspansi Isentalpik	20
Gambar 2.11 Diagram P-h untuk Refrigeran Tunggal	21
Gambar 2.12 Diagram P-h untuk Refrigeran Campuran	22
Gambar 2.13 Sistem Pendingin Joule-Thomson	23
Gambar 2.14 Sistem Pendingin Joule-Thomson dengan Precooler	25
Gambar 2.15 Skema Heat Engine dan Mesin Pendingin	28
Gambar 3.1 Diskritisasi Heat Exchanger pada Precooler	36
Gambar 3.2 Diskritisasi Heat Exchanger ke dalam beberapa segmen	40
Gambar 4.1 Grafik perubahan temperatur di dalam Heat Exchanger \ pada disertasi H. Skye	47
Gambar 4.2 Gambar perbandingan hasil simulasi oleh Skye dan skripsi ini ..	48
Gambar 4.3 Grafik perbedaan nilai Q_{load}/UA berdasarkan variasi jumlah segmen Heat Exchanger	49

Gambar 4.4 Grafik perubahan temperatur per segmen Heat Exchanger tanpa diskritisasi	50
Gambar 4.5 Grafik perubahan temperatur per segmen Heat Exchanger dengan diskritisasi	50
Gambar 4.6 Grafik perubahan entalpi per segmen Heat Exchanger tanpa diskritisasi	51
Gambar 4.7 Grafik perubahan entalpi per segmen Heat Exchanger dengan diskritisasi	52
Gambar 4.8 Grafik Exergy Loss pada Cold Box	55
Gambar 4.9 Grafik Exergy Loss pada Compression Section	55
Gambar 4.10 Grafik Perubahan Efisiensi Eksergi terhadap perubahan tekanan discharge	58
Gambar 4.11 Grafik perubahan Kapasitas Pendinginan Volumetrik terhadap perubahan tekanan discharge	59
Gambar 4.12 Grafik perubahan Efisiensi Eksergi terhadap perubahan temperatur lingkungan	60
Gambar 4.13 Grafik perubahan Kapasitas Pendinginan Volumetrik terhadap perubahan temperatur lingkungan	61
Gambar 4.14 Grafik Exergy Loss pada Cold Box	64
Gambar 4.15 Grafik Exergy Loss pada Compression Section	65

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Pemilihan refrigeran sistem pendingin Joule-Thomson	13
Tabel 4.1 Perbandingan temperatur dalam Heat Exchanger dengan menggunakan program NIST 23 dan NIST 4	47
Tabel 4.2 Spesifikasi desain simulasi unutm diskritisasi heat exchanger	48
Tabel 4.3 Spesifikasi desain simulasi tanpa precooler	53
Tabel 4.4 Hasil simulasi sistem pendingin JT tanpa precooler	53
Tabel 4.5 Exergy Loss pada masing-masing komponen	54
Tabel 4.6 Exergy Loss pada Compressor Section	55
Tabel 4.7 Spesifikasi desain simulasi dengan perubahan tekanan discharge	58
Tabel 4.8 Spesifikasi desain simulasi dengan variasi temperatur lingkungan	60
Tabel 4.9 Spesifikasi desain simulasi dengan precooler	62
Tabel 4.10 Hasil Simulasi Menggunakan Precooler	62
Tabel 4.11 Exergy loss pada Cold Box	64
Tabel 4.12 Exergy Loss pada Compression Section	64
Tabel 4.13 Spesifikasi desain optimasi Sistem Pendingin J-T	67
Tabel 4.14 Hasil simulasi optimasi Sistem Pendingi J-T	67
Tabel 4.15 Efisiensi eksergi optimum sistem	68

DAFTAR SINGKATAN

T	suhu di dalam sistem Joule-Thomson (K)
h	entalpi refrigeran (J/kg)
P	tekanan refrigeran (kPa)
y	fraksi massa campuran refrigeran
\dot{Q}_{rec}	perpindahan panas heat exchanger (J/s)
\dot{m}	laju aliran massa (kg/s)
N_{rec}	jumlah segmen heat exchanger
T_{pp}	pinch point temperature (K)
\bar{c}	kapasitas panas spesifik (J/kg.T)
ε	efektivitas heat exchanger
UA_{rec}	konduktansi heat exchanger (K)
s	entropi refrigeran (J/K)
\dot{W}_{comp}	kerja kompresor (J/s)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. LATAR BELAKANG

Cryosurgery merupakan sebuah prosedur pengobatan dengan menggunakan temperatur *cryogenic* yang diaplikasikan untuk membunuh penyakit pada jaringan tubuh, seperti kanker. *Cryosurgery* modern telah dimulai pada tahun 1950 dan sampai sekarang telah mencapai perkembangan yang cukup signifikan. Penelitian dan pengembangan dewasa ini dilakukan untuk memperbesar ruang pemakaian dari teknologi ini dengan pencapaian untuk meminimalisasi serbuan penyakit kanker, pemakaian dosis yang tidak terbatas, serta memperpendek waktu penyembuhan dibandingkan dengan metode penyembuhan kanker secara tradisional. Meskipun hanya melalui *cryosurgery* sudah cukup digunakan untuk terapi kanker, tetapi metode ini juga dapat dikombinasikan dengan teknik penyembuhan lain, seperti: kemoterapi, radiasi, atau ekskisi. Penggabungan antara *cryosurgery* dengan ekskisi sangat menguntungkan sebab pendinginan tumor sebelum pemotongan akan meminimalisasi resiko penyebaran tumor ke jaringan yang lain.

Pengobatan dengan metode *cryosurgery* pertama dilakukan di London pada pertengahan tahun 1850. Larutan garam es yang bertemperatur -18°C sampai -22°C digunakan dalam pengobatan kanker payudara dan rahim untuk mengurangi rasa sakit dan memperkecil ukuran tumor. Di akhir tahun 1800 sampai awal tahun 1900, para peneliti melakukan eksperimen dengan menggunakan udara yang dicairkan yang ditempelkan pada permukaan kulit dengan menggunakan sepotong kapas untuk mengobati kanker kulit. Pada tahun 1961, peralatan *cryosurgery* otomatis pertama menggunakan nitrogen cair dikembangkan untuk mengobati penyakit Parkinson dan berbagai macam kanker. Meskipun peralatan yang menggunakan nitrogen cair tergolong sederhana dan murah, namun penyimpanan nitrogen cair tidaklah mudah. Penggunaan nitrogen cair juga membutuhkan tempat yang luas dan pipa yang memiliki tingkat isolasi yang tinggi. Untuk mengatasi hal tersebut harus dibuat suatu mesin pendingin ultra low yang mampu menggantikan nitrogen cair [1]. Untuk itu kemudian para

peneliti mencoba menggunakan mesin pendingin Joule-Thomson. Mesin pendingin Joule-Thomson menggunakan heat exchanger sebagai pre-cooling sebelum refrigeran memasuki expansion valve untuk mencapai suhu -80°C sampai -200°C . Mesin pendingin ini memiliki banyak keuntungan seperti biaya yang murah, reliabilitas yang tinggi, efek pendingin yang lebih tinggi, rendah vibrasi, dan desain yang sederhana [2].

Studi untuk mengembangkan mesin pendingin Joule-Thomson telah dilakukan oleh Brodyanskii (1971) dengan menggunakan campuran gas bertitik didih rendah, seperti: helium, neon, nitrogen, argon, dan hidrokarbon ringan, mencapai temperatur -80°C sampai -200°C . Khatri dan Boiarski (2007) telah melakukan eksperimen dengan menggunakan refrigeran non-flammable hingga temperatur -120°C sampai 200°C . Dobak (1998) telah mematenkan eksperimennya dengan menggunakan campuran refrigeran non-flammable untuk mencapai kisaran temperatur -80°C sampai -160°C [3]. Mempertimbangkan hal tersebut, untuk memenuhi kebutuhan penelitian dan pengobatan di bidang biomedis akan ultra low cold storage, maka perlu dilakukan penelitian dalam rangka mengembangkan prototype ultra low cold storage menggunakan mesin pendingin Joule-Thomson dengan refrigeran ramah lingkungan.

1.2. PERUMUSAN MASALAH

Seiring dengan penghematan energi dan sistem pendingin yang ramah lingkungan sehingga dibutuhkan sistem referigerasi yang tidak banyak menggunakan energi namun kinerjanya cukup baik. Untuk itu digunakan sistem pendingin Joule-Thomson dengan menggunakan campuran referigeran hidrokarbon.

1.3. TUJUAN PENELITIAN

Penulisan skripsi ini bertujuan untuk:

1. Mempelajari karakteristik sistem referigerasi Joule-Thomson dengan menggunakan campuran referigeran alternatif sehingga dihasilkan temperatur evaporasi yang sangat rendah.

2. Optimasi sistem pendingin Joule-Thomson dengan menggunakan parameter eksergi dengan memvariasikan komposisi massa refrigeran untuk mendapatkan performa terbaik.
3. Menganalisis kinerja sistem referigerasi Joule-Thomson dengan melakukan variasi komposisi massa refrigeran, temperatur ruangan, dan tekanan *discharge* kompresor.

1.4. PEMBATASAN MASALAH

Hal yang akan dibahas dalam makalah ini adalah nilai dari efisiensi eksergetik serta kecenderungan parameter-parameter yang mempengaruhi nilai efisiensi eksergetik dari sistem referigerasi Joule-Thomson dengan asumsi dan batasan sebagai berikut:

1. Refrigeran yang digunakan adalah metana, etana, dan propana
2. Variasi tekanan discharge kompresor dari 2000 kPa sampai 3000 kPa
3. Variasi temperatur ruangan dari 280 K sampai 320 K
4. Sistem diasumsikan sebagai siklus ideal

1.5. METODOLOGI PENELITIAN

Metodologi penelitian yang dilakukan adalah sebagai berikut:

1. Studi literatur

Studi literatur merupakan proses pengumpulan informasi yang berkaitan dengan materi bahasan yang berasal dari buku-buku, jurnal yang berasal dari dosen maupun perpustakaan.

2. Perancangan simulasi sistem pendingin Joule-Thomson

Perancangan ini meliputi perancangan dalam menentukan flowchart simulasi, menentukan proses iterasi sistem, serta menentukan parameter-parameter sistem yang akan menjadi acuan dalam mengambil data.

3. Pengecekan progam simulasi

Proses ini meliputi pengecekan program simulasi dengan memastikan tidak ada error di dalamnya, baik yang disebabkan oleh program Matlab maupun Refprop itu sendiri. Termasuk proses ini juga adalah

membandingkan hasil simulasi dengan simulasi acuan yang telah dilakukan oleh H. Skye dalam disertasinya.

4. Pengujian sistem

Pengujian dilakukan dengan memasukkan parameter-parameter yang dibutuhkan, kemudian mencatat output dari simulasi tersebut. Output yang akan dihasilkan dari simulasi ini antara lain perbandingan hasil simulasi dengan simulasi acuan, output performa sistem berdasarkan variasi campuran hidrokarbon, variasi tekanan discharge, variasi suhu ruangan, dan variasi ketiga hal tersebut.

5. Analisis dan kesimpulan hasil pengujian

Data yang telah diolah kemudian dianalisis terhadap grafik yang diperoleh. Dari analisis tersebut akan diperoleh kesimpulan terhadap proses pengujian dan performa yang dapat dicapai oleh sistem referigerasi Joule-Thomson.

1.6. SISTEMATIKA PENULISAN

Agar laporan tugas akhir ini memiliki struktur yang baik dan tujuan penulisan dapat tercapai dengan baik maka penulisan ini mengikuti sistematika penulisan sebagai berikut:

BAB I PENDAHULUAN

Bagian ini berisi tentang latar belakang yang melandasi penulisan skripsi, perumusan masalah, tujuan penulisan, pembatasan masalah, metodologi penulisan, dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Bab ini menjelaskan tentang teori-teori yang mendasari penelitian ini. Dasar teori meliputi: dasar teori tentang sistem referigerasi dan dasar pemilihan referigerasi. Dasar teori yang ada dikutip dari beberapa buku dan referensi lain yang mendukung dalam penulisan ini.

BAB III METODE PENELITIAN

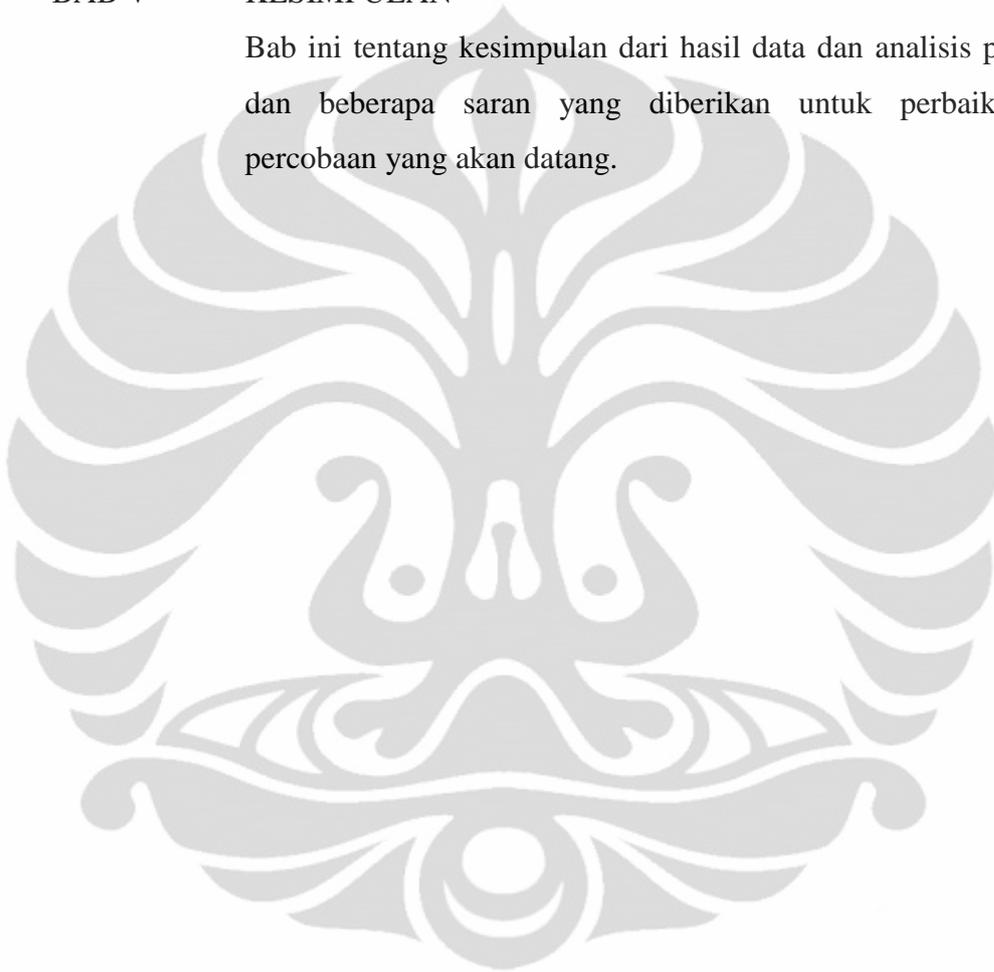
Bab ini berisikan tentang deskripsi alat pengujian yang digunakan, metode persiapan, dan metode pengambilan data yang dilakukan.

BAB IV HASIL DAN ANALISIS

Bagian ini berisikan tentang hasil data yang diperoleh dari proses pengujian, serta berisi tentang analisis dari data yang telah diperoleh yang nantinya dapat ditarik kesimpulan dari analisis tersebut.

BAB V KESIMPULAN

Bab ini tentang kesimpulan dari hasil data dan analisis percobaan dan beberapa saran yang diberikan untuk perbaikan pada percobaan yang akan datang.

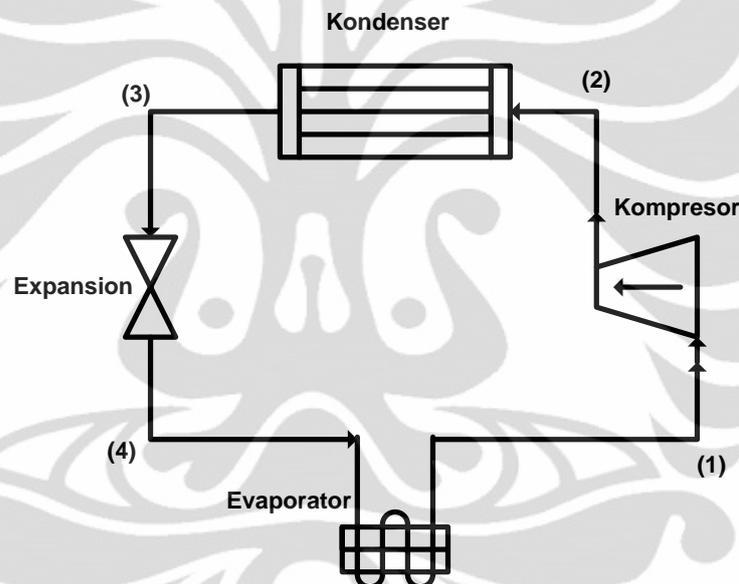


BAB II

DASAR TEORI

2.1. SISTEM PENDINGIN

Perpindahan kalor dari media bertemperatur rendah ke media bertemperatur tinggi membutuhkan sebuah alat yang dinamakan refrigerator pada sistem pendingin. Fluida kerja yang digunakan pada siklus pendingin dinamakan refrigeran. Siklus pendingin yang paling sering digunakan adalah *vapor compression refrigeration cycle*. Gambar di bawah ini merupakan contoh *vapor-compression refrigeration cycle* sederhana.

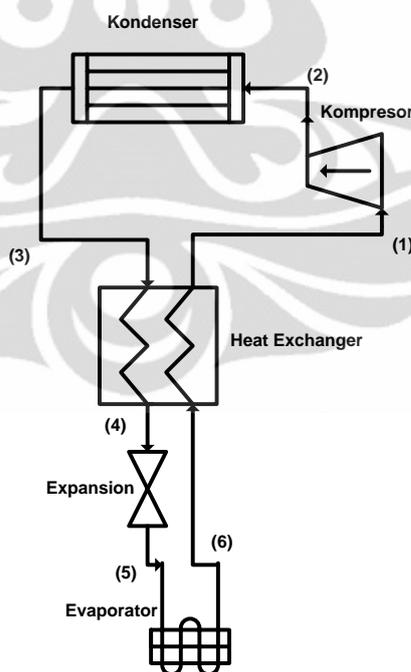


Gambar 2.1. Sistem Refrigerasi Kompresi Uap

Pada gambar skema di atas dapat dijelaskan bagaimana prinsip kerja dari alat ini. Proses dimulai dari titik 1-2 dimana refrigeran yang masuk kompresor dalam kondisi gas dikompresikan sehingga tekanan dan temperatur meningkat. Dari diagram P-h dapat dilihat kerja kompresor yang dibutuhkan untuk mengkompresikan refrigeran. Fluida kerja tersebut kemudian dikondensasikan di dalam kondensor dimana kalor di dalam refrigeran dilepas ke lingkungan sehingga tekanan dan temperatur menjadi turun. Fase yang terjadi pada proses ini adalah cair. Kalor yang dilepaskan ke lingkungan dapat diperoleh dari diagram P-h. Proses ini terjadi dari titik 2-3. Fluida kerja kemudian diekspansikan di katup

ekspansi sehingga fasenya menjadi cair dan gas. Proses ini terjadi pada titik 3-4. Pada diagram P-h proses ini berlangsung pada entalpi konstan. Kemudian refrigeran tersebut dievaporasikan di evaporator. Kalor yang ada dalam ruangan yang dipindahkan ke dalam sistem. Efek pendinginan terjadi di sini. Kalor yang dipindahkan dari ruangan ke sistem dapat diperoleh melalui P-h diagram. Fase pada proses ini adalah gas. Proses ini terjadi pada titik 4-1. Kemudian proses kembali berulang dari awal.

Untuk meningkatkan kinerja dari *vapor compression refrigeration cycle* sederhana bisa dilakukan dengan modifikasi sistem. Salah satu caranya adalah dengan menambahkan sebuah komponen yang akan menghubungkan refrigeran setelah keluar dari kondenser dengan refrigerant yang keluar dari evaporator. Perbedaan temperatur di antara kedua refrigeran ini bisa dimanfaatkan untuk proses pre-cooling dengan memakai sistem *heat exchanger*. Dengan demikian maka refrigeran yang akan masuk ke dalam expansion pipe terlebih dahulu didinginkan sehingga pada saat keluar expansion pipe temperatur refrigeran akan semakin rendah.



Gambar 2.2. Sistem Refrigerasi Joule-Thomson

Mesin pendingin ini dikenal dengan nama Joule-Thomson. Mulai tahun 1970 sampai sekarang masih terus dilakukan penelitian terhadap mesin pendingin

ini untuk mendapatkan efek pendinginan yang optimal dengan memperhatikan rasio kompresi yang tidak terlalu besar dan pemakain refrigeran yang ramah lingkungan. Keistimewaan dari mesin pendingin ini antara lain biaya produksi yang murah, reliabilitas yang tinggi, efek pendingin yang lebih tinggi, rendah vibrasi, dan desain yang sederhana.

2.2. REFRIGERAN

Refrigeran merupakan fluida kerja pada sistem refrigerasi atau pompa kalor. Refrigeran ini berfungsi untuk menyerap kalor atau panas dari suatu ruangan pada tekanan dan temperatur yang rendah dengan cara evaporasi dan membuangnya ke lingkungan pada tekanan dan temperatur yang tinggi dengan cara kondensasi. Pemilihan refrigeran merupakan kompromi antara beberapa sifat-sifat termodinamika yang saling berlawanan.

Suatu refrigeran harus memenuhi beberapa persyaratan. Sebagian dari persyaratan tersebut tidak secara langsung berhubungan dengan kemampuannya pada perpindahan kalor. Stabilitas kimia pada beberapa kondisi tertentu saat digunakan merupakan karakteristik yang paling penting. Beberapa sifat yang berhubungan dengan keamanan refrigeran seperti tidak mudah terbakar (*non-flammable*) dan tidak beracun saat digunakan merupakan sifat yang juga perlu diperhatikan. Biaya, ketersediaan, efisiensi, dan kecocokan dengan pelumas kompresor dan bahan-bahan dari komponen-komponen sistem refrigerasi juga harus diperhatikan. Pengaruh refrigeran terhadap lingkungan apabila refrigeran tersebut bocor juga harus dipertimbangkan.

Pada mesin pendingin Joule-Thomson ini, telah banyak dilakukan penelitian untuk menemukan campuran refrigeran yang tepat untuk menghasilkan temperatur evaporasi yang optimal dengan rasio kompresi yang wajar. Pada tahun 1971 seorang peneliti bernama Brodynaskii mencoba bereksperimen dengan menggunakan campuran refrigeran bertitik didih rendah seperti helium, neon, nitrogen, argon, serta hidrokarbon ringan. Dari hasil eksperimennya diperoleh suhu evaporasi $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ sampai $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pada tahun belakangan ini, telah dilakukan juga percobaan dengan menggunakan refrigeran *non-flammable* yang hasilnya bisa mencapai $-120\text{ }^{\circ}\text{C}$ sampai $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$. Pernah dilakukan juga penelitian

dengan refrigeran *non flammable* dan hasilnya bisa mencapai temperatur $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ sampai $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$ [4].

Menurut Cox (2007), sebagai refrigeran, hidrokarbon memiliki kinerja yang sangat baik. Kinerja yang baik refrigeran hidrokarbon merupakan gabungan parameter-parameter berikut ini:

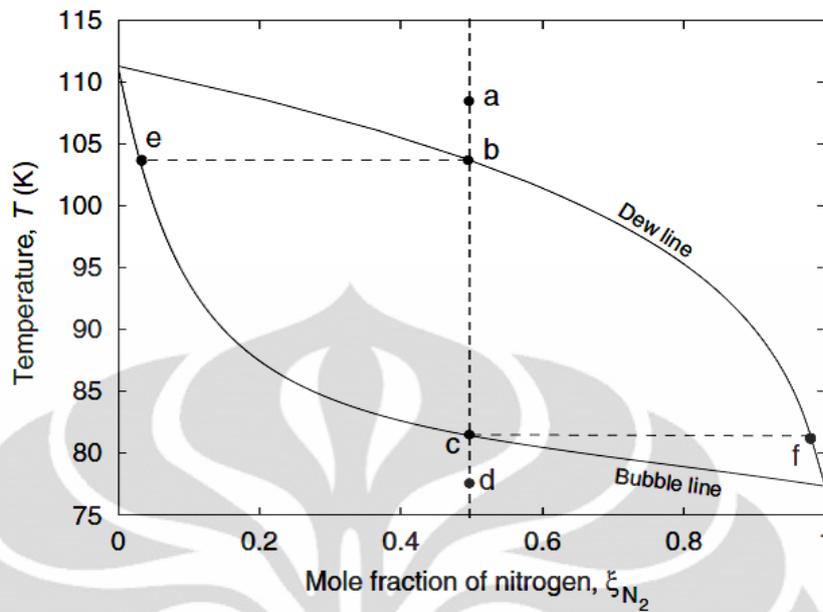
1. Rasio kompresi yang rendah (dalam kaitan dengan tekanan pengisapan (*suction*) tinggi dan rendahnya tekanan *discharge* pada tempertur operasi)
2. Tingginya angka perpindahan kalor pada alat penukar kalor (karena properti yang baik dari cairan fluid thermal dan transport)
3. Berkurangnya kerugian tekanan pada sistem (karena rendahnya densitas dan viskositas refrigeran)

Hidrokarbon tidak tertandingi oleh refigeran HFC dalam semua aspek selain dari flammabilitas. Hanya hal inilah yang mencegahnya untuk digunakan secara luas. Namun demikian karena rendahnya refrigeran hidrokarbon yang digunakan pada alat ini hanya sedikit, maka resiko flammabilitas juga dapat dikurangi.

Campuran refrigeran secara luas dapat digolongkan ke dalam dua kelompok berdasarkan perubahan suhu selama proses kondensasi atau penguapan, yaitu:

a. Campuran *zeotrope*

Contoh campuran *zoetrope* adalah antara nitrogen dan metana. Pada saat nitrogen memiliki fraksi 0,5, campuran dalam keadaan *superheated* vapor pada titik a, *saturated vapour* pada titik b, *saturated liquid* pada titik c dan *subcooled liquid* pada titik d. Komposisi equilibrium dari *vapor* dan *liquid* akan berbeda pada wilayah 2 fase. Contohnya saat fraksi dari vapor pada keadaan equilibrium dengan liquid pada titik c akan lebih besar dari 0,5 (titik f), sedangkan saat fraksi dari liquid pada keadaan equilibrium dengan vapor pada titik b akan lebih kecil dari 0,5 (titik e). Sehingga campuran *zoetrope* didefinisikan sebagai campuran dimana fraksi dari *coexisting phase* tidak sama.

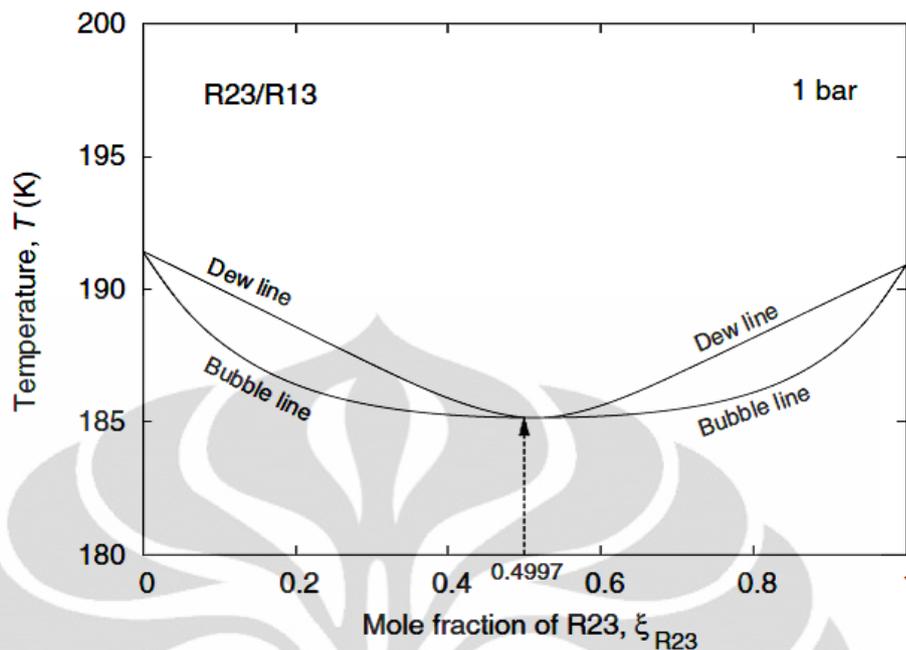


Gambar 2.3 Diagram T-x campuran *Zeotrope*

(G. Venkatarathnam.(2008). *Cryogenic Mixed Refrigerant Processes*. New York: Springer Science+Business Media)

b. Campuran *azeotrope*

Contoh campuran *azeotrope* adalah R12 dan R13. Gambar di bawah ini menunjukkan variasi identik dari *bubble* dan *dew point temperatures* dari sebuah campuran *azeotropes*. *Glide* dari refrigeran menjadi nol pada saat fraksi R23 dalam campuran sebesar 0,42. Fraksi dari fase vapor dan liquid memiliki nilai yang sama pada kondisi tersebut. Campuran *azeotrope* biasanya digunakan untuk constant-temperature refrigeration [5].



Gambar 2.4 Diagram T-x campuran *Azeotrope*

(G. Venkatarathnam.(2008). *Cryogenic Mixed Refrigerant Processes*. New York: Springer Science+Business Media)

Di bawah ini terdapat tabel yang menunjukkan karakteristik refrigeran yang mungkin dapat diterapkan pada mesin pendingin Joule-Thomson. Refrigeran pada grup I merupakan refrigeran yang memiliki titik didih rendah. Pada grup II berisi refrigeran hidrokarbon ringan dan grup III merupakan refrigeran hidrofluorokarbon. Tabel ini menunjukkan pengelompokkan refrigeran yang memberikan tekanan gas yang berbeda pada sistem saat melakukan percobaan. Daftar refrigeran ini tersusun berdasarkan *normal boiling point* (NBP) pada masing-masing grup. Dalam tabel juga disebutkan sifat termodinamik kritis dan kalor laten pada tekanan 1 atm untuk masing-masing refrigeran. Komponen refrigeran yang memiliki NBP kurang dari 120 K disebut komponen bertitik didih rendah. Dalam memilih campuran refrigeran, karakteristik yang perlu diperhatikan adalah:

- a) *Normal boiling point* (NBP)
- b) Efek refrigerasi spesifik
- c) Temperatur beku
- d) Daya larut refrigeran pada temperatur kerja terendah

Penjelasan dari empat karakteristik tersebut adalah sebagai berikut. *Normal boiling point* dari komponen refrigeran yang dipilih memungkinkan tercapainya temperatur yang ingin didapatkan dengan menggunakan campuran tersebut. Namun, temperatur yang ingin dicapai ditentukan oleh temperatur saturasi yang berhubungan dengan tekanan parsial dari komponen yang memiliki titik didih terendah setelah diekspansi. Efek refrigerasi spesifik dipengaruhi oleh komponen bertitik didih tinggi yang akan menambah kapasitas pendinginan pada campuran dan juga sistem pendingin. Temperatur beku dan daya larut pada komponen bertitik didih tinggi dengan nitrogen cair atau dengan refrigeran bertitik didih rendah membatasi temperatur yang bisa dicapai.[6]

Tabel. 2.1 Pemilihan refrigeran sistem pendingin Joule-Thomson

No.	Nama Refrigeran	T _{NBP} (K)	T _{Freez} (K)	T _C (K)	P _C (kPa)	V _C x 10 ³ (m ³ /kg)	Q latent (kJ/kg)
Grup I							
1	Helium (R704) He	4,25	Nil	5,25	228,8	14,43	20,75
2	Neon (R720) Ne	27,05	24,55	44,45	3397	2,07	
3	Nitrogen (R728) N ₂	77,35	63,15	126,25	3396	3,179	198,84
Grup II							
4	Metana (R50) CH ₄	111,65	90,95	190,65	4638	6,181	510,83
5	Etana (R170) C ₂ H ₆	184,35	90,15	305,35	4891	5,182	489,47
6	Propana (R290) C ₃ H ₈	230,25	85,45	369,85	4248	4,53	425,43
7	Iso-butana (R600a) iC ₄ H ₁₀	261,42	113,15	408,15	3645	4,526	366,69
Grup III							
8	Trifluorometana (R23) CHF ₃	191,05	118,15	298,75	4833	1,942	238,68
9	Pentafluorometana	224,58	170	339,45	3630,6	-	163,38

	(R125) C ₂ HF ₅						
10	R404A (R125 + R143a + R134a) (44/52/4)	226,67	-	345,65	3735	1,74	199,73
11	Klorodifluorometana (R22) CHClF ₂	232,93	113,15	369,15	4974	1,904	233,75
12	Tetrafluoroetana (R134a) CF ₃ CH ₂ F	246,99	176,55	374,25	4067	1,81	216,97

Berikut ini merupakan salah satu pedoman untuk memilih komponen-komponen dari suatu campuran:

- 1) Memilih refrigeran pertama yang memiliki temperature titik didih pada tekanan 1,5 bar lebih rendah dari suhu pendingin yang diinginkan. Contoh nitrogen dapat digunakan untuk temperature 80 sampai 105 K, R14 antara 150 sampai 180 K.
- 2) Memilih refrigeran kedua yang memiliki titik didih sekitar 30-60 K di atas refrigeran pertama dan yang tidak menunjukkan sifat liquid-liquid immiscibility pada temperatur rendah dengan refrigeran pertama. Contoh metana dengan argon.
- 3) Memilih refrigeran ketiga yang menunjukkan sifat *liquid-liquid immiscibility* pada temperatur rendah dengan cairan pertama dan titik didih sekitar 30 K di atas refrigeran kedua. Contoh: etilen menunjukkan sifat *liquid-liquid immiscibility* dengan nitrogen pada temperatur rendah [7].

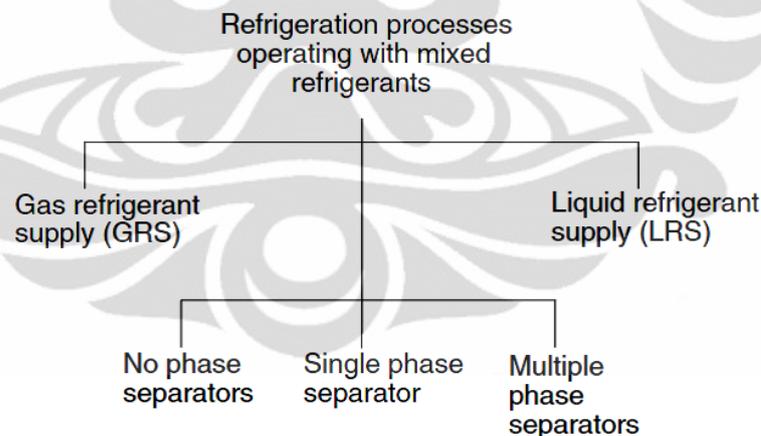
Sebagai contoh, untuk mendapatkan temperature 80 K, diperlukan setidaknya satu komponen pada grup I. Untuk menambah kapasitas pendinginan dan untuk mengoperasikan mesin pendingin Joule-Thomson dengan batas tekanan yang wajar setidaknya diperlukan satu komponen dari grup II dengan komposisi yang tepat. Grup III berisi gas hidrofluorokarbon yang bersifat tidak mudah terbakar memiliki daya larut rendah terhadap nitrogen cair pada temperatur rendah. Sebagai konsekuensinya, penggunaan refrigeran tersebut akan mengurangi performa pendinginan dalam hal ini pencapaian temperatur terendah

dan juga kapasitas pendinginan. Hal yang perlu diingat juga bahwa refrigerant pada grup II dan grup III memiliki temperature beku di atas NBP nitrogen.

2.3. GAS REFRIGERANT SUPPLY (GRS) DAN LIQUID REFRIGERANT SUPPLY (LRS)

Proses pendinginan yang menggunakan refrigeran campuran dapat dikelompokkan menjadi dua kategori, yaitu : proses yang pendinginannya terjadi pada temperatur konstan atau perubahan temperatur yang terjadi sangat kecil dan proses yang pendinginannya terjadi pada beda temperatur yang besar atau lebih besar dari 50 K seperti pada pencairan gas.

Proses refrigerasi yang menggunakan refrigeran campuran dapat dibagi ke dalam dua kelompok berdasarkan keadaan refrigeran bertekanan tinggi setelah keluar dari kondenser atau *aftercooler* dan berdasarkan apakah pada proses tersebut menggunakan separator fasa atau tidak. Penggunaan separator fasa tersebut juga dapat dibagi ke dalam beberapa kelompok berdasarkan jenis separator yang digunakan.

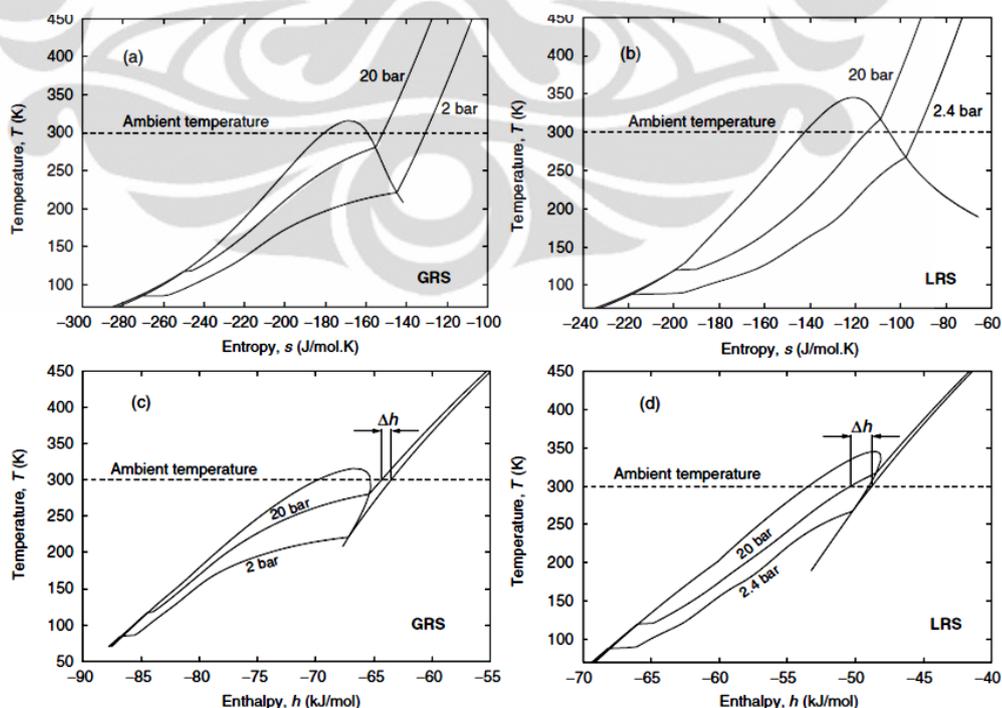


Gambar 2.5 Bagan proses refrigerasi dengan refrigeran campuran

Sistem pendingin yang beroperasi dengan menggunakan campuran refrigeran dapat diklasifikasikan ke dalam dua kelompok berdasarkan keadaan refrigeran setelah keluar dari kondenser atau *aftercooler*, yaitu: sistem *gas refrigerant supply* (GRS) yang mana tidak terjadi kondensasi selama melalui *aftercooler* dan sistem *liquid refrigerant supply* (LRS) yang mana terjadi

kondensasi parsial pada refrigeran bertekanan tinggi saat melewati *aftercooler*. Pada sistem GRS, titik embun refrigeran baik yang bertekanan tinggi maupun rendah berada di bawah temperatur lingkungan. Sedangkan pada sistem LRS, titik embun refrigeran yang bertekanan tinggi berada di atas temperatur lingkungan dan titik embun refrigeran yang bertekanan rendah berada di bawah temperatur lingkungan.

Sejumlah panas dibuang melalui kondenser ketika refrigeran berkondensasi secara parsial. Akibatnya, efek pendinginan yang diperoleh melalui sistem LRS akan lebih tinggi dibandingkan sistem GRS untuk daya masukan yang sama. Hal ini juga dapat diamati melalui perbedaan entalpi antara refrigeran bertekanan tinggi dan yang bertekanan rendah pada temperatur lingkungan dimana pada sistem LRS perbedaan entalpi kedua refrigeran tersebut lebih besar daripada di sistem GRS. Garis isobar dalam grafik T-h di bawah ini hampir sejajar (namun tidak linear) pada kisaran temperatur yang besar untuk campuran ideal pada sistem LRS. Di sisi lain, garis refrigeran yang bertekanan tinggi dan rendah pada grafik T-h untuk campuran ideal dalam sistem GRS hanya sejajar pada temperatur rendah menghasilkan pendekatan temperatur yang besar di antara kedua aliran dekat ke titik embunnya.



Gambar 2.6 Diagram T-h dan T-s pada GRS dan LRS

(G. Venkatarathnam.(2008). Cryogenic Mixed Refrigerant Processes)

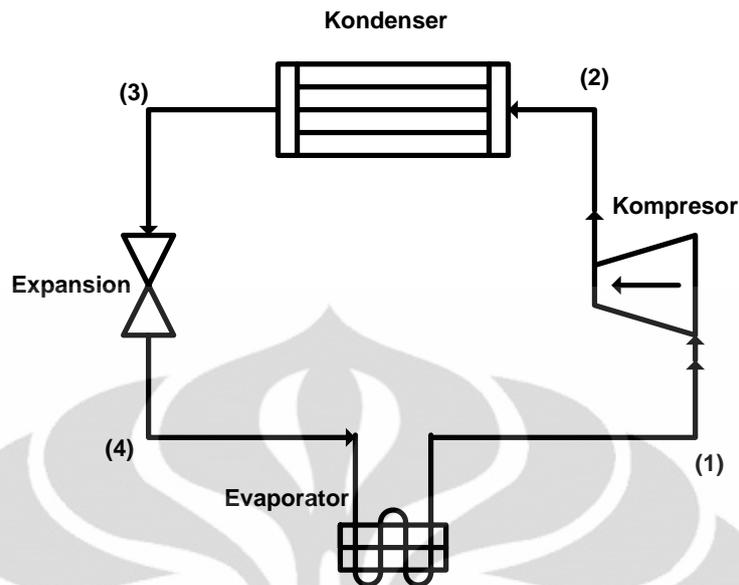
Exergy loss di dalam heat exchanger lebih rendah pada sistem LRS dibandingkan pada sistem GRS. Perubahan entropi selama proses *heat addition* juga lebih besar pada sistem LRS yang menyebabkan efisiensi eksergi lebih besar daripada sistem GRS.

Maksimum efisiensi eksergi teoritis yang dapat diperoleh dengan sistem pendingin menggunakan GRS Linde-Hampson yang dioperasikan pada tekanan 20 bar dan temperatur 80 sampai 100 K bervariasi dari 35 sampai 40 %, sedangkan eksergi efisiensi teoritis untuk sistem pendingin menggunakan LRS bervariasi dari 60 sampai 75 %. Efisiensi eksergi yang terjadi pada sistem sebenarnya lebih besar disebabkan tingginya *exergy loss* pada masing-masing komponen.

Kebanyakan sistem dioperasikan menggunakan sistem LRS disebabkan tingginya efisiensi eksergi dan kapasitas refrigerasinya. Sistem GRS terkadang dipakai untuk sistem pendingin kecil yang dioperasikan menggunakan campuran refrigeran yang mudah terbakar seperti campuran nitrogen, metana, etana, dan propana [8].

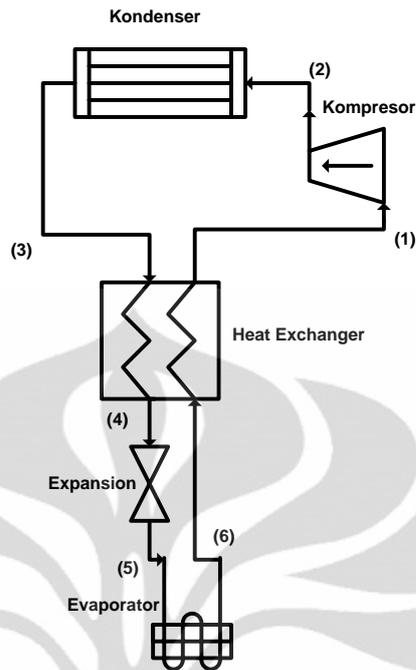
2.4. MESIN PENDINGIN JOULE-THOMSON

Kompresi gas dengan menggunakan refrigeran murni merupakan metode yang umum dan berhasil diaplikasikan dalam sistem refrigerasi pada alat pendingin dalam industri, perusahaan, dan rumah tangga. Sistem ini bekerja dengan mengkondensasikan dan mengevaporasikan refrigeran serta memanfaatkan perubahan entalpi yang besar saat terjadinya perubahan fase dari gas menjadi liquid. Siklus kompresi berbasis gas yang sering digunakan terdiri dari kompresor untuk member tekanan pada refrigeran, sebuah kondenser untuk membuang panas yang ditambahkan pada refrigeran selama proses kompresi, katup ekspansi untuk menurunkan tekanan refrigeran yang akan membuat efek pendinginan, dan sebuah evaporator untuk mengambil kalor dari reservoir panas. Karena refrigeran buatan yang biasa digunakan pada sistem kompresi uap memiliki titik didih di atas temperatur *cryogenic*, siklus kompresi uap tidak bisa digunakan untuk kebutuhan *cryosurgery*.

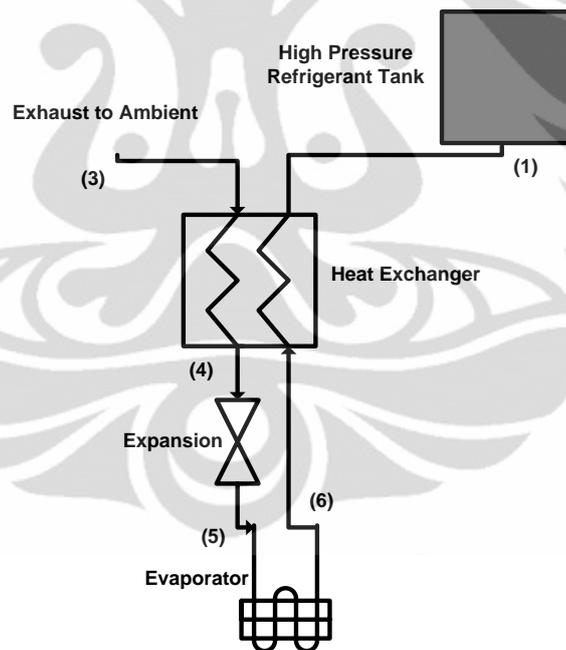


Gambar 2.7 Sistem Refrigerasi Kompresi Uap

Siklus Joule Thomson secara umum hampir mirip dengan siklus kompresi uap yang diilustrasikan pada gambar di atas. Hanya saja ada tambahan komponen sebuah *recuperative heat exchanger* yang menghubungkan titik 2 dan 4 untuk tujuan pre-cooling gas yang bertekanan tinggi oleh gas yang bertekanan rendah sebagaimana diilustrasikan pada gambar di bawah. Sistem kompresi uap sering digunakan pada alat pendingin berskala besar seperti pada AC rumah tangga atau perusahaan. Di sisi lain, siklus Joule-Thomson tidak memiliki bagian yang ikut bergerak pada ujung yang dingin sehingga dapat dengan mudah dibuat miniaturnya untuk aplikasi pendinginan khusus. Kebanyakannya miniatur alat pendingin Joule-Thomson merupakan bagian dari sebuah siklus terbuka yang diilustrasikan pada gambar di bawah. Sistem ini menggunakan tangki yang bertekanan tinggi, memakai refrigeran inert, dan memiliki saluran buang untuk mengeluarkan refrigeran bertekanan rendah ke dalam atmosfer setelah melalui recuperator. Keuntungan pokok dari siklus terbuka ini adalah meniadakan kebutuhan kompresor, sedangkan kerugian utamanya adalah sistem ini hanya dapat dioperasikan selama waktu tertentu tanpa karena refrigeran harus diisi kembali ke dalam tangki. *Cryosurgical probe* dengan sistem siklus terbuka memerlukan tambahan ventilasi pada ruang operasinya sehingga refrigeran inert tidak akan bertukar dengan gas oksigen dalam ruangan.



Gambar 2.8 Sistem Refrigerasi Joule-Thomson siklus tertutup



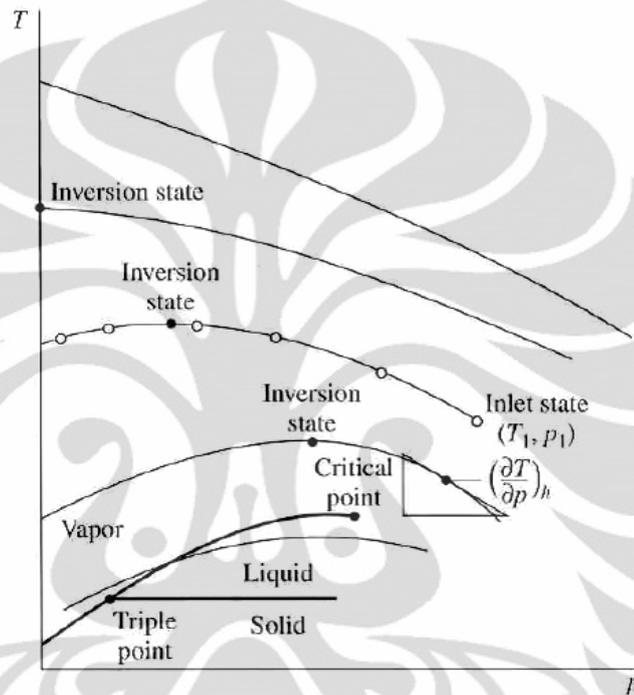
Gambar 2.9 Sistem Refrigerasi Joule-Thomson siklus terbuka

Mesin pendingin Joule-Thomson mendapat efek pendinginan dengan mengekspansi gas bertekanan tinggi melalui pipa ekspansi. Jika gas bertekanan tinggi diekspansi secara isentalpik, maka bisa menciptakan efek pendinginan atau pemanasan bergantung dari properti fluida, tekanan operasi, dan temperatur. Gambar di bawah mengilustrasikan garis dari entalpi konstan pada diagram P-h

dan menunjukkan bahwa daerah dingin dan hangat dipisahkan melalui kondisi inverse. Koefisien Joule-Thomson, didefinisikan:

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h$$

Dimana T adalah temperatur dan p adalah tekanan. Pada kondisi inverse, $\mu_{JT} = 0$.



Gambar 2.10 Kondisi inverse untuk ekspansi isentalpik

(Kylie L. Fredrickson.(2004). Optimization of Cryosurgical Probes for Cancer Treatment. A thesis for the degree of Master Science)

Melalui kalkulus, kita dapat menjabarkan persamaan untuk koefisien Joule-Thomson di atas sebagai berikut.

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h = \left(\frac{\partial T}{\partial h} \right)_p \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T$$

Dari termodinamika, kalor spesifik, c_p , didefinisikan

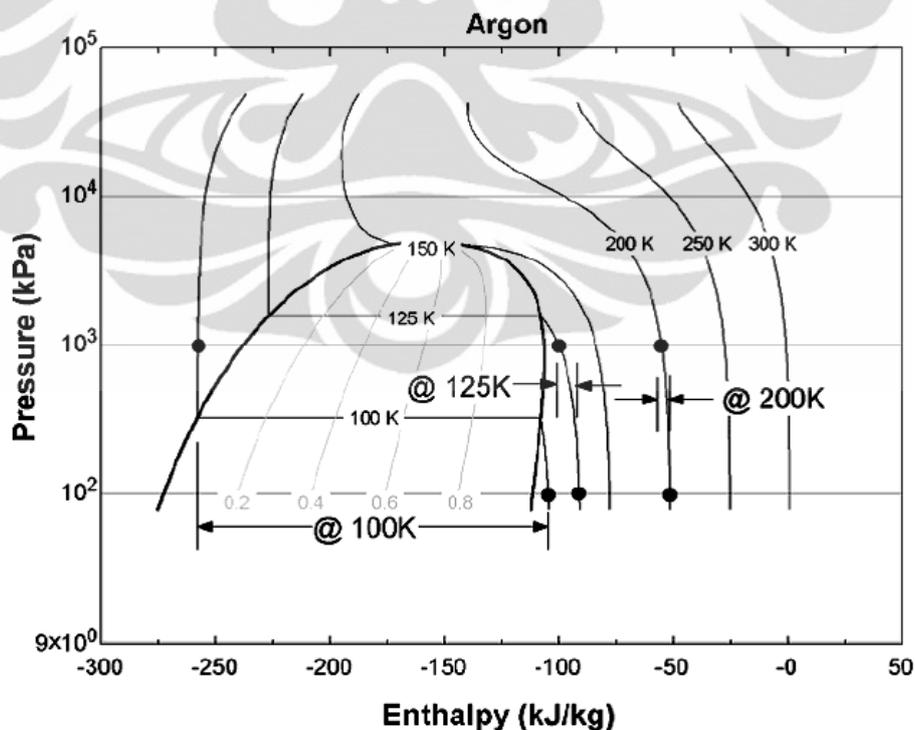
$$c_p = \left(\frac{dH}{dT} \right)_p$$

Dengan mensubstitusikan kedua persamaan di atas diperoleh

$$\mu_{JT} = 1 - \frac{1}{c_p} \left(\frac{\partial h}{\partial p} \right)_T$$

Persamaan terakhir mengindikasikan bahwa untuk ekspansi isotermik semakin besar penurunan entalpi melalui pipa ekspansi, maka efek Joule-Thomson semakin besar.

Gambar di bawah mengilustrasikan efek Joule-Thomson untuk gas argon murni di dalam siklus yang mengekspansi refrigeran dari 1000 kPa menjadi 100 kPa. Di grafik dapat dilihat bahwa daya pendinginan tersedia hanya pada temperatur di bawah 120 K (-153 °C). Perubahan entalpi selama proses ekspansi isothermal adalah minimum untuk proses ekspansi yang berada di luar kubah uap seperti diilustrasikan pada suhu 125 K (-148 °C) dan 200 K (-73 °C). Di luar kubah uap, refrigeran akan tetap berada dalam fase gas sepanjang siklus dan tidak memiliki potensi untuk menuju keadaan saturasi. Pada grafik juga dapat dilihat bahwa di dalam kubah uap, perubahan entalpi selama ekspansi isothermal sebesar 100 kJ/kg bila dibandingkan perubahan entalpi di luar kubah uap yang hanya 10 kJ/kg. Dengan mengganti refrigeran murni dengan refrigeran campuran efek Joule-Thomson mungkin bisa ditingkatkan karena akan memperluas daerah titik didih sehingga memperbesar kubah uap dan menambah $\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_T$.

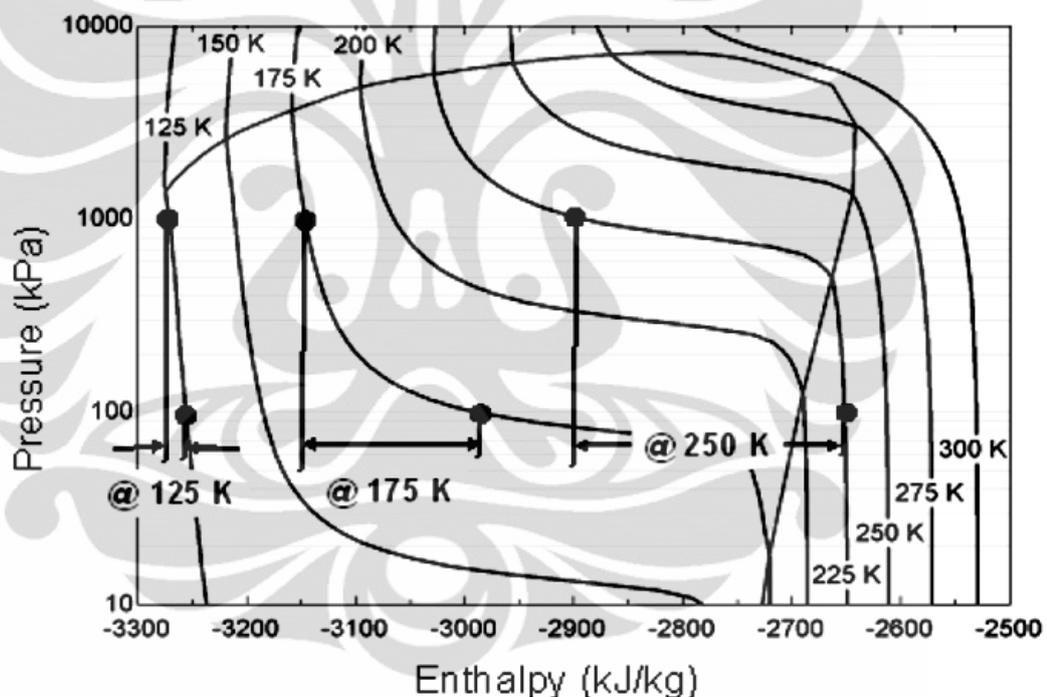


Gambar 2.11 Diagram P-h untuk refrigeran tunggal

(Kylie L. Fredrickson.(2004). Optimization of Cryosurgical Probes for Cancer Treatment.

A thesis for the degree of Master Science)

Gambar di bawah merupakan contoh dari grafik P-h untuk refrigeran campuran yang terdiri dari nitrogen, metana, dan etana. Meskipun campuran ini tidak bisa menghasilkan temperatur refrigerasi rendah yang sama dengan argon murni, tetapi campuran ini lebih serbaguna pada temperatur yang lebih tinggi. Kesenjangan merupakan indikator kisaran temperatur yang dapat dicapai oleh sistem refrigerasi. Untuk siklus Joule-Thomson, untuk pengoperasian antara tekanan 1000 kPa dan 100 kPa, potensi refrigerasi yang berkaitan dengan saturasi dicapai pada temperatur 120-90 K (-153 sampai -173 °C) untuk gas argon murni. Untuk campuran tiga refrigeran seperti pada gambar di bawah, potensi refrigerasi yang berkaitan dengan saturasi dicapai pada suhu 260 – 160 K (-113 sampai -213 °C).



Gambar 2.12 Diagram P-h untuk refrigeran campuran

(Kylie L. Fredrickson.(2004). Optimization of Cryosurgical Probes for Cancer Treatment. A thesis for the degree of Master Science)

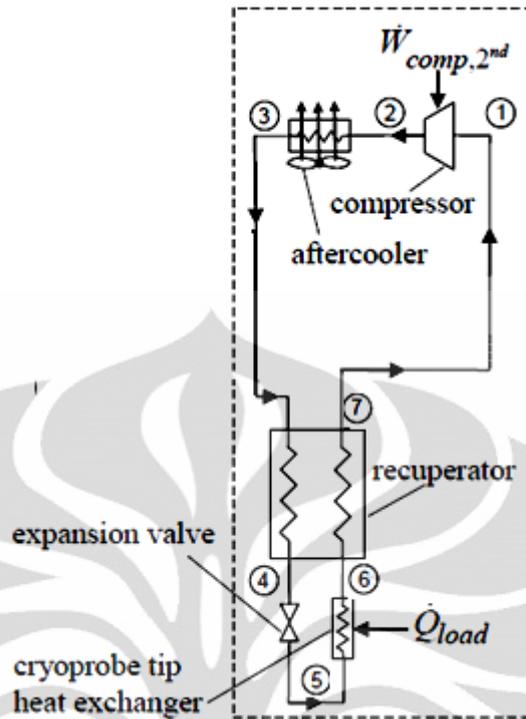
Perkembangan pengoperasian sistem refrigerasi dengan menggunakan gas campuran khususnya pada mesin refrigerasi Joule-Thomson dimulai pada tahun 1970-an di Uni Soviet (Brodyansky et al. 1973). Hingga mendekati tahun 1990, telah banyak sistem refrigerasi yang menggunakan kompresor bertipe oil-lubricated yang diaplikasikan untuk *cryocooler*, termasuk juga mesin refrigeran

Joule-Thomson dengan kelebihanannya yang memiliki reliabilitas yang tinggi dan biaya yang murah. Sejak saat itu, dengan kemampuan Joule-Thomson untuk mencapai temperatur nitrogen cair secara intensif dikembangkan.

Meskipun cryocooler Joule-Thomson secara umum tidak seefisien mesin pendingin mekanik yang lain, tetapi mesin ini tetap digunakan secara luas karena modelnya yang sederhana. Perancangan siklus Joule-Thomson dengan berbagai macam jenis campuran gas telah banyak diteliti, termasuk juga optimasi fraksi Carnot melalui optimasi komponen campuran, meminimalkan irreversibilitas pada proses pertukaran panas dengan mencocokkan kapasitas panas dari aliran refrigeran bertekanan tinggi dan rendah pada *recuperative heat exchanger*, dan memaksimalkan performa termodinamik melalui optimasi komponen campuran serta tekanan dan temperatur kerja. Untuk keperluan *cryosurgery*, performa yang paling penting bukanlah mengenai efisiensi, daya refrigerasi, atau parameter lain yang dapat diidentifikasi dan dioptimasi dengan mengubah-ubah temperatur refrigerasi. Namun, optimasi ukuran *cryolesion* yang diproduksi yang akan mengakibatkan sel-sel mati justru membutuhkan metode optimasi yang berbeda [9].

2.5. SISTEM PENDINGIN JOULE-THOMSON DALAM SIMULASI

Proses siklus pendingin Joule-Thomson satu tingkat yang akan digunakan dalam simulasi adalah sebagai berikut:



Gambar 2.13 Sistem Pendingin Joule-Thomson

Proses 1-2

Pada proses ini campuran refrigeran yang terdiri dari metana, etana, dan propana masuk ke dalam kompresor. Refrigeran kemudian dikompresi secara isentropik sehingga tekanan dan temperaturnya naik.

Proses 2-3

Campuran refrigeran yang telah dikompresi tadi kemudian masuk ke dalam kondenser. Pada proses ini, refrigeran dikondensasikan pada temperatur ruangan. Karena setiap refrigeran memiliki temperatur kondensasi yang berbeda-beda pada tekanan discharge, maka tidak seluruh refrigeran berubah fase ke dalam liquid. Proses ini berlangsung secara isobarik.

Proses 3-4

Campuran refrigeran yang telah dikondensasikan tadi masuk ke dalam heat exchanger. Pada proses ini, refrigeran yang bertekanan tinggi dan bertemperatur lebih tinggi memindahkan sebagian panasnya ke dalam refrigeran

bertekanan rendah dan bertemperatur lebih rendah yang keluar dari evaporator. Proses ini juga berlangsung secara isobarik.

Proses 4-5

Setelah campuran refrigeran dalam keadaan saturated liquid, kemudian refrigeran diekspansi secara isentropik sampai seluruh refrigeran berada pada fase liquid-vapour. Dengan penurunan tekanan ini maka temperatur refrigeran juga akan ikut turun.

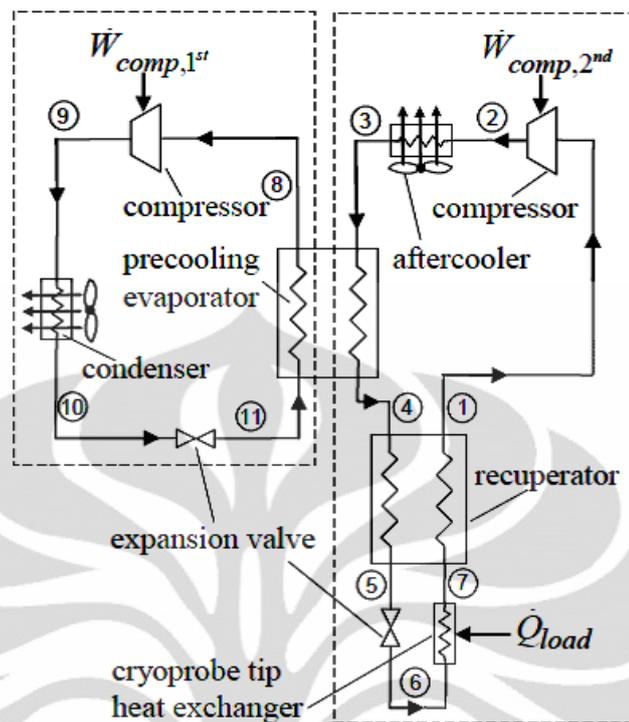
Proses 5-6

Proses ini merupakan proses dimana refrigeran mengambil panas dari lingkungan. Fase refrigeran yang sebelumnya berwujud liquid-vapour diharapkan melalui proses ini akan kembali menjadi saturated-vapour. Panas yang diserap oleh refrigeran berasal dari heater yang dipasang pada evaporator.

Proses 6-7

Pada proses ini refrigeran yang berfasa liquid-vapour dan bertekanan rendah masuk ke dalam heat exchanger agar terjadi pertukaran panas dengan refrigeran yang bertekanan tinggi yang keluar dari kondenser. Dengan proses ini, refrigeran yang bertekanan tinggi akan mengalami penurunan suhu secara isobarik sedangkan refrigeran yang bertekanan rendah akan mengalami kenaikan suhu sehingga fasanya sebelum memasuki kompresor sudah sepenuhnya berwujud gas.

Untuk memaksimalkan performa sistem, maka pada pengujian kedua ditambahkan komponen precooler di antara kondenser dan heat exchanger. Diharapkan dengan adanya precooler ini, refrigeran yang akan masuk ke dalam heat exchanger memiliki temperatur yang lebih rendah sehingga akan mendongkrak performa sistem. Dengan adanya precooler ini, maka bagan sistem pendingin yang akan disimulasikan menjadi:



Gambar 2.14 Sistem Pendingin Joule-Thomson dengan Precooler

(Harrison M. Skye.(2011).Modeling, Experimentttion and Optimization for a Mixed Gas Joule-Thomson Cycle with Precooling for Cryosurgery. Madison: University of Wisconsin)

Proses yang terjadi pada nomor 8-9-10-11 merupakan siklus refrigerasi kompresi uap biasa. Penjelasanannya adalah sebagai berikut.

Proses 8-9

Proses ini merupakan proses kompresi isentropik. Refrigeran yang diserap kompresor akan dikompres dengan mendapat tambahan panas, sehingga tekanan dan temperaturnya meningkat.

Proses 9-10

Proses ini merupakan proses kondensasi. Refrigeran bertekanan tinggi dikondensasi pada temperatur lingkungan. Pada sistem ini digunakan refrigeran tunggal sehingga diharapkan kondensasi terjadi pada kondisi isotermik.

Proses 10-11

Proses ini merupakan proses ekspansi. Refrigeran yang bertekanan tinggi diekspansi melalui katup ekspansi sehingga tekanannya menjadi turun. Proses ini berlangsung secara isentalpik,.

Proses 11-8

Proses ini merupakan proses evaporasi. Pada proses ini refrigeran menyerap panas dari refrigeran pada tingkat kedua. Keluaran dari evaporator pre-cooler ini diharapkan sudah berwujud uap semua sehingga tidak akan merusak kompresor. Proses ini berlangsung secara isotermik. Dengan adanya proses ini, refrigeran pada tingkat kedua akan mengalami penurunan temperatur di bawah temperatur lingkungan sebelum masuk ke dalam heat exchanger.

2.6. EKSERGI SISTEM

2.6.1. Definisi Eksergi

Eksergi dalam hal ini dilihat berdasarkan konsep refrigerasi. Performa sistem yang menyerap dan membuang panas ke lingkungan sangat berhubungan dengan tekanan dan temperatur lingkungan itu sendiri. Kerja yang dibutuhkan oleh mesin pendingin untuk menimbulkan efek pendinginan tergantung dari temperatur lingkungan. Kerja yang dibutuhkan dapat diminimalisasikan ketika mesin pendingin beroperasi pada proses yang reversible seperti: Carnot, Stirling, dan sebagainya yang mana transfer panas di antara refrigeran dan lingkungan terjadi pada temperatur yang mendekati nol. Apabila ada sejumlah panas Q pada temperatur T , maka kerja minimum (W_{rev}) yang dibutuhkan untuk menyerap panas sebesar Q pada temperatur T dan membuang panas tersebut ke lingkungan pada temperatur lingkungan disebut dengan eksergi.

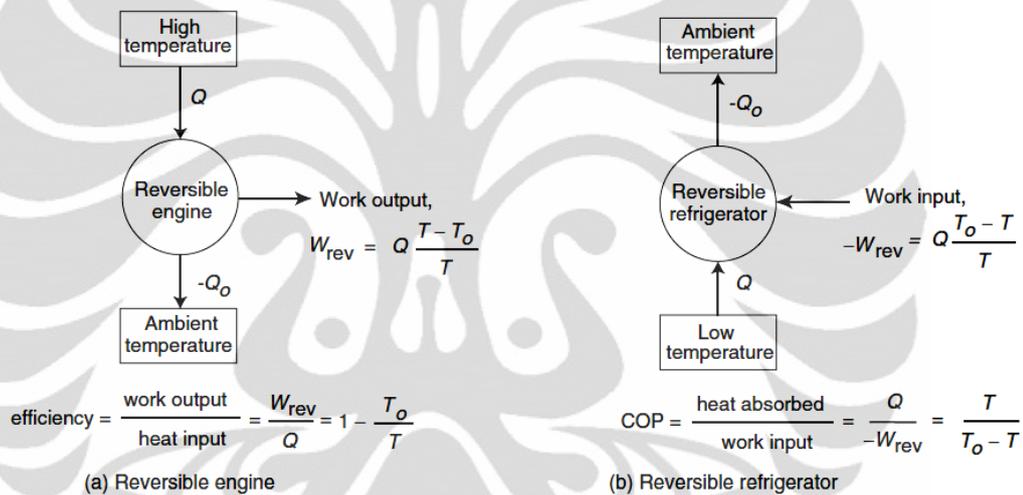
Coefficient of Performance (COP) pada sistem pendingin untuk proses yang *reversible* berhubungan dengan temperatur panas yang diserap (T) dan temperatur lingkungan (T_0) sesuai dengan persamaan:

$$COP_{rev} = \frac{Q}{W_{rev}} = \frac{T}{T_0 - T}$$

Eksergi atau kerja minimum (W_{rev}) yang dibutuhkan untuk menyerap panas Q pada temperatur T melalui proses *reversible* dinyatakan dengan persamaan:

$$W_{rev} = Q \left(\frac{T_0 - T}{T} \right)$$

Untuk kasus heat engine, eksergi merupakan kerja maksimum yang dapat diperoleh dari *heat engine* dengan menyerap panas Q pada temperatur T dan kemudian membuangnya ke lingkungan pada temperatur T_0 .



Gambar 2.15 Skema Heat Engine dan Mesin Pendingin

Konsep eksergi dapat diperluas ke sistem yang lain. Apabila ada sebuah heat engine yang panasnya berasal dari aliran fluida seperti pada gambar di bawah dimana aliran fluida masuk pada titik 1 dan aliran fluida keluar pada titik 2, maka hukum termodinamika pertama dan kedua untuk sistem tersebut dapat dituliskan:

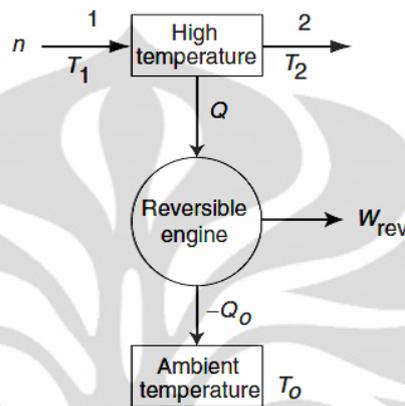
$$W_{rev} = Q + Q_0 = n(h_1 - h_2) + Q_0$$

$$n(s_1 - s_2) + \frac{Q_0}{T_0} = 0$$

dimana W_{rev} adalah kerja yang dihasilkan heat engine, dan n adalah jumlah mol aliran fluida.

Dengan mensubstitusikan kedua persamaan di atas, diperoleh persamaan kerja yang dapat dihasilkan melalui aliran fluida:

$$W_{rev} = n[(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)]$$



Gambar 2.16 Aliran eksergi pada heat engine

Persamaan di atas memberikan hubungan antara kerja *reversible* yang diperoleh dari aliran fluida pada titik 1 dan 2, temperatur lingkungan, dan sifat termodinamika fluida pada kedua titik. Kerja maksimum diperoleh dari aliran fluida ketika fluida tersebut didinginkan dari titik 1 ke temperatur dan tekanan lingkungan (titik 0). Eksergi spesifik dari aliran fluida dapat didefinisikan sebagai kerja maksimum yang diperoleh dari fluida ketika melakukan proses *reversible* untuk mencapai titik equilibrium dengan lingkungan, dan dinyatakan dengan persamaan:

$$e_x = \frac{W_{rev}}{n} = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

dimana e_x merupakan eksergi spesifik dari aliran fluida pada entalpi h dan entropi s , sedangkan h_0 dan s_0 merupakan entalpi dan entropi pada tekanan dan temperatur lingkungan.

2.6.2. Eksergi yang hilang dan efisiensi eksergi

Gambar di bawah merupakan ilustrasi eksergi yang masuk dan keluar sistem. Hukum termodinamika pertama dapat ditulis:

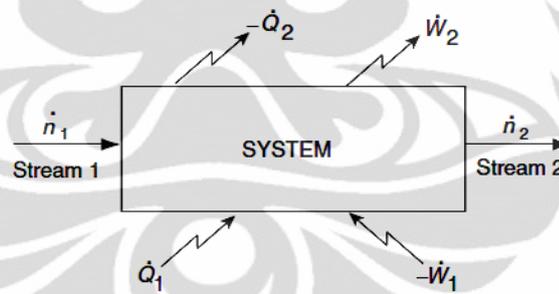
$$\dot{n}h_1 - \dot{n}_2h_2 + \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 - \dot{W}_1 - \dot{W}_2 = 0$$

Hukum termodinamika kedua (pertidaksamaan Clausius) dan ditulis:

$$\dot{n}s_1 - \dot{n}_2s_2 + \frac{\dot{Q}_1}{T_1} + \frac{\dot{Q}_2}{T_2} \leq 0$$

Kedua persamaan di atas dapat dikombinasikan dengan temperatur lingkungan T_0 :

$$\dot{n}\{h_1 - T_0s_1\} - \dot{n}_2\{h_2 - T_0s_2\} + \dot{Q}_1\left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) + \dot{Q}_2\left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) - \dot{W}_1 - \dot{W}_2 \geq 0$$



Gambar 2.17 Aliran eksergi pada sistem

Persamaan di atas juga dapat dituliskan ke dalam bentuk kesetimbangan eksergi:

$$\dot{n}ex_1 - \dot{n}_2ex_2 + \dot{Q}_1\left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) + \dot{Q}_2\left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) - \dot{W}_1 - \dot{W}_2 \geq 0$$

yang dapat dibuat dalam bentuk umum:

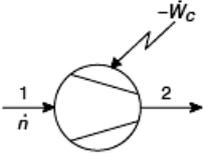
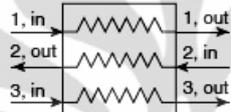
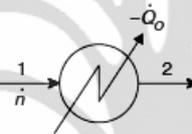
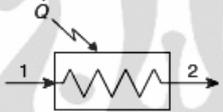
$$\sum \dot{n}_{in} ex_{in} - \sum \dot{n}_{out} ex_{out} + \sum_i \dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) + \sum_i -\dot{W}_j \geq 0$$

dimana dua variabel pertama merupakan eksergi yang keluar dan masuk sistem. Variabel ketiga merupakan daya yang dapat diperoleh dari perpindahan panas ke sistem melalui heat engine. Variabel keempat merupakan daya yang diberikan ke dalam sistem.

Ruas kiri pada persamaan di atas merupakan perbedaan antara eksergi yang masuk dan keluar sistem atau dikenal dengan nama eksergi yang hilang (exergy loss) yang dapat dinyatakan:

$$\sum \text{exergy loss masing - masing komponen} \geq 0$$

Jumlah total eksergi yang hilang adalah nol jika sistem beroperasi pada proses termodinamika reversible dan lebih besar dari nol jika sistem beroperasi pada proses yang irreversible. Exergy loss pada masing-masing komponen mesin pendingin disajikan pada tabel berikut.

Equipment	Symbol	Exergy loss (kW)
Compressor		$\Delta ex_{\text{loss}} = \dot{n}(ex_1 - ex_2) - \dot{W}_c$
Throttle valve		$\Delta ex_{\text{loss}} = \dot{n}(ex_1 - ex_2)$
Heat exchanger		$\Delta ex_{\text{loss}} = \sum_{i=1}^n \dot{n}_i (ex_{i, \text{in}} - ex_{i, \text{out}})$
Condenser or aftercooler exchanging heat with ambient		$\Delta ex_{\text{loss}} = \dot{n}(ex_1 - ex_2)$
Evaporator operating at low temperature		$\Delta ex_{\text{loss}} = \dot{n}(ex_1 - ex_2) + \dot{Q}(1 - T_o/T)$

Gambar 2.18 Exergy loss pada komponen refrigerasi

Efisiensi eksergi untuk sistem refrigerasi didefinisikan sebagai berikut.

$$\mu_{ex} = \frac{\text{daya minimum yang diperlukan pada sistem reversible}}{\text{daya aktual}}$$

Atau

$$\mu_{ex} = 1 - \frac{\sum \text{exergy loss pada masing - masing komponen}}{\text{daya aktual}}$$

Konsep efisiensi eksergi dapat juga digunakan pada proses dimana tidak terjadi transfer kerja seperti mesin pendingin dengan siklus terbuka Linde-Hampson. Efisiensi eksergi dapat juga ditentukan dengan menggunakan kontrol

volum. Pada seluruh kasus, daya aktual yang diperlukan dapat diganti dengan eksergi yang dikeluarkan:

$$\mu_{ex} = 1 - \frac{\sum \text{exergy loss pada masing - masing komponen}}{\text{eksergi yang dikeluarkan}}$$

Atau

$$\mu_{ex} = 1 - \frac{\sum \dot{n}_{in} ex_{in} - \sum \dot{n}_{out} ex_{out} + \sum_i \dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) + \sum_j -\dot{W}_j}{\text{eksergi yang dikeluarkan}}$$

Eksergi yang dikeluarkan tergantung dari jenis sistem. Ketika sistem menerima panas dan menghasilkan kerja pada heat engine, eksergi yang dikeluarkan sistem adalah $Q(1-T_0/T)$. Ketika sistem menerima kerja dan menyerap panas pada mesin pendingin, eksergi yang dikeluarkan adalah $-W$ [10].

BAB III

METODE PENELITIAN

Metode penelitian melalui simulasi dilakukan dengan menggunakan software Matlab 8.5 yang diintegrasikan dengan software Refprop 8.0 (NIST 23 database). Metode simulasi ini merupakan idealisasi sistem dari sistem refrigerasi yang telah dibuat. Simulasi ini dilakukan dengan dua jenis sistem, yaitu sistem pendingin Joule-Thomson dengan satu tingkat (tanpa *precooler*) dan dengan menggunakan *precooler*. Penjelasan proses dari masing-masing sistem dijabarkan berikut ini.

3.1. ANALISIS SISTEM TINGKAT PERTAMA

Analisis sistem Joule-Thomson menggunakan proses iterasi untuk mendapatkan performa sistem. Proses iterasi dimulai dengan menentukan entalpi pada titik 10 (h_{10}) yang dihitung dengan berdasarkan:

$$h_{10} = \text{entalpi}(T_{amb}, P_{1,high}, y_1)$$

Entalpi dan temperatur pada titik 11 (h_{11} dan T_{11}) untuk aliran refrigeran yang masuk ke *heat exchanger precooling* dapat dihitung dengan mengasumsikan proses ekspansi terjadi secara isentalpik:

$$h_{11} = h_{10}$$

$$T_{11} = \text{temperatur}(h_{11}, P_{1,low}, y_1)$$

Perbedaan temperatur pada *precooling evaporator* ($\Delta T_{cold,pc}$) divariasikan hingga perbedaan temperatur minimum pada *precooling evaporator* ($\Delta T_{cold,rec}$) tercapai. Temperatur dan entalpi pada titik 4 (T_4 dan h_4) dapat dihitung:

$$T_4 = T_{11} + (\Delta T_{cold,pc})$$

$$h_4 = \text{entalpi}(T_4, P_{2,high}, y_2)$$

Refrigeran yang digunakan pada tingkat pertama diasumsikan ketika keluar dari evaporator berfasa saturated vapor. Entalpi refrigeran setelah keluar dari *precooling evaporator* (h_8) :

$$h_8 = \text{entalpi}(x_8=1, P_{1,low}, y_1)$$

Sedangkan entalpi yang masuk ke *precooling evaporator* untuk tingkat kedua dapat dihitung:

$$h_3 = \text{entalpi}(T_{amb}, P_{2,high}, y_2)$$

Perbandingan laju aliran massa pada refrigeran di tingkat pertama dan kedua (MR) didefinisikan:

$$MR = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2}$$

Dan dihitung dengan menggunakan persamaan keseimbangan energi pada *precooling evaporator*:

$$MR = (h_3 - h_4)/(h_8 - h_{11})$$

Laju aliran kalor di dalam *precooling evaporator* dihitung berdasarkan laju aliran massa untuk tingkat kedua dihitung:

$$\frac{\dot{Q}_{pc}}{\dot{m}_2} = MR(h_8 - h_{11})$$

Precooling heat exchanger dibagi ke dalam bagian-bagian yang kecil sejumlah N_p . Bagian pertama dari heat exchanger terletak pada ujung sisi hangat (*hot end*) dari *precooling evaporator* seperti yang ditunjukkan pada gambar di bawah. Entalpi pada tingkat pertama yang keluar dari *precooling evaporator* sama dengan entalpi pada titik pertama pada *heat exchanger*

$$h_{1,pc,0} = h_8$$

Entalpi dari campuran pada tingkat kedua yang masuk ke dalam *precooling evaporator* sama dengan entalpi campuran pada titik pertama *heat exchanger*

$$h_{2,pc,0} = h_3$$

Entalpi pada aliran hangat dan dingin pada masing-masing segmen *heat exchanger* dihitung dengan menggunakan keseimbangan energi.

$$h_{1,pc,i} = h_{1,pc,i-1} - \frac{\dot{Q}_{pc}}{m_{2nd}} \frac{1}{N_{pc} MR} \quad i = 1 \dots N_{pc}$$

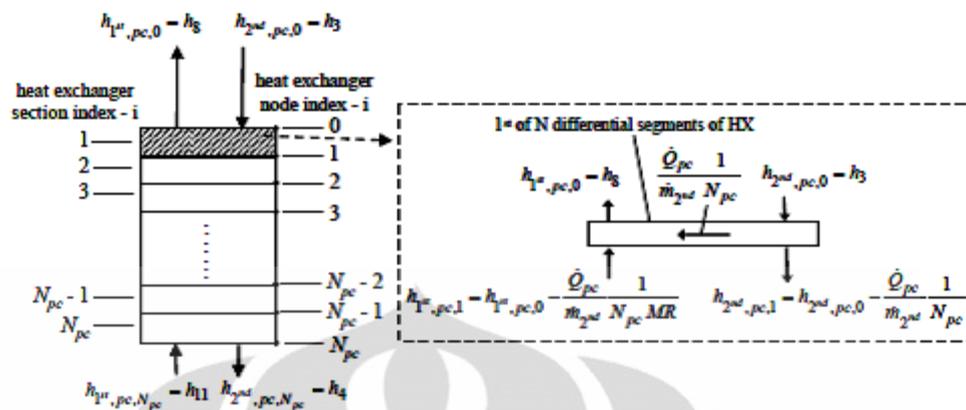
$$h_{2,pc,i} = h_{2,pc,i-1} - \frac{\dot{Q}_{pc}}{m_{2nd}} \frac{1}{N_{pc}} \quad i = 1 \dots N_{pc}$$

Temperatur pada sisi masuk dan keluar pada masing-masing bagian *heat exchanger* dihitung berdasarkan tekanan dan temperatur.

$$T_{1,pc,i} = \text{temperatur}(h_{1,pc,i}, P_{1,low}, y_1) \quad i = 1 \dots N_{pc}$$

$$T_{2,pc,i} = \text{temperatur}(h_{2,pc,i}, P_{2,high}, y_2) \quad i = 1 \dots N_{pc}$$

Pinch point temperature difference didefinisikan sebagai perbedaan temperatur minimum antara aliran hangat dan dingin di setiap tempat pada *precooling heat exchanger*.



Gambar 3.1 Diskritisasi *heat exchanger* pada *precooler*

(Harrison M. Skye,(2011).Modeling, Experimenttion and Optimization for a Mixed Gas Joule-Thomson Cycle with Precooling for Cryosurgery. Madison: University of Wisconsin)

Ukuran dari *heat exchanger* merupakan fungsi dari *pinch point temperature difference*. Semakin kecil nilai *pinch point temperature* akan mengakibatkan semakin besarnya nilai konduktansi *heat exchanger* secara keseluruhan. Beban ujung *cryoprobe* juga bergantung pada *pinch point temperature*. Semakin kecil nilai *pinch point temperature* baik pada *recuperator* maupun *precooling evaporator*, maka beban pada ujung *cryoprobe* akan semakin besar. Oleh karena itu, sistem *cryoprobe* (Q_{load}/UA_{total}) menyeimbangkan ukuran *heat exchanger* dan beban *cryoprobe* relatif terhadap *pinch point temperature*. Pada simulasi ini *pinch point temperature* baik pada *precooling evaporator* dan *recuperator* menggunakan asumsi awal 2 K.

Konduktansi *precooler* (UA_{pc} yang menunjukkan ukuran *heat exchanger*) dapat dihitung dengan menggunakan hubungan *effectiveness-NTU* untuk *counterflow heat exchanger* asalkan kapasitas panas spesifik refrigeran konstan sepanjang *heat exchanger*. Namun, panas spesifik untuk campuran refrigeran sangat sensitif terhadap perubahan temperatur sehingga akan bervariasi secara signifikan di dalam *heat exchanger*. Jika *heat exchanger* dibagi ke dalam bagian-bagian yang sangat kecil (N_{pc} besar) maka kapasitas panas spesifik pada masing-masing bagian bisa mendekati konstan sehingga solusi *effectiveness-NTU* dapat digunakan untuk menghitung konduktansi pada masing-masing bagian [11]. Konduktansi *heat exchanger* total dihitung dengan menjumlahkan konduktansi

pada masing-masing bagian *heat exchanger*. Panas spesifik refrigeran dihitung dengan persamaan:

$$\bar{c}_{1,pc,i} = \frac{h_{1,pc,i-1} - h_{1,pc,i}}{T_{1,pc,i-1} - T_{1,pc,i}} \quad i = 1 \dots N_{rec}$$

$$\bar{c}_{2,pc,i} = \frac{h_{2,pc,i-1} - h_{2,pc,i}}{T_{2,pc,i-1} - T_{2,pc,i}} \quad i = 1 \dots N_{rec}$$

Keefektifan pada masing-masing segmen ($\varepsilon_{pc,i}$) didefinisikan sebagai rasio laju aliran kalor aktual dan laju aliran kalor maksimum yang mungkin terjadi pada bagian tersebut.

$$\varepsilon_{pc,i} = \frac{\left(\frac{\dot{Q}_{pc}}{\dot{m}_{2nd}} \frac{1}{N_{pc}} \right)}{\min(\bar{c}_{2,pc,i}, \bar{c}_{1,pc,i} MR) (T_{1,pc,i-1} - T_{2,pc,i})} \quad i = 1 \dots N_{rec}$$

Yang perlu diperhatikan di sini adalah bahwa kapasitas untuk aliran refrigeran tingkat satu harus diskala dengan menggunakan rasio laju aliran massa MR untuk membandingkan kapasitas pada kedua aliran. Konduktansi pada masing-masing elemen *heat exchanger* adalah:

$$\frac{UA_{pc,i}}{\dot{m}_{2nd}} = \min(\bar{c}_{2,pc,i}, \bar{c}_{1,pc,i} MR) \frac{\ln \left(\frac{\varepsilon_{pc,i} C_{r,pc,i} - 1}{\varepsilon_{pc,i} C_{r,pc,i} - 1} \right)}{(C_{r,pc,i} - 1)} \quad i = 1 \dots N_{rec}$$

dimana $C_{r,pc,i}$:

$$C_{r,pc,i} = \frac{\min(\bar{c}_{2,pc,i}, \bar{c}_{1,pc,i} MR)}{\max(\bar{c}_{2,pc,i}, \bar{c}_{1,pc,i} MR)} \quad i = 1 \dots N_{rec}$$

Konduktansi total untuk *precooler* per satuan aliran massa tingkat dua dihitung dengan menjumlahkan masing-masing elemen:

$$\frac{UA_{pc}}{\dot{m}_{2nd}} = \sum_{i=1}^{N_{rec}} \frac{UA_{pc,i}}{\dot{m}_{2nd}}$$

Daya kompresor untuk kedua tingkat dihitung dengan asumsi proses kompresi terjadi secara isentropik dengan efisiensi isentropik, $\mu_{comp,1} = 0,75$. Entropi pada titik 8:

$$S_8 = \text{entropi}(h_8, P_{low,1}, y)$$

sehingga entalpi pada titik 9:

$$h_9 = h_8 + \frac{\text{entalpi}(s_8, P_{high,1}, y) - h_8}{\eta_{comp,1}}$$

Dan kerja kompresor per satuan aliran massa tingkat dua:

$$\frac{\dot{W}_{comp}}{\dot{m}} = (h_9 - h_8)$$

3.2. ANALISIS SISTEM TINGKAT KEDUA

Temperatur T_1 dan entalpi h_1 yang merupakan temperatur dan entalpi yang keluar dari heat exchanger dapat dihitung karena T_4 telah ditentukan. Antara T_1 dan T_4 terdapat ΔT_{hot} yang merupakan perbedaan temperatur pada ujung hangat heat exchanger. Jadi hubungan antara T_1 dan T_4 adalah

$$T_1 = T_4 - \Delta T_{hot}$$

$$h_1 = \text{entalpi}(T_1, P_{suc}, y)$$

Temperatur beban T7 merupakan data masukan sehingga h_7 dapat dicari

$$h_7 = \text{entalpi}(T_7, P_{suc}, y)$$

Total perpindahan panas heat exchanger per satuan laju massa adalah

$$\frac{\dot{Q}_{rec}}{\dot{m}} = (h_1 - h_7)$$

Heat exchanger dibagi ke dalam beberapa bagian seperti ditunjukkan pada gambar dibawah. Entalpi pada campuran bertekanan rendah yang keluar dari *heat exchanger* sama dengan entalpi pada campuran bertekanan rendah pada titik pertama pada *heat exchanger*.

$$h_{c,0} = h_1$$

Entalpi campuran yang masuk ke dalam *heat exchanger* sama dengan entalpi campuran bertekanan tinggi pada titik pertama pada *heat exchanger*.

$$h_{h,0} = h_4$$

Perubahan entalpi yang terjadi pada masing-masing bagian *heat exchanger* diperoleh dengan persamaan berikut.

$$h_{c,i} = h_{c,i-1} - \frac{\dot{Q}_{rec}}{m_{2nd}} \frac{1}{N_{rec}} \quad i = 1 \dots N_{rec}$$

$$h_{h,i} = h_{h,i-1} - \frac{\dot{Q}_{rec}}{m_{2nd}} \frac{1}{N_{rec}} \quad i = 1 \dots N_{rec}$$

Perubahan temperatur yang menyertai perubahan entalpi bisa dihitung karena tekanan dan komposisi refrigeran diketahui.

$$T_{c,i} = \text{temperatur}(h_{c,i}, P_{low}, y) \quad i = 1 \dots N_{rec}$$

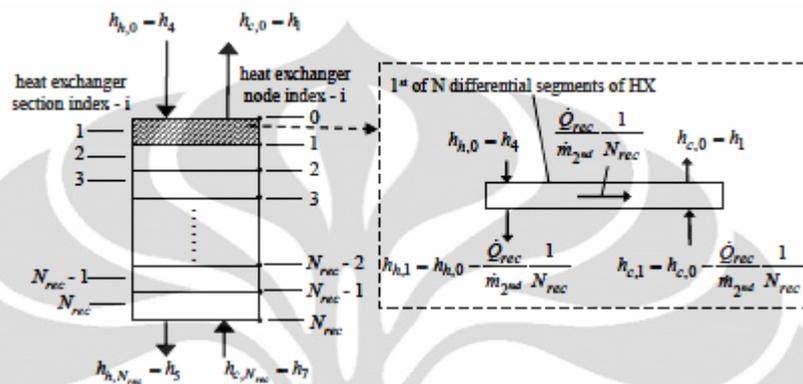
$$T_{h,i} = \text{temperatur}(h_{h,i}, P_{low}, y) \quad i = 1 \dots N_{rec}$$

Temperatur *pinch point* di dalam *heat exchanger* dihitung melalui;

$$\Delta T_{pp,rec} = \min(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad i = 1 \dots N_{rec}$$

Beban refrigerasi tiap satuan laju massa dapat dihitung dengan menggunakan perbedaan entalpi diantara dua titik *heat exchanger* pada sisi hangatnya.

$$\frac{\dot{Q}_{load}}{m_{2nd}} = \min(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad i = 1 \dots N_{rec}$$



Gambar 3.7. Pembagian *Heat Exchanger* ke dalam beberapa segmen (Harrison M. Skye.(2011).Modeling, Experimenttion and Optimization for a Mixed Gas Joule-Thomson Cycle with Precooling for Cryosurgery. Madison: University of Wisconsin)

Entalpi h_6 dan temperatur T_6 setelah pipa ekspansi dapat dihitung berdasarkan entalpi campuran yang meninggalkan *heat exchanger* pada sisi panasnya ($h_{h,Nrec}$ sama dengan h_5) dengan mengasumsikan bahwa ekspansi terjadi secara isentalpik.

$$h_6 = h_{h,Nrec}$$

$$T_6 = \text{temperatur}(h_6, P_{low}, y)$$

Kapasitas panas spesifik fluida pada masing-masing bagian *heat exchanger* pada aliran panas dan dingin dihitung dengan persamaan:

$$\bar{c}_{c,i} = \frac{h_{c,i-1} - h_{c,i}}{T_{c,i-1} - T_{c,i}} \quad i = 1 \dots N_{rec}$$

$$\bar{c}_{h,i} = \frac{h_{h,i-1} - h_{h,i}}{T_{h,i-1} - T_{h,i}} \quad i = 1 \dots N_{rec}$$

Efektivitas masing-masing bagian *heat exchanger* adalah:

$$\varepsilon_{rec,i} = \frac{\left(\frac{\dot{Q}_{rec}}{\dot{m}_{2nd}} \frac{1}{N_{rec}}\right)}{\min(\bar{c}_{h,i}, \bar{c}_{c,i})(T_{h,i-1} - T_{c,i})} \quad i = 1 \dots N_{rec}$$

Konduktansi pada masing-masing bagian *heat exchanger* adalah:

$$\frac{UA_{rec,i}}{\dot{m}_{2nd}} = \min(\bar{c}_{h,i}, \bar{c}_{c,i}) \frac{\ln\left(\frac{\varepsilon_{rec,i} C_{r,rec,i} - 1}{\varepsilon_{rec,i} C_{r,rec,i} - 1}\right)}{(C_{r,rec,i} - 1)} \quad i = 1 \dots N_{rec}$$

dimana:

$$C_{r,rec,i} = \frac{\min(\bar{c}_{h,i}, \bar{c}_{c,i})}{\max(\bar{c}_{h,i}, \bar{c}_{c,i})} \quad i = 1 \dots N_{rec}$$

Konduktansi total *heat exchanger* diperoleh dengan menambahkan konduktansi pada masing-masing bagian *heat exchanger*.

$$\frac{UA_{rec}}{\dot{m}_{2nd}} = \sum_{i=1}^{N_{rec}} \frac{UA_{rec,i}}{\dot{m}_{2nd}}$$

Kerja kompresor per satuan laju massa dihitung dengan asumsi efisiensi isentropiknya 0,075

$$s_1 = \text{entropi}(h_1, P_{low}, y)$$

$$h_2 = h_1 + \frac{\text{entalpi}(s_1, P_{high}, y) - h_1}{\eta_{comp}}$$

sehingga kerja kompresor pada tingkat kedua:

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

3.3. PENGHITUNGAN EFISIENSI EKSERGETIK SISTEM

Parameter yang digunakan dalam simulasi ini adalah berdasarkan nilai eksergi refrigerannya. Parameter performa sistem dinyatakan dalam efisiensi eksergetik sistem pada *cold box* ($\mu_{ex,cb}$), kapasitas pendinginan volumetrik (Q_v), dan efek refrigerasi spesifik (Δh_{min}). Berikut adalah penjelasan tentang persamaan yang digunakan untuk menghitung parameter tersebut.

Panas yang diserap sistem dapat dinyatakan dalam bentuk entalpi refrigeran melalui persamaan kesetimbangan energi yang melewati *heat exchanger*, katup ekspansi, dan evaporator.

$$\dot{Q} = \dot{n}(h_1 - h_4)$$

Efisiensi eksergi berdasarkan temperatur refrigeran yang keluar dari evaporator (T_{evap}) dinyatakan dalam persamaan:

$$\mu_{ex} = \frac{\dot{Q}}{-\dot{W}_c} \left(\frac{T_0}{T_{evap}} - 1 \right)$$

Efisiensi eksergi sistem pendingin juga dapat merupakan perkalian efisiensi eksergi pada *cold box* (*heat exchanger*, katup ekspansi, dan evaporator) ($\mu_{ex,cb}$) dan efisiensi eksergi dari kompresor dan kondensor ($\mu_{ex,cs}$).

$$\mu_{ex} = \mu_{ex,cb} \cdot \mu_{ex,cs}$$

Efisiensi eksergi dari *cold box* ($\mu_{ex,cb}$) dinyatakan dalam persamaan:

$$\mu_{ex,cb} = \frac{\dot{Q}}{\dot{n}(ex_4 - ex_1)} \left(\frac{T_0}{T} - 1 \right) = \frac{h_1 - h_4}{ex_4 - ex_1} \left(\frac{T_0}{T} - 1 \right)$$

$$\mu_{ex,cb} = \frac{\left(\frac{T_0}{T} - 1 \right)}{\left(T_0 \frac{s_4 - s_1}{h_4 - h_1} - 1 \right)}$$

Efisiensi eksergi pada kompresor dan kondensor ($\mu_{ex,cs}$) dinyatakan dalam persamaan:

$$\mu_{ex,cs} = \frac{\dot{n}(ex_1 - ex_4)}{-\dot{W}_c}$$

Oleh karena itu, efisiensi eksergi sistem pendingin Joule-Thomson tergantung dari variasi entropi dan entalpi refrigeran pada tekanan di temperatur ruang. Komposisi campuran dapat dipilih berdasarkan nilai perbandingan $(h_5 - h_2)/(s_5 - s_2)$.

Kapasitas pendinginan volumetrik (Q_v) dinyatakan dalam persamaan:

$$Q_v = \rho_l(h_1 - h_4)$$

dimana ρ_l merupakan massa jenis dari refrigeran bertekanan rendah yang keluar dari *heat exchanger* [12].

Dalam simulasi ini juga akan dibahas mengenai *exergy loss* yang terjadi pada masing-masing komponen cold box, yaitu *heat exchanger*, evaporator, dan katup ekspansi. Berikut persamaan yang digunakan untuk menghitung *exergy loss* tersebut.

1. *Heat exchanger loss*

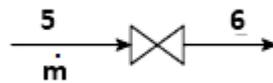
Exergy loss pada *heat exchanger* dihitung dengan menjumlahkan selisih eksergi yang masuk dan keluar pada kedua sisi *heat exchanger*.



$$\Delta ex_{loss} = m(ex_4 - ex_5) + (ex_7 - ex_1)$$

2. *Valve loss*

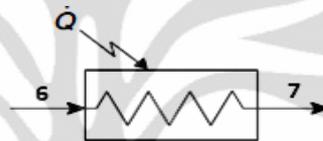
Exergy loss pada katup ekspansi dihitung berdasarkan selisih eksergi yang masuk dan keluar katup ekspansi.



$$\Delta ex_{loss} = m(ex_5 - ex_6)$$

3. Evaporator loss

Exergy loss pada evaporator dihitung berdasarkan selisih eksergi yang masuk dan keluar evaporator dengan ditambahkan kalor yang masuk ke dalam evaporator.

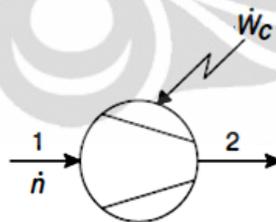


$$\Delta ex_{loss} = m(ex_6 - ex_7) + Q \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$$

Adapun pada bagian kompresor, *exergy loss* dihitung dengan rumus berikut:

1. Kompresor

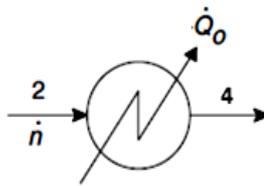
Exergy loss pada kompresor dihitung berdasarkan selisih dari eksergi yang masuk dan keluar kompresor ditambah kerja kompresor.



$$\Delta ex_{loss} = m(ex_1 - ex_2) + \dot{W}_c$$

2. Kondenser

Exergy loss pada kondenser dihitung berdasarkan selisih eksergi yang masuk dan keluar kondenser.



$$\Delta ex_{loss} = \dot{m}(ex_2 - ex_4)$$

Dalam analisis data pada bab berikutnya akan disajikan prosentase eksergi yang hilang pada masing-masing komponen. Dari prosentase tersebut akan diketahui bagian mana yang mengalami kehilangan eksergi paling besar yang kemudian dapat dilakukan optimasi sistem untuk mendapat performa yang terbaik.



BAB IV

ANALISIS DATA

4.1. PENGUJIAN PROGRAM SIMULASI

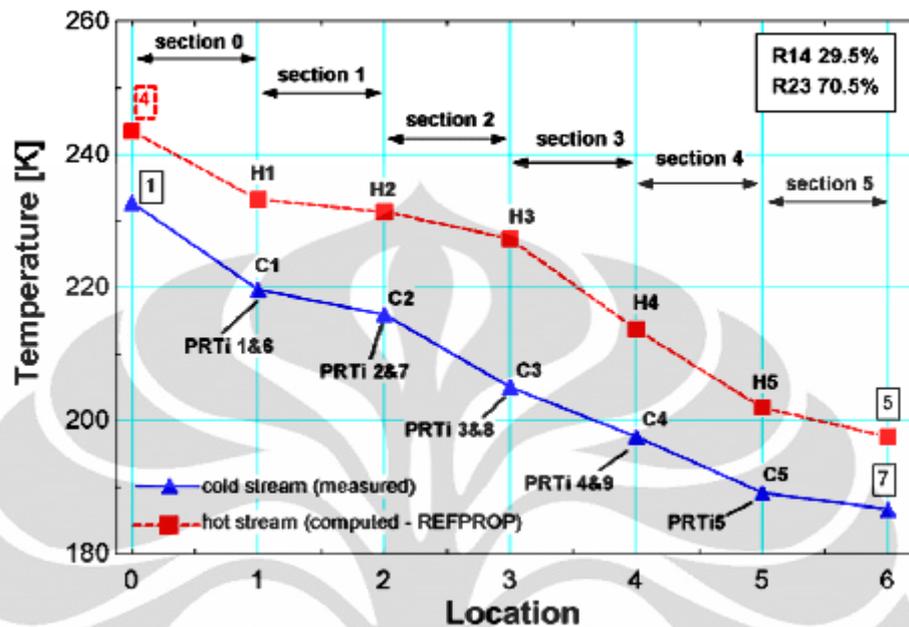
Sebelum melakukan optimasi pada sistem pendingin Joule-Thomson, terlebih dahulu dilakukan pengujian terhadap reliabilitas program sehingga saat melakukan simulasi data-data yang diperoleh akurat. Simulasi ini menggunakan program matlab versi 8.5 yang diintegrasikan dengan program refprop versi 8.0 yang mengacu pada program NIST Standard Reference Database 23. Program yang menjadi acuan dalam pembuatan program simulasi ini adalah program yang dibuat oleh Harrison M. Skye pada disertasinya yang berjudul “Modeling, Experimentation and Optimization for a Mixed Gas Joule-Thomson Cycle with Precooling for Cryosurgery”.

Dalam melakukan simulasinya, H. Skye menggunakan program NIST 4 yang dibantu dengan program EES. NIST 4 merupakan versi terbaru dari program NIST 23. Namun, karena program ini tidak terlalu banyak mengalami perubahan maka pengujian dengan program ini masih bisa digunakan.

Pada pengujian ini akan dibandingkan hasil simulasi yang dilakukan oleh H. Skye pada halaman 169 mengenai perubahan temperatur yang terjadi di dalam heat exchanger. Dalam simulasi ini, H. Skye menetapkan tekanan discharge kompresor untuk sistem pada tingkat kedua adalah 1500 kPa dan tekanan suction 250 kPa. Refrigeran untuk sistem tingkat pertama menggunakan R410a sedangkan untuk sistem tingkat kedua menggunakan R14 dan R23 dengan perbandingan fraksi mol 29,5% dan 70,5%. Di dalam heat exchanger dianggap terjadi penurunan tekanan pada refrigeran yang bertekanan tinggi (hot side) yang besarnya linear pada masing-masing segmen, dan tidak terjadi penurunan tekanan pada refrigeran yang bertekanan rendah (cold side). Heat exchanger dibagi ke dalam enam segmen seperti pada grafik untuk melihat penurunan temperatur tiap bagiannya.

Hasil dari simulasi ini yaitu pada sisi masuk heat exchanger untuk refrigeran yang bertekanan tinggi (hot side) temperatur refrigeran sekitar 244 K dan sisi keluarnya turun mencapai 196 K. Sedangkan pada aliran refrigeran yang

bertekanan rendah (cold side) sisi masuk bertemperatur 186 K dan keluar menjadi 232 K.

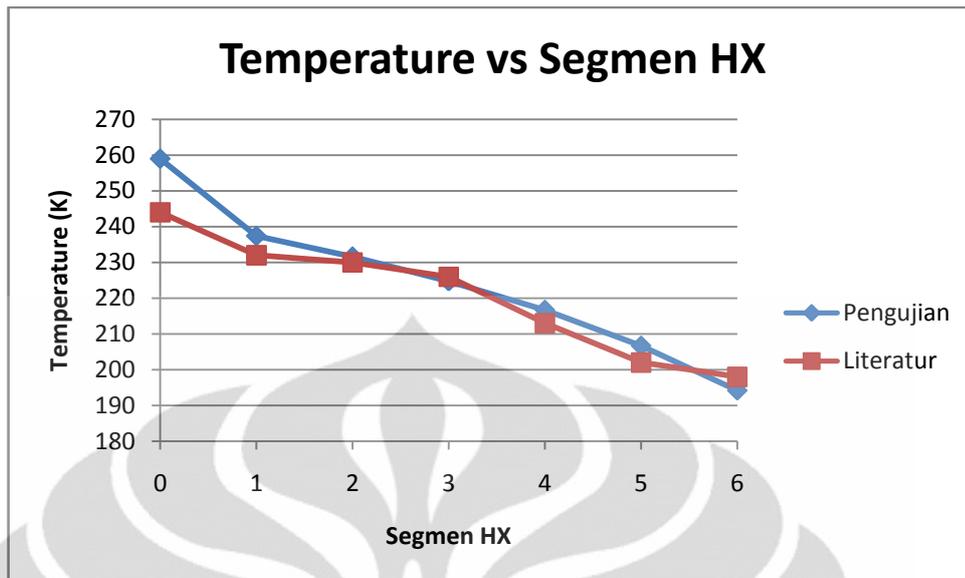


Gambar 4.1 Grafik perubahan temperatur di dalam Heat Exchanger pada disertasi H. Syke

Sedangkan pada simulasi menggunakan program refprop 8.5 diperoleh data sebagai berikut. Refrigeran hangat yang masuk ke dalam heat exchanger bertemperatur 259 K dan turun pada sisi keluar hingga 194,167 K. Sedangkan pada refrigeran dingin yang masuk ke dalam heat exchanger bertemperatur 188,195 K dan naik mencapai temperatur 249 K.

Tabel 4.1 Perbandingan temperatur dalam Heat Exchanger dengan menggunakan program NIST 23 dan NIST 4

Lokasi	Hasil simulasi skripsi ini	Hasil simulasi H. Syke
0	259,0045	244
1	237,3835	232
2	231,5455	230
3	224,7527	226
4	216,6529	213
5	206,7182	202
6	194,167	198



Gambar 4.2 Grafik perbandingan hasil simulasi oleh Skye dan skripsi ini

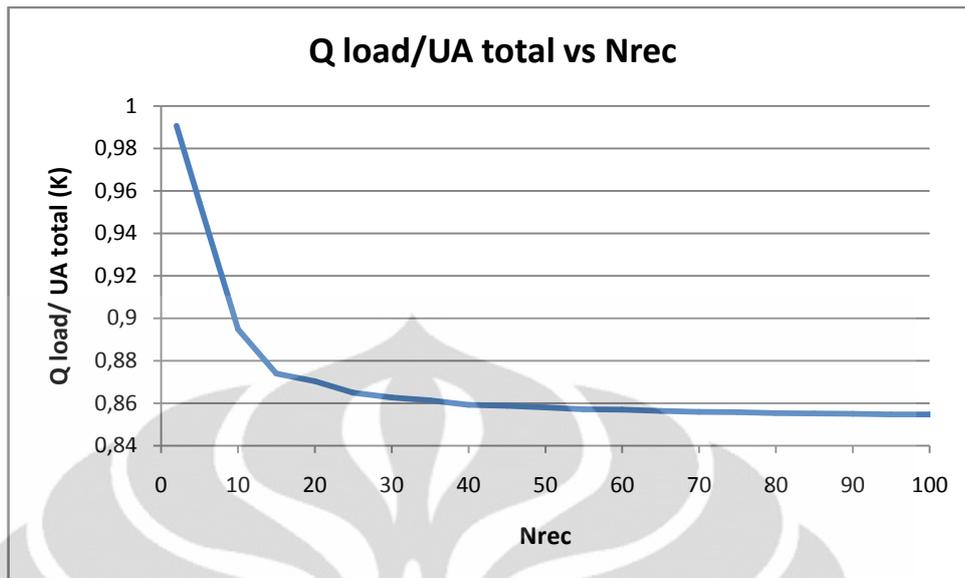
Karena perbedaan temperatur kedua simulasi tidak teralalu jauh maka program ini dapat dikatakan sudah cukup baik.

4.2. PERBANDINGAN HASIL MELALUI DISKRITISASI HEAT EXCHANGER

Dalam simulasi ini heat exchanger baik precoolers maupun recuperator dibagi ke dalam beberapa segmen untuk mendapatkan data yang lebih akurat. Di bawah ini disajikan grafik pengaruh jumlah pembagian segmen pada recuperator heat exchanger terhadap beban pendinginan per konduktansi heat exchanger.

Tabel 4.2 Spesifikasi desain simulasi untuk diskritisasi heat exchanger

P1 discharge	1550 kPa
P1 suction	100 kPa
P2 discharge	1400 kPa
P2 suction	250 kPa
T ambient	301,15 K
T load	180 K
ΔT_{pc}	2 K
ΔT_{rec}	2 K
Nrec1	7 segmen
Nrec2	7 segmen

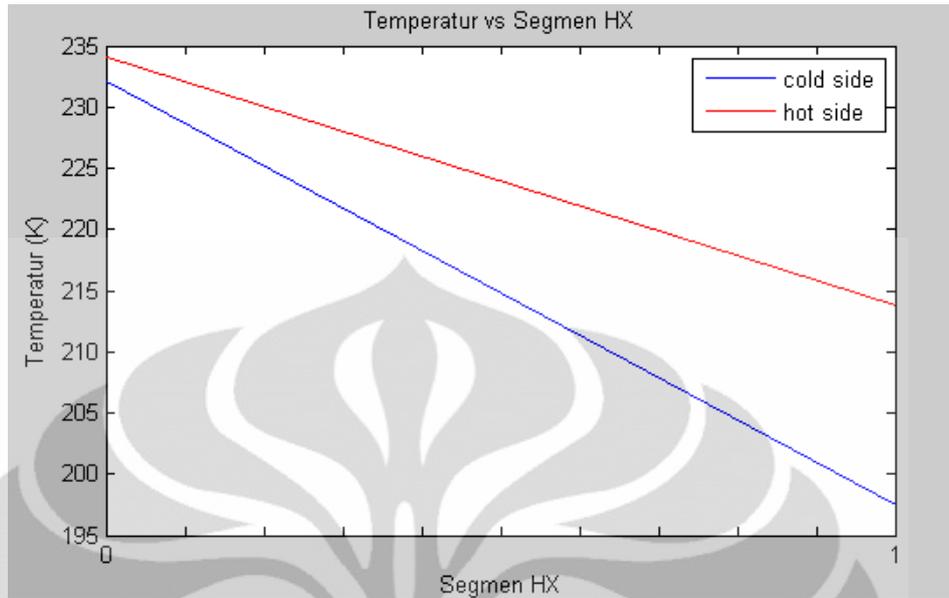


Gambar 4.3 Grafik perbedaan nilai Q_{load}/UA berdasarkan variasi jumlah segmen Heat Exchanger

Pada grafik di atas tampak bahwa beban pendinginan per konduktansi heat exchanger mengalami perubahan nilai dengan bertambahnya jumlah segmen heat exchanger. Perubahan yang sangat drastis terjadi pada jumlah N_{rec} yang kecil hingga mencapai angka 15. Mulai angka tersebut nilai Q_{load}/UA_{total} mulai cukup stabil dan hanya mengalami perubahan kecil mulai angka 50. Dari grafik di atas terlihat bahwa terjadi perbedaan yang cukup signifikan antara heat exchanger yang dibagi-bagi ke dalam beberapa elemen dengan heat exchanger yang dianggap hanya satu bagian. Tanpa melakukan diskritisasi heat exchanger, penghitungan Q_{load}/UA diperoleh nilai 0,991 sedangkan dengan melakukan diskritisasi heat exchanger nilai Q_{load}/UA untuk pembagian sebanyak 50 bagian ($N_{rec}=50$) adalah 0,854. Dengan hasil diskritisasi ini kita akan mengetahui bahwa ternyata beban heat exchanger tidak terlalu besar. Oleh karena itu, diskritisasi heat exchanger sangat perlu untuk menghindari terjadinya kesalahan desain dalam perancangan sistem sehingga dapat menekan biaya dan material yang digunakan.

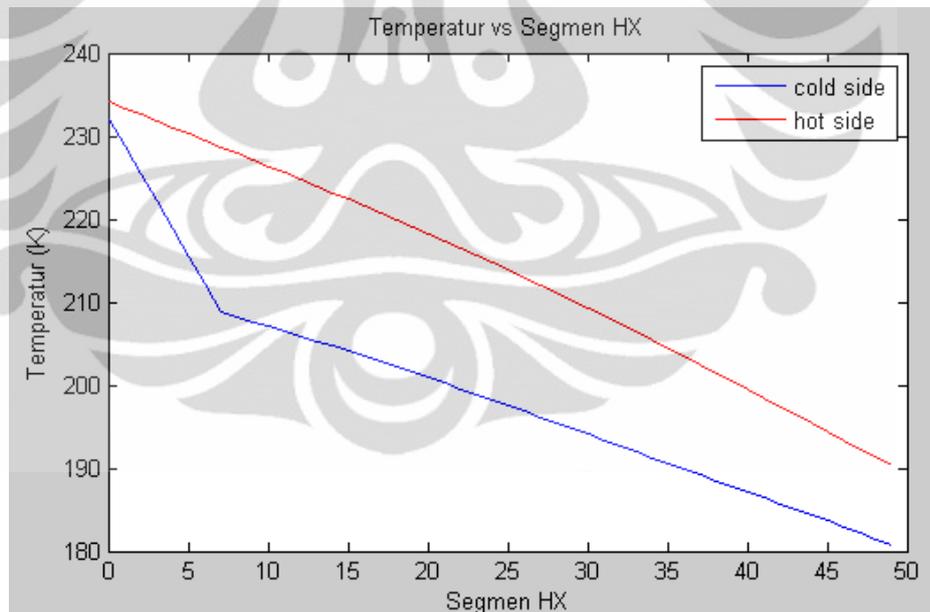
Di bawah ini disajikan grafik perbedaan temperatur dan entalpi tanpa menggunakan diskritisasi dan dengan menggunakan diskritisasi.

$N_{rec} = 2$ (tanpa diskritisasi)



Gambar 4.4 Grafik perubahan temperatur per segmen Heat Exchanger tanpa diskritisasi

$N_{rec} = 50$ (diskritisasi)

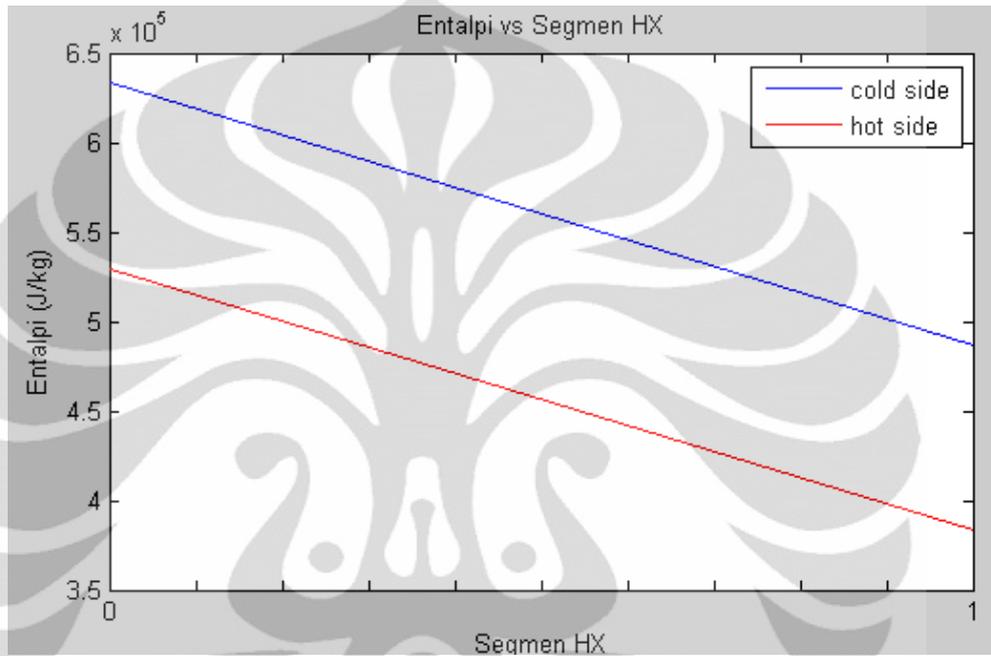


Gambar 4.5 Grafik perubahan temperatur per segmen Heat Exchanger dengan diskritisasi

Dari grafik di atas tampak perbedaan antara hasil simulasi yang menggunakan diskritisasi dan tanpa diskritisasi. Pada simulasi yang tidak menggunakan diskritisasi, perubahan temperatur cenderung linear. Temperatur pada ujung exchanger untuk hot side 213,835 K dan untuk cold side 157,512 K.

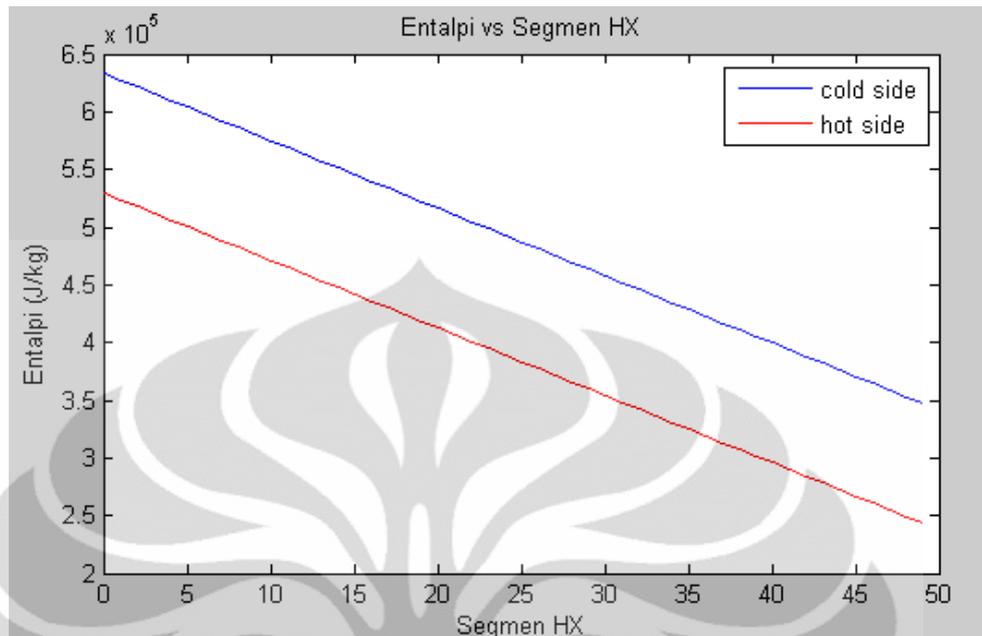
Sedangkan pada simulasi yang tidak menggunakan diskritisasi perubahan temperatur tidak terjadi secara linear dan temperatur akhir pada heat exchanger lebih rendah dibanding yang tanpa diskritisasi, yaitu untuk hot side 190,326 K dan untuk cold side 180,739 K.

$N_{rec} = 2$ (tanpa diskritisasi)



Gambar 4.6 Grafik perubahan entalpi per segmen Heat Exchanger tanpa diskritisasi

$N_{rec} = 50$ (dengan diskritisasi)



Gambar 4.7 Grafik perubahan entalpi per segmen Heat Exchanger dengan diskritisasi

Pada grafik entalpi dapat dilihat perbedaan yang cukup signifikan pada entalpi di ujung heat exchanger. Untuk tanpa diskritisasi entalpi pada hot side heat exchanger sebesar 383,33 kJ/kg sedangkan dengan diskritisasi sebesar 243,24 kJ/kg. Pada cold side, untuk yang tanpa diskritisasi entalpi pada ujung heat exchanger sebesar 487,06 kJ/kg, sedangkan dengan diskritisasi sebesar 346,96 kJ/kg. Berdasarkan hasil simulasi ini maka pada simulasi berikutnya digunakan simulasi yang menggunakan diskritisasi dengan N_{rec} 50 sebagai nilai diskritisasi minimum yang tetap menunjukkan hasil yang akurat. Dengan nilai yang lebih akurat ini diharapkan dapat dihindari sebisa mungkin kesalahan desain dalam merancang sistem pendingin Joule-Thomson. Kesalahan desain dapat berarti pemborosan material dan biaya produksi.

4.3. VARIASI CAMPURAN HIDROKARBON

Sub-bab ini menjelaskan simulasi sistem refrigerasi Joule-Thomson dengan menggunakan variasi campuran hidrokarbon pada temperatur beban 150 K. Spesifikasi desain sistem ditunjukkan pada tabel 4.2. Komponen campuran hidrokarbon berupa metana, etana, dan propana mengingat performa Refprop 8.0 yang hanya dapat mengolah data maksimal lima komponen. Rangkuman

performa sistem ditunjukkan pada tabel 4.3 dan diagram exergy loss pada komponen cold box (heat exchanger, expansion valve, evaporator) dan sistem kompresor ditunjukkan pada gambar 4.8.

Tabel 4.3 Spesifikasi desain simulasi tanpa precooler

P discharge	2000	kPa
P suction	100	kPa
T ambient	301,15	K
T load	140	K
ΔT_{rec}	5	K
Nrec	50	segmen

Tabel 4.4 Hasil simulasi sistem pendingin JT tanpa precooler

	Camp. A	Camp B.	Camp C.	Camp. D
Komponen				
Metana (mass %)	10	15	20	15
Etana (mass %)	30	25	25	20
Propana (mass %)	60	60	55	65
Parameter Performa				
Efisiensi Eksergi, $\mu_{ex,cb}$ (%)	23,54	20,01	16,19	21,3
Exergy Efficiency of Comp. & Cond., $\mu_{ex,cs}$ (%)	28,02	29,6	31,74	29,03
Total of Exergy Efficiency	6,60	5,92	5,14	6,18
Efek Refrigerasi Spesifik, Δh_{ref} , (kJ/kg)	42,997	38,607	33,499	40,299
Kapasitas Cooling Volumetrik, Q_v , (kJ/m ³)	59,358	50,77	41,381	53,924
Temperatur saturasi				
Temperatur Fasa Liquid P ₂ (K)	297,92	294,19	288,18	296,82
Temperatur Fasa Uap P ₁ (K)	224,61	207,18	197,16	206,31
Temperatur Fasa Liquid P ₂ (K)	215,78	214,56	211,79	216,13
Temperatur Fasa Uap P ₁ (K)	128,59	123,29	120,46	122,88

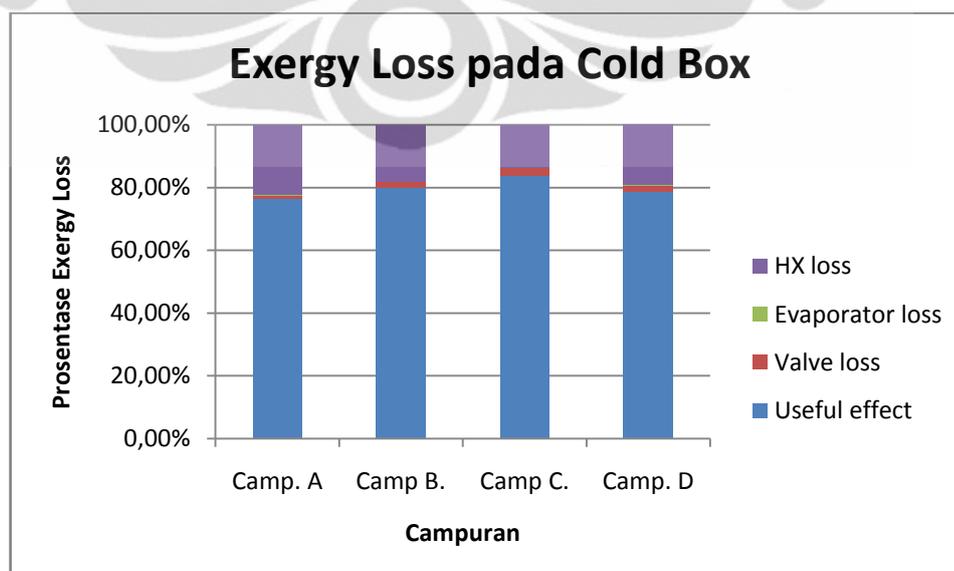
Pada simulasi ini terdapat empat jenis campuran dengan variasi fraksi massa pada masing-masing komponen. Pada campuran A, fraksi massa metana : propana : etana = 0,1 : 0,3 : 0,6. Metana mendapat porsi yang kecil karena sifatnya yang memiliki tekanan yang besar, diikuti oleh etana, kemudian propana

dengan fraksi massa terbesar. Pada campuran B, fraksi massa metana dinaikkan dan etana diturunkan, sedangkan fraksi massa propana tetap. Pada campuran C, dibandingkan dengan campuran B, fraksi massa metana dijaga dinaikkan, sedangkan fraksi massa etana dijaga tetap diikuti dengan propana yang turunkan. Hal ini untuk mengetahui pengaruh penambahan metana terhadap performa sistem. Pada campuran yang terakhir, dibandingkan dengan campuran B, fraksi massa etana diturunkan, sedangkan metana dijaga tetap diikuti dengan propana yang dinaikkan. Hal ini untuk mengetahui pengaruh pengurangan etana pada performa sistem.

Dari hasil simulasi dapat dilihat bahwa efisiensi eksergi total sistem bervariasi dari 5,14 % sampai 6,6 % sedangkan efisiensi eksergi pada cold box bervariasi antara 16,19% sampai 23,53 %. Efisiensi eksergi terbesar diperoleh pada campuran A sedangkan efisiensi eksergi terkecil diperoleh pada campuran C. Pada diagram exergy loss juga dapat dilihat bahwa terdapat variasi exergy loss pada masing-masing komponen.

Tabel 4.5 Exergy Loss pada masing-masing komponen

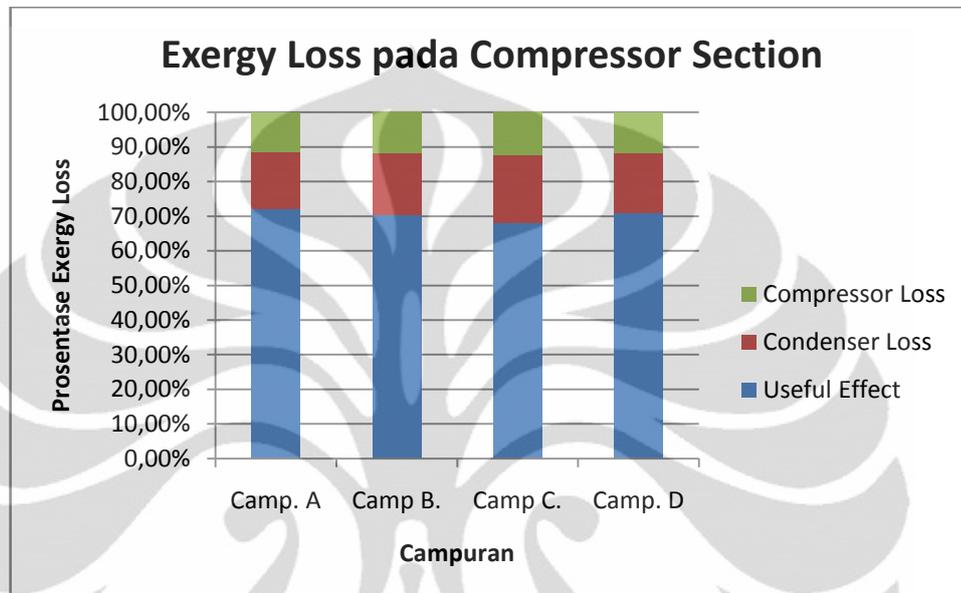
	Camp. A	Camp B.	Camp C.	Camp. D
Heat Exchanger Loss	22,26%	18,12%	13,65%	19,20%
Evaporator Loss	0,23%	0,14%	0,07%	0,18%
Valve Loss	1,05%	1,75%	2,47%	1,92%
Useful Effect	76,46%	79,99%	83,81%	78,70%



Gambar 4.8 Grafik Exergy Loss pada Cold Box

Tabel 4.6 Exergy Loss pada Compressor Section

	Camp. A	Camp B.	Camp C.	Camp. D
Compressor Loss	11,45%	11,89%	12,45%	11,75%
Condenser Loss	16,57%	17,71%	19,29%	17,28%
Useful Effect	71,98%	70,40%	68,26%	70,97%



Gambar 4.9 Grafik Exergy Loss pada Compressor Section

Melihat hasil simulasi di atas, terlihat bahwa temperatur saturasi untuk keempat campuran berada di bawah temperatur ruangan. Untuk itu dapat dikatakan bahwa keempat campuran di atas termasuk Gas Refrigerant Supply (GRS) karena temperatur ruangan di atas temperatur saturasi refrigeran. Campuran A dengan komposisi metana : etana : propana = 0,1 : 0,3 : 0,6 memiliki temperatur saturasi 297,92 K. Efisiensi eksergi pada cold box sebesar 23,54 % dan pada bagian kompresor 28,02 %, sehingga total efisiensi ekserginya 6,6 %. Pada campuran ini, heat exchanger loss sebesar 22,26 % dari total exergy loss pada cold box. Sementara itu, evaporator loss dan valve loss hanya 0,23 % dan 1,05%. Hal ini terjadi karena pada evaporator tidak terjadi perubahan temperatur yang besar hanya sekitar 1 K disebabkan refrigeran dalam evaporator tidak berubah fasa.

Pada campuran B, komposisi metana dinaikkan 5% dan etana diturunkan 5%. Dari perubahan ini diperoleh efisiensi eksergi pada cold box sebesar 20,01%

dan pada bagian kompresor 29,6% dengan eksergi total 5,92%. Penurunan efisiensi ini disebabkan temperatur saturasi pada campuran ini turun menjadi 294,19 K. Semakin jauh temperatur refrigeran dengan temperatur saturasinya menyebabkan semakin rendah kapasitas panasnya sehingga efek pendinginan juga semakin turun. Pada campuran B, heat exchanger loss turun menjadi 18,12%, sementara itu evaporator loss turun 0,14% dan valve loss naik 1,75%.

Variasi pada campuran C dan D ditentukan untuk mengetahui efek penambahan metana dan pengurangan etana. Pada campuran C, komposisi metana dinaikkan 5% dan etana dijaga tetap, konsekuensinya fraksi massa propana turun menjadi 55%. Hal ini dilakukan untuk mengetahui apa efek kenaikan massa metana. Dari hasil simulasi dapat dilihat bahwa efisiensi eksergi pada cold box turun menjadi 16,19% dan pada bagian kompresor 31,74% sehingga total efisiensinya 5,14%. Hal ini disebabkan temperatur saturasi campuran C turun menjadi 288,18 K. Penurunan ini juga diikuti oleh penurunan efek refrigerasi spesifik dan kapasitas pendinginan volumetrik seiring dengan semakin jauhnya temperatur refrigeran pada kondenser dengan temperatur saturasinya. Heat exchanger loss pada campuran ini turun 13,65% dan valve loss 0,07%, sedangkan pada evaporator exergy loss naik menjadi 2,47%.

Pada campuran D, massa metana dijaga tetap 15% sedangkan etana diturunkan menjadi 20%, konsekuensinya fraksi massa metana harus naik 65%. Dari tabel hasil simulasi terlihat bahwa efisiensi eksergi untuk campuran ini sebesar 21,3% untuk cold box dan 29,03% pada kompresor. Pada campuran ini temperatur saturasi campuran naik menjadi 296,82 K., akibatnya di dalam kondenser gas hampir mencapai kondisi saturasinya. Heat exchanger loss pada campuran ini naik sebesar 19,20% diikuti dengan kenaikan pada valve loss 0,18% dan kenaikan pada evaporator loss 1,92%.

Dari hasil simulasi sistem pendingin Joule-Thomson tanpa menggunakan precooler ini dapat disimpulkan bahwa penambahan fraksi massa metana dapat menyebabkan penurunan temperatur saturasi campuran yang akan mengakibatkan penurunan efisiensi eksergi pada komponen cold box (heat exchanger, evaporator, valve). Di sisi lain, penambahan massa propana akan menaikkan temperatur saturasinya. Sementara itu, perubahan massa etana mengikuti perubahan massa

kedua refrigeran tersebut. Exergy loss terbesar terjadi pada heat exchanger. Hal ini disebabkan dalam heat exchanger terjadi perubahan temperatur dan entalpi yang sangat besar sehingga menyebabkan eksergi yang keluar dari heat exchanger sangat kecil.

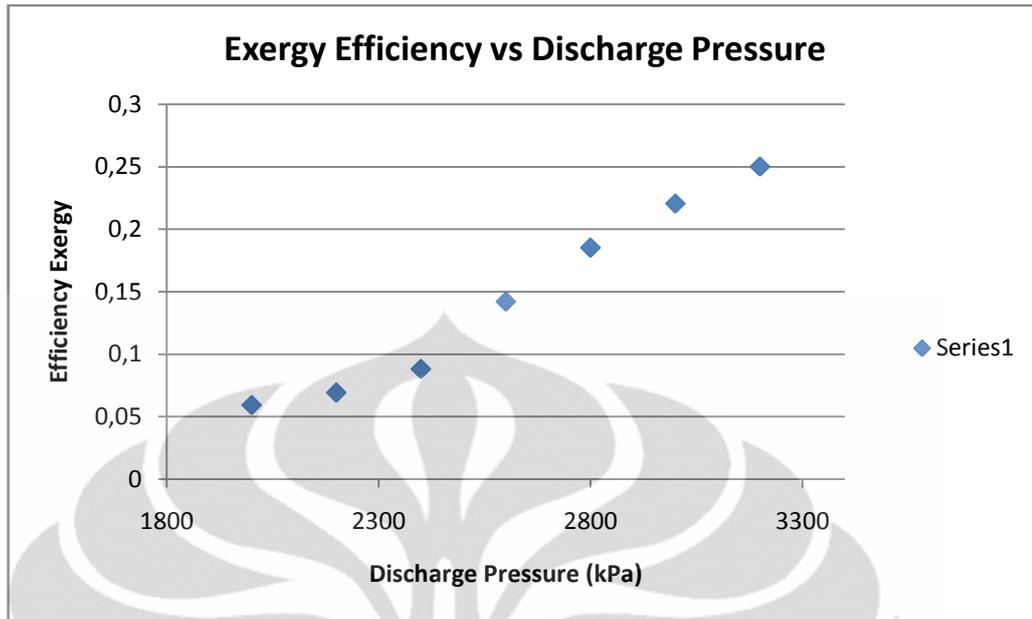
4.4. PENGARUH TEKANAN DISCHARGE KOMPRESOR TERHADAP EFISIENSI EKSERGI

Sub-bab ini merupakan simulasi untuk mengetahui pengaruh tekanan discharge kompresor terhadap performa sistem pendingin Joule-Thomson. Gambar di bawah merupakan grafik hubungan antara efisiensi eksergi dan tekanan kompresor serta kapasitas pendinginan volumetrik dengan tekanan kompresor. Simulasi ini dilakukan dengan mengeset temperatur beban 140 K dengan menggunakan refrigeran metana, etana, dan propana. Seluruh simulasi dilakukan pada tekanan suction 100 kPa.

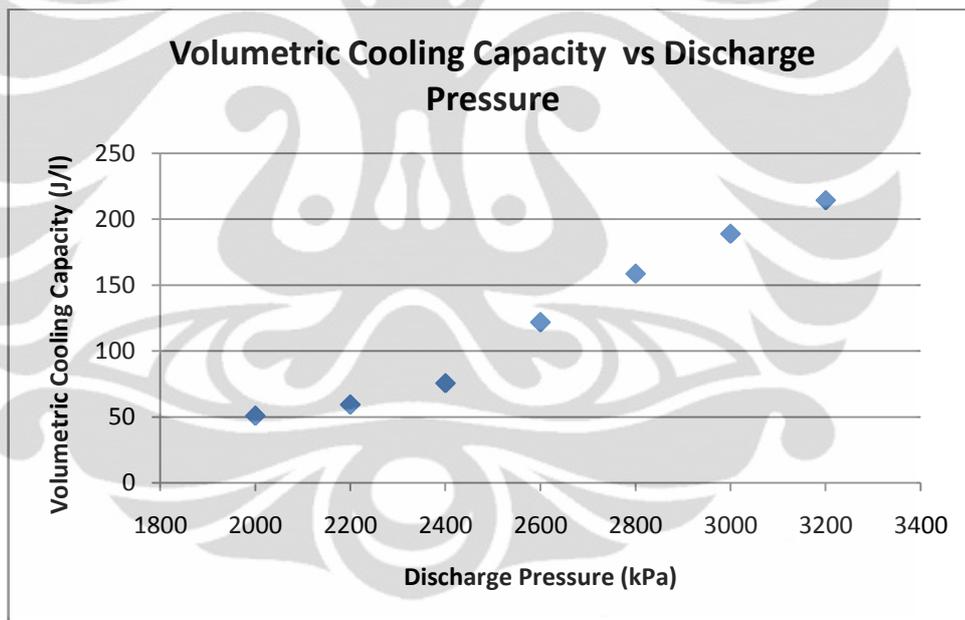
Tabel 4.7 Spesifikasi desain simulasi dengan perubahan tekanan discharge

P suction	100	kPa
T ambient	301,15	K
T load	140	K
ΔT rec	5	K
Nrec	50	segmen
Komposisi		
Metana	15	%
Etana	25	%
Propana	60	%

Hasil dari simulasi ini diperlihatkan pada kedua grafik di bawah ini:



Gambar 4.10 Grafik Perubahan Efisiensi Eksergi terhadap perubahan tekanan discharge



Gambar 4.11 Grafik perubahan Kapasitas Pendinginan Volumetrik terhadap perubahan tekanan discharge

Simulasi ini memvariasikan tekanan discharge kompresor dari 2000 kPa sampai 3200 kPa. Pada grafik di atas tampak bahwa efisiensi eksergi pada kapasitas pendinginan volumetrik mengalami kenaikan seiring naiknya tekanan discharge kompresor. Hal ini disebabkan dengan bertambahnya tekanan discharge kompresor maka refrigeran yang masuk ke dalam heat exchanger memiliki eksergi yang besar. Semakin besar eksergi yang masuk ke dalam heat

exchanger sementara eksergi yang keluar heat exchanger sama, maka efisiensinya pun semakin bertambah.

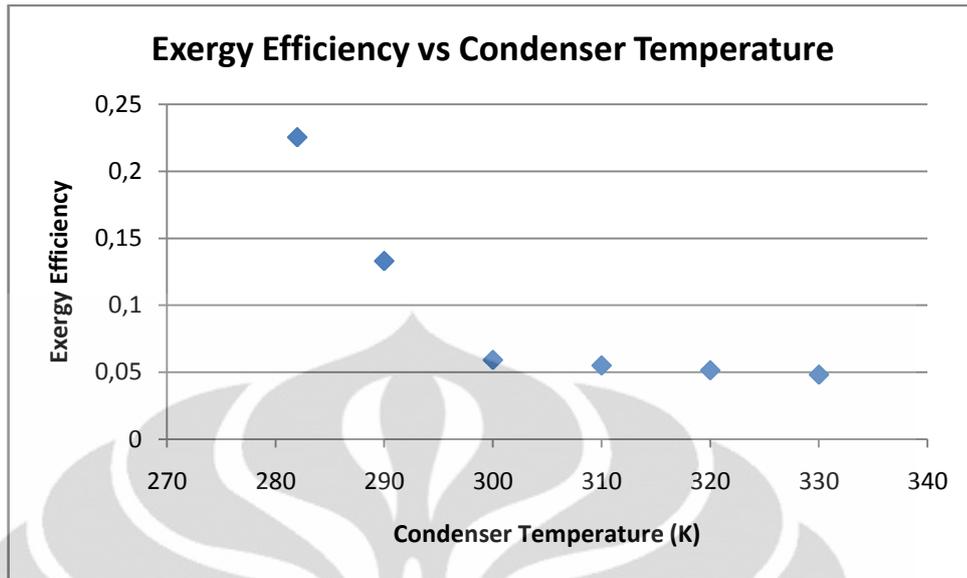
Untuk itu, akan sangat menguntungkan bila sistem pendingin Joule-Thomson dioperasikan pada tekanan di atas 20 bar. Namun, pada kenyataannya, dengan bertambahnya tekanan discharge maka rasio kompresi akan bertambah. Dengan bertambahnya rasio kompresi maka temperatur kerja kompresor bisa meningkat di atas lebih dari 130 °C. Temperatur ini dapat menyebabkan kompresor mengalami overheating dan merusak komponen-komponen di dalamnya. Untuk itu, perlu dibuat sistem dua tingkat dengan masing-masing rasio kompresi 3 hingga 5 sehingga dengan rasio kompresi yang wajar tersebut dapat diperoleh tekanan operasi yang lebih tinggi yang akan meningkatkan performa sistem.

4.5. PENGARUH TEMPERATUR KONDENSASI TERHADAP EFISIENSI EKSERGI

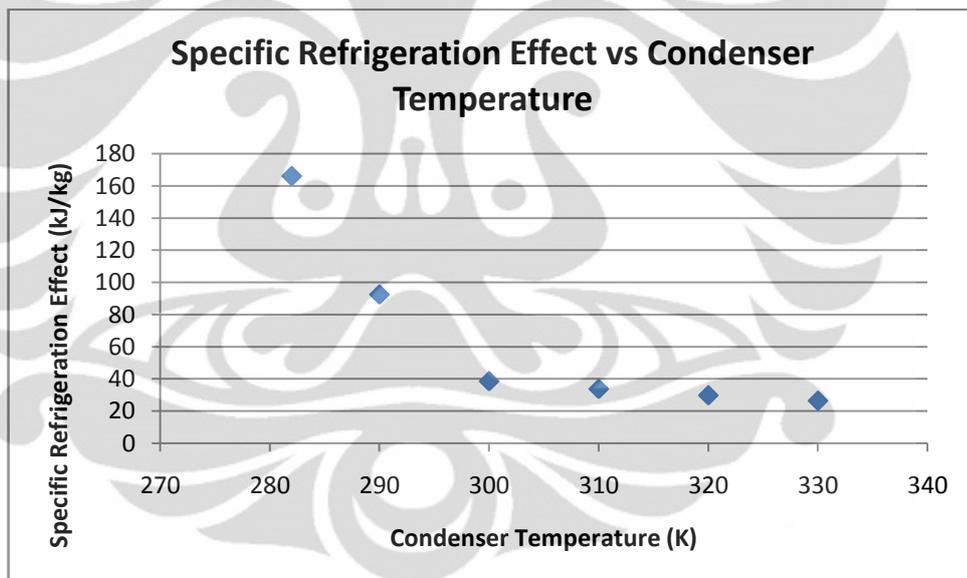
Grafik di bawah merupakan hasil simulasi pengaruh variasi temperatur kondensasi pada sistem pendingin Joule-Thomson terhadap efisiensi eksergi dan kapasitas pendinginan volumetrik. Simulasi ini dilakukan pada temperatur beban 140 K dengan menggunakan refrigeran metana, etana, dan propana. Berikut spesifikasi desain simulasi.

Tabel 4.8 Spesifikasi desain simulasi dengan variasi temperatur lingkungan

P discharge	2000 kPa
P suction	100 kPa
T load	140 K
ΔT rec	5 K
Nrec	50 segmen
Komposisi	
Metana	15 %
Etana	25 %
Propana	60 %



Gambar 4.12 Grafik perubahan Efisiensi Eksergi terhadap perubahan temperatur lingkungan



Gambar 4.13 Grafik perubahan Kapasitas Pendinginan Volumetrik terhadap perubahan temperatur lingkungan

Simulasi ini memvariasikan temperatur lingkungan dari 280 K sampai 330 K. Parameter yang dilihat dalam simulasi ini adalah efisiensi eksergi dan efek refrigerasi spesifik. Dari grafik di atas dapat dilihat bahwa efisiensi eksergi dan efek refrigerasi spesifik meningkat seiring menurunnya temperatur kondensasi. Hal ini disebabkan koefisien Joule-Thomson meningkat dengan menurunnya temperatur pada ujung masuk heat exchanger pada sisi aliran panas.

Meningkatnya koefisien Joule-Thomson berarti semakin besarnya efek refrigerasi yang dapat diperoleh dari sistem tersebut.

Oleh karena itu, akan sangat menguntungkan bila temperatur kondensasi diturunkan serendah mungkin untuk mendapat efisiensi eksergi terbesar. Cara yang dapat digunakan untuk menurunkan temperatur kondensasi adalah dengan menambahkan precooler sebelum refrigeran masuk ke dalam heat exchanger. Dengan adanya precooler temperatur kondensasi refrigeran dapat diatur dengan mengganti jenis refrigeran yang mengalir dalam precooler untuk mendapat temperatur yang diinginkan. Refrigeran pada precooler bisa berupa refrigeran murni ataupun refrigeran campuran.

4.6. PENGARUH PRECOOLER TERHADAP EFISIENSI EKSERGI

Di bawah ini merupakan tabel hasil simulasi sistem pendingin Joule-Thomson dengan menggunakan sistem dua tingkat. Hasil simulasi disajikan pada tabel 4.10 serta spesifikasi desain simulasi disajikan pada tabel 4.9.

Tabel 4.9 Spesifikasi desain simulasi dengan precooler

P1 discharge	kPa
P1 suction	kPa
P2 discharge	2000 kPa
P2 suction	100 kPa
T ambient	301,15 K
T load	140 K
ΔT_{pc}	5 K
ΔT_{rec}	5 K
N_{pc}	50 segmen
N_{rec}	50 segmen

Simulasi ini menggunakan Argon sebagai refrigeran pada tingkat pertama dan campuran refrigeran hidrokarbon berupa metana, etana, dan propana pada tingkat kedua. Masing-masing komposisi campuran hidrokarbon sama dengan komposisi pada simulasi sebelumnya, sehingga akan diperoleh perbandingan performa kedua sistem.

Tabel 4.10 Hasil Simulasi Menggunakan Precooler

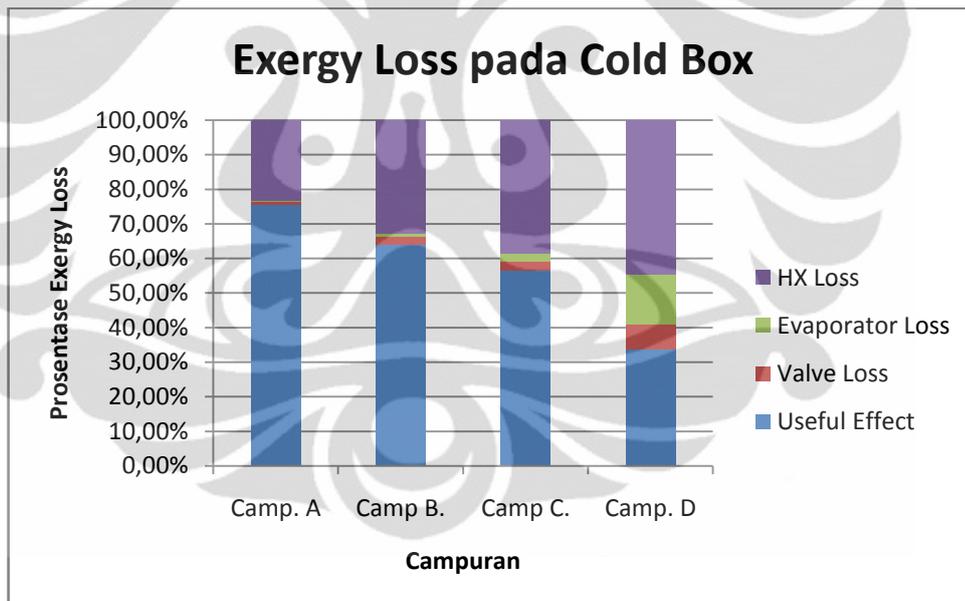
	Kasus 1	Kasus 2	Kasus 3	Kasus 4
Komponen				
Metana (mass %)	10	10	10	10
Etana (mass %)	30	30	30	30
Propana (mass %)	60	60	60	60
Parameter Performa				
Efisiensi Eksergi, $\mu_{ex,cb}$ (%)	24,62	35,94	43,31	66,45
Exergy Efficiency of Comp. & Cond., $\mu_{ex,cs}$ (%)	28,14	17,31	28,2	17,37
Total of Exergy Efficiency	6,93	6,22	12,21	11,54
Efek Refrigerasi Spesifik, Δh_{refr} (kJ/kg)	43,579	39,042	76,531	71,994
Kapasitas Cooling Volumetrik, Q_v (kJ/m ³)	60,354	165,52	105,99	305,23
Tekanan Operasi				
Tekanan discharge (kPa)	2000	2000	2000	2000
Tekanan suction (kPa)	100	300	100	300
Temperatur				
Perbedaan temperatur pada HX (K)	5	5	2	2
Temperatur saturasi				
Temperatur Fasa Liquid P ₂ (K)	297,92	297,92	297,92	297,92
Temperatur Fasa Uap P ₁ (K)	224,61	224,61	224,61	224,61
Temperatur Fasa Liquid P ₂ (K)	215,78	240,03	215,78	240,03
Temperatur Fasa Uap P ₁ (K)	128,59	151,39	128,59	151,39

Simulasi ini menggunakan campuran B pada simulasi sebelumnya dimana fraksi massa metana : etana : propana = 0,1 : 0,3 : 0,6. Simulasi ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh penggunaan precooler pada sistem pendingin Joule-Thomson, pengaruh perubahan rasio kompresi sistem terhadap efisiensi eksergi sistem, dan pengaruh perbedaan temperatur pada kedua sisi heat exchanger terhadap efisiensi eksergi sistem. Seluruh campuran pada keempat kasus sama. Pada kasus pertama, kondisi yang diberikan sama dengan kondisi pada simulasi untuk campuran B sebelumnya, hanya disini temperatur refrigeran yang masuk ke dalam heat exchanger berbeda karena ada tambahan precooler dalam sistem. Pada

kasus kedua, rasio kompresi sistem diturunkan dengan menaikkan tekanan suction, sedangkan variabel yang lain dijaga tetap. Pada kasus ketiga, perbedaan temperatur pada kedua sisi heat exchanger diperkecil menjadi 2 K namun dengan rasio kompresi yang sama dengan kasus pertama. Hal ini untuk mengetahui pengaruh perubahan perbedaan temperatur tersebut. Pada kasus terakhir, perubahan perbedaan temperatur heat exchanger dan perubahan rasio kompresi diberikan pada sistem.

Tabel 4.11 Exergy loss pada Cold Box

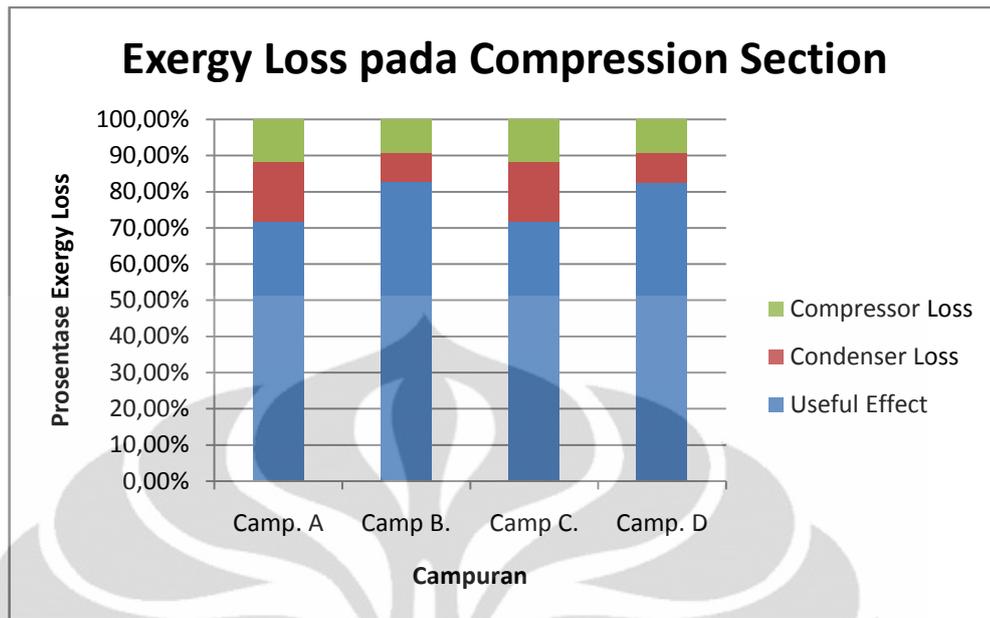
	Camp. A	Camp B.	Camp C.	Camp. D
Heat Exchanger Loss	23,27%	32,88%	38,50%	44,63%
Evaporator Loss	0,26%	0,80%	2,51%	14,41%
Valve Loss	1,09%	2,26%	2,30%	7,41%
Useful Effect	75,38%	64,06%	56,69%	33,55%



Gambar 4.14 Exergy Loss pada Cold Box

Tabel 4.12 Exergy Loss pada Compression Section

	Camp. A	Camp B.	Camp C.	Camp. D
Compressor Loss	11,69%	9,17%	11,76%	9,26%
Condenser Loss	16,45%	8,14%	16,44%	8,11%
Useful Effect	71,86%	82,69%	71,80%	82,63%



Gambar 4.15 Exergy Loss pada Compression Section

Pada kasus pertama, dari hasil simulasi dapat dilihat bahwa eksergi efisiensi pada cold box naik menjadi 24,62%. Nilai ini lebih besar dari simulasi sebelumnya yang hanya 20,01%. Efisiensi total juga naik menjadi 6,93% daripada sebelumnya 6,6%. Kenaikan ini diikuti pula oleh efek refrigerasi spesifik dan kapasitas pendinginan volumetrik. Hal ini disebabkan temperatur yang masuk ke dalam heat exchanger lebih rendah dari sebelumnya, yaitu 299 K sehingga kapasitas panas refrigeran juga lebih besar dari sebelumnya. Heat exchanger loss sebesar 23,27%, sedangkan untuk evaporator loss 0,26% dan valve loss 1,09%.

Pada kasus kedua, dengan menurunkan rasio kompresi maka akan menaikkan kapasitas pendinginan volumetrik. Dari tabel dapat dilihat bahwa kapasitas pendinginan volumetrik pada kasus kedua sebesar 165,52 J/l, naik hampir tiga kali lipat dari kasus pertama. Kenaikan ini menyebabkan panas yang dapat dibuang ke lingkungan semakin besar akibatnya efisiensi eksergi pada cold box naik menjadi 35,94%. Namun di sisi lain, efisiensi eksergi pada kompresor menjadi turun 17,31%, sehingga efisiensi eksergi total hanya 6,22%. Heat exchanger loss pada kasus kedua ini naik drastis menjadi 32,88%, sementara pada evaporator dan valve naik 0,80% dan 2,26%..

Pada kasus ketiga, perbedaan temperatur pada kedua sisi heat exchanger diturunkan menjadi 2 K. Akibatnya, beban heat exchanger menjadi berkurang sehingga efek refrigerasi spesifiknya naik 76,53 kJ/kg. Kenaikan ini menyebabkan efisiensi eksergi pada cold box menjadi 43,31%, tertinggi di antara kasus-kasus lainnya. Efisiensi eksergi pada kompresor juga naik sebesar 28,2% sehingga efisiensi eksergi total menjadi 12,21%, tertinggi di antara lainnya. Heat exchanger loss pada kasus ini sebesar 38,50% diikuti kenaikan evaporator dan valve loss 2,51% dan 2,30%.

Pada kasus keempat, perbedaan temperatur heat exchanger tetap 2 K dan rasio kompresi diturunkan dengan menaikkan tekanan suction. Alhasil, kapasitas pendinginan volumetrik naik sebesar 305,23 J/l, tertinggi di antara kasus sebelumnya. Efek refrigerasi spesifik juga cukup tinggi sebesar 71,99 kJ/kg. Akibatnya, efisiensi eksergi naik menjadi 66,45 % meskipun efisiensi eksergi pada kompresor turun 17,37%. Total efisiensi eksergi sistem menjadi 11,54%. Heat exchanger loss pada kasus keempat ini terbesar di antara lainnya, yaitu 44,63% diikuti evaporator loss yang naik drastis 14,41% dan valve loss 7,41%.

Dari simulasi terakhir ini dapat disimpulkan bahwa penambahan precooler pada sistem pendingin Joule-Thomson dapat menaikkan efisiensi eksergi sistem. Hal ini disebabkan temperatur yang masuk ke dalam heat exchanger semakin rendah. Penurunan rasio kompresi dapat meningkatkan kapasitas pendinginan volumetrik sehingga panas yang dapat diserap dan dibuang sistem semakin besar. Penurunan perbedaan temperatur pada kedua sisi heat exchanger dapat meningkatkan efek refrigerasi spesifik yang dapat meningkatkan performa sistem. Dengan mengkombinasikan ketiga variabel ini dapat menyebabkan efisiensi eksergi sistem pendingin Joule-Thomson semakin lebih besar.

4.7. OPTIMASI SISTEM PENDINGIN JOULE-THOMSON

Berikut ini merupakan simulasi untuk optimasi pada sistem pendingin Joule-Thomson. Optimasi ini menggunakan menu *optimtool* pada program Matlab dengan menggunakan metode Sequential Quadratic Programming (SQP). Objektif dari optimasi ini adalah mendapatkan kerja kompresor terendah pada tingkat pertama dan kedua. Variabel yang akan dioptimasi adalah tekanan

discharge kompresor pada kedua tingkat, tekanan suction pada kedua tingkat, dan temperatur lingkungan. Campuran hidrokarbon yang pada optimasi ini tidak divariasikan. Campuran yang digunakan adalah metana : etana : propana = 0,15 : 0,25 : 0,60. Variabel yang konstan adalah perbedaan temperatur pada heat exchanger serta penurunan tekanan di dalam heat exchanger yang dianggap nol. Berikut ringkasan optimasi sistem pendingin Joule-Thomson:

Tabel 4.13 Spesifikasi desain optimasi Sistem Pendingin J-T

Fungsi Objektif : meminimalisasi kerja kompresor pada kedua tingkat

Variabel Konstrain

Perbedaan temperatur dalam heat exchanger = 5 K
Tidak terjadi kondensasi dalam kondenser

Variabel desain

Tekanan discharge kompresor tingkat 1
Tekanan suction kompresor tingkat 2
Tekanan discharge kompresor tingkat 2
Tekanan suction kompresor tingkat 2
Temperatur lingkungan

Variabel Konstan

Penurunan tekanan pada heat exchanger

Berikut hasil optimasi:

Tabel 4.14 Hasil simulasi optimasi Sistem Pendingin J-T

Variabel	Batas bawah	Batas atas	Perkiraan awal	Solusi optimal
Tekanan discharge tk. 1 (kPa)	1000	2500	2000	1000
Tekanan suction tk.1 (kPa)	100	500	100	500
Tekanan discharge tk. 2 (kPa)	1000	2500	2000	1000
Tekanan suction tk.2 (kPa)	100	500	100	500
Temperatur ruang (K)	283,15	333,15	283,15	283,15

Dari hasil optimasi tersebut tampak bahwa tekanan discharge yang paling optimum adalah 1000 kPa sedangkan tekanan suction optimum adalah 500 kPa, sehingga rasio kompresinya 2. Hal ini akan meningkatkan volumetric cooling capacity sistem. Temperatur lingkungan paling optimum adalah 283,15 K, nilai terendah yang mungkin untuk simulasi ini. Dengan semakin rendah temperatur

lingkungan maka temperatur refrigeran yang masuk ke dalam heat exchanger semakin besar sehingga koefisien Joule-Thomson akan semakin tinggi.

Berikut merupakan nilai efisiensi eksergi sistem untuk variabel optimum.

Tabel 4.15 Efisiensi eksergi optimum sistem

Parameter performa	Hasil
Compressor Work per mass flow rate1 (kJ/kg)	21,041
Compressor Work per mass flow rate2 (kJ/kg)	66,958
Efisiensi Eksergi, $\mu_{ex,cb}$ (%)	25,43
Efek Refrigerasi Spesifik, Δh_{ref} , (kJ/kg)	11,071
Kapasitas Cooling Volumetrik, $Q_{v,c}$, (kJ/m ³)	84,327

Pada tabel tampak bahwa efisiensi eksergi pada cold box adalah 25,43%. Sementara itu efek refrigerasi spesifik 11,071 kJ/kg dan kapasitas cooling volumetriknya 84,32 J/l. Meskipun nilai efisiensi ekserginya tidak terlalu besar, namun dengan variabel ini akan diperoleh kerja kompresor minimum sehingga dapat menekan biaya operasi sistem.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

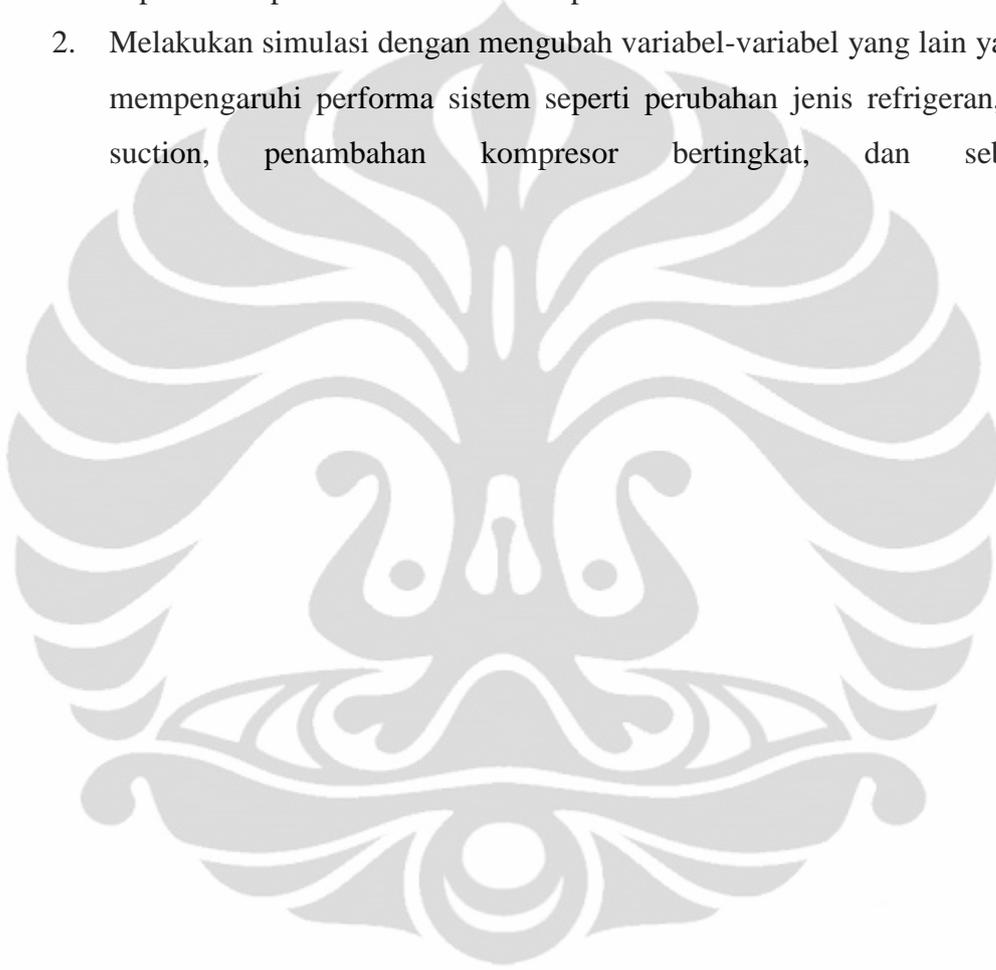
5.1. KESIMPULAN

1. Penambahan fraksi massa metana dapat menyebabkan penurunan temperatur saturasi campuran yang akan mengakibatkan penurunan efisiensi eksergi pada komponen cold box (heat exchanger, evaporator, valve). Di sisi lain, penambahan massa propana akan menaikkan temperatur saturasinya. Sementara itu, perubahan massa etana mengikuti perubahan massa kedua refrigeran tersebut. Exergy loss terbesar terjadi pada heat exchanger. Hal ini disebabkan dalam heat exchanger terjadi perubahan temperatur dan entalpi yang sangat besar sehingga menyebabkan eksergi yang keluar dari heat exchanger sangat kecil.
2. Efisiensi eksergi pada kapasitas pendinginan volumetrik mengamali kenaikan seiring naiknya tekanan discharge kompresor. Hal ini disebabkan dengan bertambahnya tekanan discharge kompresor maka refrigeran yang masuk ke dalam heat exchanger memiliki eksergi yang besar. Semakin besar eksergi yang masuk ke dalam heat exchanger sementara eksergi yang keluar heat exchanger sama, maka efisiensinya pun semakin bertambah.
3. Efisiensi eksergi dan efek refrigerasi spesifik meningkat seiring menurunnya temperatur kondensasi. Hal ini disebabkan koefisien Joule-Thomson meningkat dengan menurunnya temperatur pada ujung masuk heat exchanger pada sisi aliran panas. Meningkatnya koefisien Joule-Thomson berarti semakin besarnya efek refrigerasi yang dapat diperoleh dari sistem tersebut.
4. Penambahan precooler pada sistem pendingin Joule-Thomson dapat menaikkan efisiensi eksergi sistem. Hal ini disebabkan temperatur yang masuk ke dalam heat exchanger semakin rendah. Penurunan rasio kompresi dapat meningkatkan kapasitas pendinginan volumetrik sehingga panas yang dapat diserap dan dibuang sistem semakin besar. Penurunan perbedaan temperatur pada kedua sisi heat exchanger dapat meningkatkan efek refrigerasi spesifik yang dapat meningkatkan performa sistem. Dengan

mengkombinasikan ketiga variabel ini dapat menyebabkan efisiensi eksergi sistem pendingin Joule-Thomson semakin lebih besar.

5.2. SARAN

1. Menggunakan software Refprop terbaru agar campuran yang disimulasikan dapat mencapai lebih dari lima komponen.
2. Melakukan simulasi dengan mengubah variabel-variabel yang lain yang dapat mempengaruhi performa sistem seperti perubahan jenis refrigeran, tekanan suction, penambahan kompresor bertingkat, dan sebagainya.



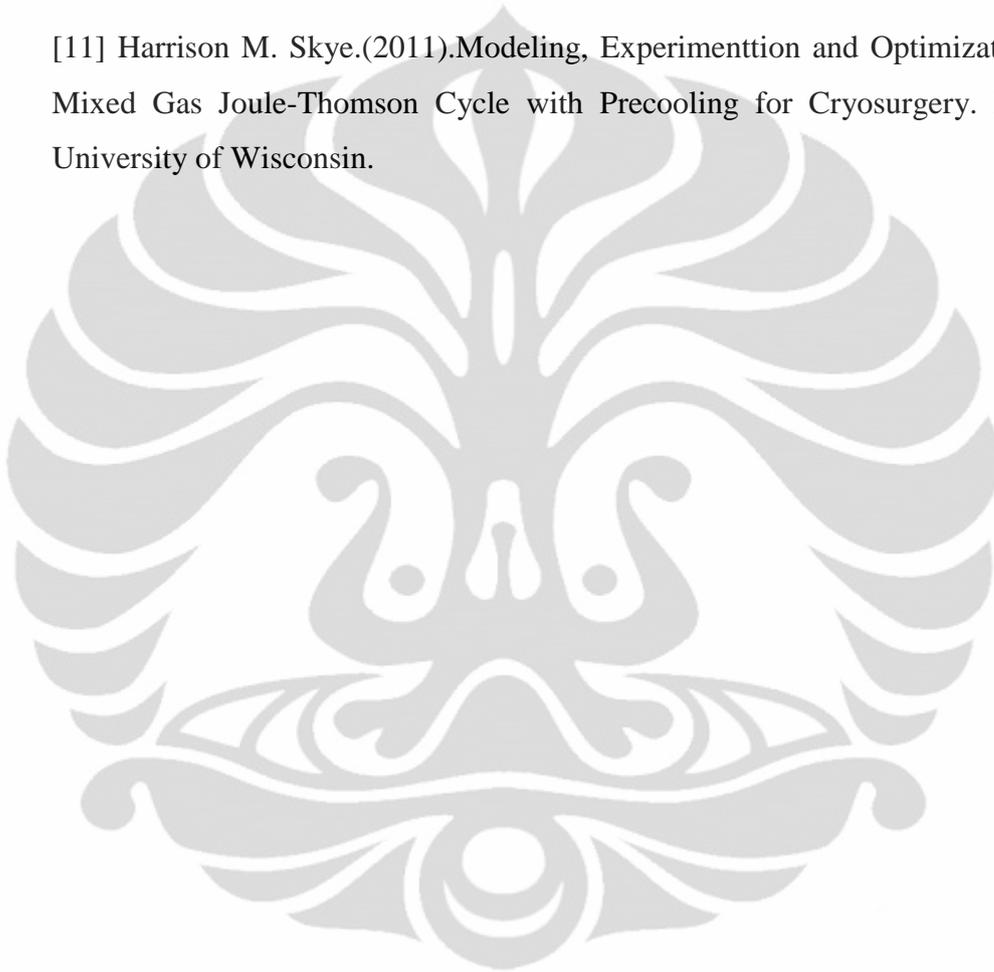
REFERENSI

- [1] Kylie L. Fredrickson.(2004). Optimization of Cryosurgical Probes for Cancer Treatment. A thesis for the degree of Master Science.
- [2] N.S. Walimbe, et al.(2008).Experimental Investigation on Mixed Refrigerant Joule-Thomson (MR J-T) Cryocooler. Advances in Cryogenic Engineering: Transactions of Cryogenic Engineering Conference-CEC, Vol. 53.
- [3] N.S. Walimbe, et al.(2009)Experimental investigation on mixed refrigerant Joule-Thomson cryocooler with flammable and non-flammable refrigerant mixtures. Cryogenics 50 (2010) 653-659
- [4] N.S. Walimbe, et al.(2009).Experimental investigation on mixed refrigerant Joule-Thomson cryocooler with flammable and non-flammable refrigerant mixtures. Cryogenics 50(2010) 653-659
- [5] G. Venkatarathnam.(2008). Cryogenic Mixed Refrigerant Processes. New York: Springer Science+Business Media
- [6] N.S. Walimbe, et al.(2009)Experimental investigation on mixed refrigerant Joule-Thomson cryocooler with flammable and non-flammable refrigerant mixtures. Cryogenics 50 (2010) 653-659
- [7] G. Venkatarathnam.(2008). Cryogenic Mixed Refrigerant Processes. New York: Springer Science+Business Media
- [8] G. Venkatarathnam.(2008). Cryogenic Mixed Refrigerant Processes. New York: Springer Science+Business Media

[9] Kylie L. Fredrickson.(2004). Optimization of Cryosurgical Probes for Cancer Treatment. A thesis for the degree of Master Science.

[10] G. Venkatarathnam.(2008). Cryogenic Mixed Refrigerant Processes. New York: Springer Science+Business Media

[11] Harrison M. Skye.(2011).Modeling, Experimenttion and Optimization for a Mixed Gas Joule-Thomson Cycle with Precooling for Cryosurgery. Madison: University of Wisconsin.



DAFTAR PUSTAKA

- Fredrickson. Kylie L., 2004, *Optimization of cryosurgical probes for cancer treatment*, A Thesis for the Degree of Master Science Mechanical Engineering
- Khatri. A, Boiarski. M, 2008, *Development of JT coolers operating at cryogenic temperature with nonflammable mixed refrigerants*, Cryogenic Engineering Conference-CEC, Vol. 53, edited by J.G. Weisend II
- M. Skye. Harrison, 2011, *Modelling, experimentation and optimization for a mixed gas Joule-Thomson cycle with precooling for cryosurgery*, A Dissertation for the Degree of Doctor of Philosophy (Mechanical Engineering)
- Naer. Vjacheslav, Rozhentsev. Andrey, 2002, *Application of hydrocarbon mixtures in small refrigerating and cryogenic machines*, International Journal of Refrigeration 25 (2002) 836 – 847
- Narasimhan. N. Lakshmi, Venkatarathnam. G, 2009, *A method for estimating the composition of the mixture to be charged to get desired composition in circulation in a single stage JT refrigerator operating with mixtures*, Cryogenics 50 (2010) 93-101
- Rozhentsev. Andrey, Naer Vjacheslav, 2008, *Investigation of the starting modes of the low-temperature refrigerating machines working on the mixtures of refrigerants*, International Journal of Refrigeration 32 (2009) 901 – 910
- Timmerhaus. K.D, Rizzuto. Karlo, 2008, *Cryogenics Mixed Refrigerants Processes*, The International Cryogenics Monograph Series
- Walimbe. N.S., et al, 2009, *Experimental investigation on mixed refrigerant Joule-Thomson cryocooler with flammable and non-flammable refrigerant mixtures*, Cryogenics 50 (2010) 653 – 659

Lampiran : Bahasa Pemrograman untuk Simulasi

```
P1_dis = 1000;
P1_suc = 500;
P2_dis = 1000;
P2_suc = 500;
T_amb = 283.15;
T2_load = 140;
DT_pc = 2;
DT_rec = 2;
Nrec1 = 50;
Nrec = 50;
M = 0.1;
N = 0.3;
O = 0.6;
%P = 0.3;

h10 = refpropm('H','T',T_amb,'P',P1_dis,'ARGON');
h11 = h10;
t11 = refpropm('T','H',h11,'P',P1_suc,'ARGON');

t4 = t11 + DT_pc;
h4 =
refpropm('H','T',t4,'P',P2_dis,'METHANE','ETHANE','PROPANE',[M N
O]);

h8 = refpropm('H','P',P1_suc,'Q',1,'ARGON');

h3 =
refpropm('H','T',T_amb,'P',P2_dis,'METHANE','ETHANE','PROPANE',[M
N O]);

MR = (h3-h4)/(h8-h11);

Qpc_per_m2 = MR*(h8-h11);

A = h8;
hc_pc(1) = A;
B = h3;
hh_pc(1) = B;
Q = Qpc_per_m2;

% YANG A = COLD TITIK 8, B = HOT TITIK 3
for i = 2:Nrec1;
    A = A - Q/(Nrec1*MR);
    hc_pc(i) = A;
    B = B - Q/Nrec1;
    hh_pc(i) = B;
end

% YANG TC TITIK 8, TH TITIK 3
for i = 1:Nrec1;
    tc_pc(i) = refpropm('T','H',hc_pc(i),'P',P1_suc,'ARGON');
```

```

    th_pc(i) =
    refpropm('T','H',hh_pc(i),'P',P2_dis,'METHANE','ETHANE','PROPANE',
    [M N O]);
end

DT_pp_pc = min(th_pc(i)-tc_pc(i));

% COLD
c1_pc(1) = (hc_pc(1)-hc_pc(2))/(tc_pc(1)-tc_pc(2));

for i = 2:Nrec1-1;
    C = (hc_pc(i)-hc_pc(i+1))/(tc_pc(i)-tc_pc(i+1));
    c1_pc(i) = C;
end
% BUAT NGE-NOL-IN
%c1_pc = zeros (Nrec1,1);

% HOT
c2_pc(1) = (hh_pc(1)-hh_pc(2))/(th_pc(1)-th_pc(2));

for i = 2:Nrec1-1;
    D = (hh_pc(i)-hh_pc(i+1))/(th_pc(i)-th_pc(i+1));
    c2_pc(i) = D;
end

e_pc(1) = (Q/Nrec1)/(min(c2_pc(1),c1_pc(1)*MR))*(tc_pc(1)-
th_pc(2));
for i = 2:Nrec1-1;
    E = (Q/Nrec1)/(min(c2_pc(i),c1_pc(i)*MR))*(tc_pc(i)-
th_pc(i+1));
    e_pc(i) = E;
end
% BUAT NGE-NOL-IN
%e_pc = zeros (Nrec1,1);

Cr_pc(1) = min(c2_pc(1),c1_pc(1)*MR)/max(c2_pc(1),c1_pc(1)*MR);
for i = 2:Nrec1-1;
    F = (min(c2_pc(i),c1_pc(i)*MR))/(max(c2_pc(i),c1_pc(1)*MR));
    Cr_pc(i) = F;
end

UApc_per_m(1) = min(c2_pc(1),c1_pc(1)*MR) * log((e_pc(1)-
1)/((e_pc(1)*Cr_pc(1))-1)) / (Cr_pc(1)-1);
for i = 2:Nrec1-1;
    G = min(c2_pc(i),c1_pc(i)*MR) * log((e_pc(i)-
1)/((e_pc(i)*Cr_pc(i))-1)) / (Cr_pc(i)-1);
    UApc_per_m(i) = G;
end

UApc_total = sum(UApc_per_m);

eff = 0.75;

```

```

s8 = refpropm('S','H',h8,'P',P1_suc,'ARGON');
h8x = refpropm('H','P',P1_dis,'S',s8,'ARGON');
h9 = h8 + ((h8x - h8)/eff);

Wcomp1_per_m = MR*(h8-h9); %satuan J/kg

Den1 = refpropm('D','P',P1_suc,'Q',1,'ARGON');
v_per_m1 = 1/Den1;

% =====
% 2nd STAGE
% =====

t4 = t4;
h4 = h4;
h4 =
refpropm('H','T',t4,'P',P2_dis,'METHANE','ETHANE','PROPANE',[M N
O]);
s4 =
refpropm('S','H',h4,'P',P2_dis,'METHANE','ETHANE','PROPANE',[M N
O]);

p1 = P2_suc;
t1 = t4 - DT_rec;
h1 = refpropm('H','T',t1,'P',p1,'METHANE','ETHANE','PROPANE',[M N
O]);

t7 = T2_load;
p7 = P2_suc;
h7 = refpropm('H','T',t7,'P',p7,'METHANE','ETHANE','PROPANE',[M N
O]);

Qrec_per_m = h1-h7;

% DISKRIT
a= h1;
hc(1)=a;
L = P2_suc;
Pc(1) = L;
DPc = 0;
tc(1) =
refpropm('T','h',hc(1),'P',P2_suc,'METHANE','ETHANE','PROPANE',[M
N O]);

c= h4;
hh(1)=c;
K = P2_dis;
Ph(1) = K;
DPh = 0;
th(1) =
refpropm('T','h',h4,'P',P2_dis,'METHANE','ETHANE','PROPANE',[M N
O]);
q = Qrec_per_m;

for i = 2:Nrec;
    a = a-(q/Nrec);

```

```

    hc(i) = a;
    L = L - DPc;
    Pc(i) = L;
    tc(i) =
refpropm('T','h',hc(i),'P',Pc(i),'METHANE','ETHANE','PROPANE',[M N
O]);

    c = c-(q/Nrec);
    hh(i) = c;
    K = K - DPh;
    Ph(i) = K;
    th(i) =
refpropm('T','h',hh(i),'P',Ph(i),'METHANE','ETHANE','PROPANE',[M N
O]);
end

DT_pp_rec = min(th(i)-tc(i));

Qload_per_m = h1-h4;

h6 = hh(Nrec);
h5 = h6;
p6 = P2_suc;

%Qload2_per_m = h6 - h7;

cc(1) = (hc(1)-hc(2))/(tc(1)-tc(2));
for i = 2:Nrec-1;
    g = (hc(i)-hc(i+1))/(tc(i)-tc(i+1));
    cc(i) = g;
end

ch(1) = (hh(1)-hh(2))/(th(1)-th(2));
for i = 2:Nrec-1;
    f = (hh(i)-hh(i+1))/(th(i)-th(i+1));
    ch(i) = f ;
end

Erec(1) = (Qrec_per_m/Nrec)/(min(ch(1),cc(1))*(th(1)-tc(2)));
for i = 2:Nrec-1;
    d = (Qrec_per_m/Nrec)/(min(ch(i),cc(i))*(th(i)-tc(i+1)));
    Erec(i) = d ;
end

Ctrec(1) = (min(cc(1),ch(1)))/(max(cc(1),ch(1)));
for i = 2:Nrec-1;
    b = (min(cc(i),ch(i)))/(max(cc(i),ch(i)));
    Ctrec(i) = b;
end

```

```

UArec_per_m(1) = min(ch(1),cc(1)) * log((Erec(1)-
1)/((Erec(1)*Ctrec(1))-1)) / (Ctrec(1)-1);
for i = 2:Nrec-1;
    o = min(ch(i),cc(i)) * log((Erec(i)-1)/((Erec(i)*Ctrec(i))-1))
/ (Ctrec(i)-1);
    UArec_per_m (i)= o;
end

UArec_total = sum(UArec_per_m);

eff = 0.75;
s1 = refpropm('S','H',h1,'P',p1,'METHANE','ETHANE','PROPANE',[M N
O]);
h2x =
refpropm('H','P',P2_dis,'S',s1,'METHANE','ETHANE','PROPANE',[M N
O]);
h2 = h1 + ((h2x - h1)/eff);
s2 =
refpropm('S','H',h2,'P',P2_dis,'METHANE','ETHANE','PROPANE',[M N
O]);
s5 =
refpropm('S','H',h6,'P',P2_dis,'METHANE','ETHANE','PROPANE',[M N
O]);
s6 =
refpropm('S','H',h6,'P',P2_suc,'METHANE','ETHANE','PROPANE',[M N
O]);
s7 =
refpropm('S','H',h7,'P',P2_suc,'METHANE','ETHANE','PROPANE',[M N
O]);
D1 =
refpropm('D','H',h1,'P',P2_suc,'METHANE','ETHANE','PROPANE',[M N
O]);
t2 =
refpropm('T','h',h2,'P',P2_dis,'METHANE','ETHANE','PROPANE',[M N
O]);
t5 =
refpropm('T','h',h5,'P',P2_dis,'METHANE','ETHANE','PROPANE',[M N
O]);
t6 =
refpropm('T','h',h5,'P',P2_suc,'METHANE','ETHANE','PROPANE',[M N
O]);

Wcomp2_per_m = h2-h1;

Qload_per_UArec = Qload_per_m / UArec_total;

Qload_per_UAtot = Qload_per_m / (UArec_total+UApc_total);
%Qload2_per_UArec = Qload2_per_m / UA_total ;

COP1 = Qload_per_m / (Wcomp2_per_m + Wcomp1_per_m);

%COP2 = Qload2_per_m / Wcomp_per_m

Den2 =
refpropm('D','T',t1,'P',P2_suc,'METHANE','ETHANE','PROPANE',[M N
O]);

```

```

v_per_m2 = 1/Den2;

v_total = v_per_m1 + v_per_m2;

Qload_per_v = Qload_per_m / (v_per_m1 + v_per_m2);

Ex_eff2 = ((T_amb/T2_load)-1)/((t11*(s4-s1)/(h4-h1))-1);

Ex_eff_cb = ((T_amb/T2_load)-1)/((T_amb*(s4-s1)/(h4-h1))-1);
Ex_eff_cs = 0.001*((h4-h1)-T_amb*(s4-s1))/745
Del_h_eff = h1-h4
Qv = D1*(h1-h4)

HX = ((h4-h5)-(T_amb*(s4-s5)))+(h7-h1)-(T_amb*(s7-s1));
Evap = ((h6-h7)-(T_amb*(s6-s7)))+(h7-h6)*(1-(T_amb/T2_load));
Trot = (h5-h6)-(T_amb*(s5-s6));
Comp = (0.001*(h1-h2)-T_amb*(s1-s2))-745;
Cond = (h2-h4)-T_amb*(s2-s4);

```

