

Analisa Thermodinamika Pemilihan Refrigerant Pada Sistem Refrigerasi Cascade

Darwin Rio Budi Syaka

Mahasiswa pascasarjana Universitas Indonesia
Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Negeri Jakarta
Jl. Rawamangun Muka Jakarta Timur
darwin_syaka@yahoo.com

Nasruddin

Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Indonesia
Kampus Baru UI Depok 16424
nasruddin@eng.ui.ac.id

Abstrak

Sistem refrigerasi cascade memiliki karakteristik yang tergantung pada refrigerant dan parameter-parameter dari sistem. Analisa thermodinamika ini bertujuan mendapatkan kombinasi terbaik refrigerant yang memiliki performa optimum, ramah terhadap lingkungan dan ekonomis pada beberapa perubahan parameter sistem sebagai acuan dalam disain dan operasi sistem refrigerasi cascade. Parameter disain dan operasi yang dianalisa diantaranya yaitu (1) variasi temperatur evaporasi penukar kalor cascade, (2) temperatur subcooling dan Superheating, (3) Coefficient of Performance (COP), dan (4) rasio laju aliran massa refrigerant. Hasil analisa yang dilakukan terhadap 8 set refrigerant untuk sirkuit temperatur tinggi dan 6 set refrigerant untuk sirkuit temperatur rendah menunjukkan bahwa COP sistem memiliki nilai maksimum pada tempeatur evaporasi cascade tertentu. Untuk temperatur evaporasi cascade diatas -25°C dipilih kombinasi refrigerant Isobutane (R600a) pada sirkuit temperatur tinggi dan Propane (R290) untuk sirkuit temperatur rendah. Sedangkan untuk temperatur evaporasi cascade dibawah -25°C Campuran Ethane/karbondioksida (R744/R170) dapat dijadikan Alternatif refrigerant yang menjanjikan karena trend COP terhadap penurunan $T_{cas,E}$ cukup kecil.

Kata kunci : sistem refrigerasi cascade, performa, Temperatur evaporasi cascade, isobutane, Propane,ethane/karbondioksida

1. Pendahuluan

Pada refrigerasi di industri, refrigerasi untuk temperatur sangat rendah (-35°C hingga -50°C) digunakan antara lain untuk proses seperti *freeze-drying*. Selain itu, untuk proses-proses dalam bidang industri pharmasi, kimia dan perminyakan juga banyak memanfaatkan sistem refrigerasi temperatur sangat rendah (ASHRAE, 2006). Pada umumnya sistem refrigerasi yang digunakan untuk temperatur yang sangat rendah yaitu sistem refrigerasi cascade. Sistem refrigerasi cascade minimal terdiri dari dua sistem refrigerasi yang masing-masing bekerja secara mandiri. Dua sistem refrigerasi yang terpisah ini dihubungkan oleh suatu kondensor cascade di mana panas yang dilepaskan oleh kondenser pada sirkuit temperatur rendah diserap oleh evaporator pada sirkuit yang bertemperatur lebih tinggi (ASHRAE , 2006). Secara teoritis sistem refrigerasi cascade ini menjanjikan keunggulan dalam hal penghematan kebutuhan daya kompresor sekaligus meningkatkan kapasitas refrigerasi apabila dibandingkan dengan sistem pendinginan tunggal (Cengel & Boles, 1998).

D.J Missinger dan W.L Holladay pada tahun 1967 mengembangkan sistem refrigerasi cascade dengan menggunakan alat penukar kalor *Shell and Tube*. Dengan menggunakan R12 pada bagian temperatur tinggi dan R13 pada temperatur rendah (R12-R13) menunjukkan bahwa sistem refrigerasi cascade lebih ekonomis karena biaya operasi serta kebutuhan listrik yang lebih rendah. Selain itu, sistem refrigerasi cascade juga lebih stabil dalam bekerja dan lebih mudah dalam hal perawatan dan perbaikan. Perubahan salah satu parameter dari salah satu siklus refrigerasi ternyata berpengaruh pada keseluruhan sistem refrigerasi cascade (Donni Redford, 2008). Pada penelitian sistem refrigerasi cascade R22 – R404A dengan memvariasi parameter tekanan pada sirkuit temperatur rendah di sisi *discharge line* dari 10,4 – 16,4 bar dengan selisih tiap 1 bar didapatkan hasil bahwa variasi pada sirkuit temperatur rendah mengakibatkan perubahan kinerja pada sistem cascade secara keseluruhan dan didapatkan nilai COP tertinggi 1,697 pada tekanan sirkuit temperatur rendah di sisi *discharge line* 13,4 bar.

Perkembangan sistem refrigerasi juga menuntut perkembangan penggunaan refrigerant. Selama ini penggunaan CFC (*chloro-fluoro-carbon*) sebagai refrigerant dipilih karena memiliki property thermal dan fisik yang baik sebagai refrigerant, tidak mudah terbakar (*non-flammable*), tidak beracun, sesuai untuk berbagai besar komponen sistem refrigerasi dan ekonomis. Akan tetapi, Dengan semakin

meningkatnya pengetahuan mengenai perlindungan lingkungan diketahui bahwa penggunaan CFC dapat merusak lingkungan. Protokol Montreal yang mengatur bahwa CFC akan segera dihapuskan produksi dan penggunaannya karena terkait dengan fakta bahwa CFC merusak lapisan ozon. Pada sistem refrigerasi cascade, untuk sirkuit temperatur tinggi dapat menggunakan refrigerant yang umum digunakan semisal ammonia (R717), Propane (R290), Propylene (R1270), Isobutan (R600a) atau R404A (Getu & Bansal, 2008). Sedangkan untuk bagian temperatur rendah antara -40°C hingga -70°C , dipilih refrigerant tekanan tinggi dengan densitas uap yang tinggi (ASHRAE, 2006). Tetapi hanya sedikit pilihan refrigerant yang memenuhi syarat diatas. Selama ini R13 dan R503a merupakan refrigerant yang paling umum dipakai. Namun demikian, refrigerant-refrigerant ini termasuk refrigerant CFC, yang menurut Protokol Montreal pada 2010 sudah tidak dapat dipergunakan lagi. Sehingga, refrigerant alternatif yang lain harus segera ditemukan untuk menggantikannya. Alternatif penggunaan golongan refrigerant HFC (*Hydro-fluoro-carbon*) seperti R508B dan R508A untuk menggantikan R13 untuk jangka panjang kini sedang dipertanyakan. Hal ini berkaitan dengan kontribusi HFC terhadap efek rumah kaca (Schön, 1998). Oleh karena itu perlu dicari refrigerant alternatif baru yang diarahkan pada penggunaan refrigerant-refrigerant alamiah semisal karbondioksida (CO_2), ammonia atau hidrokarbon.

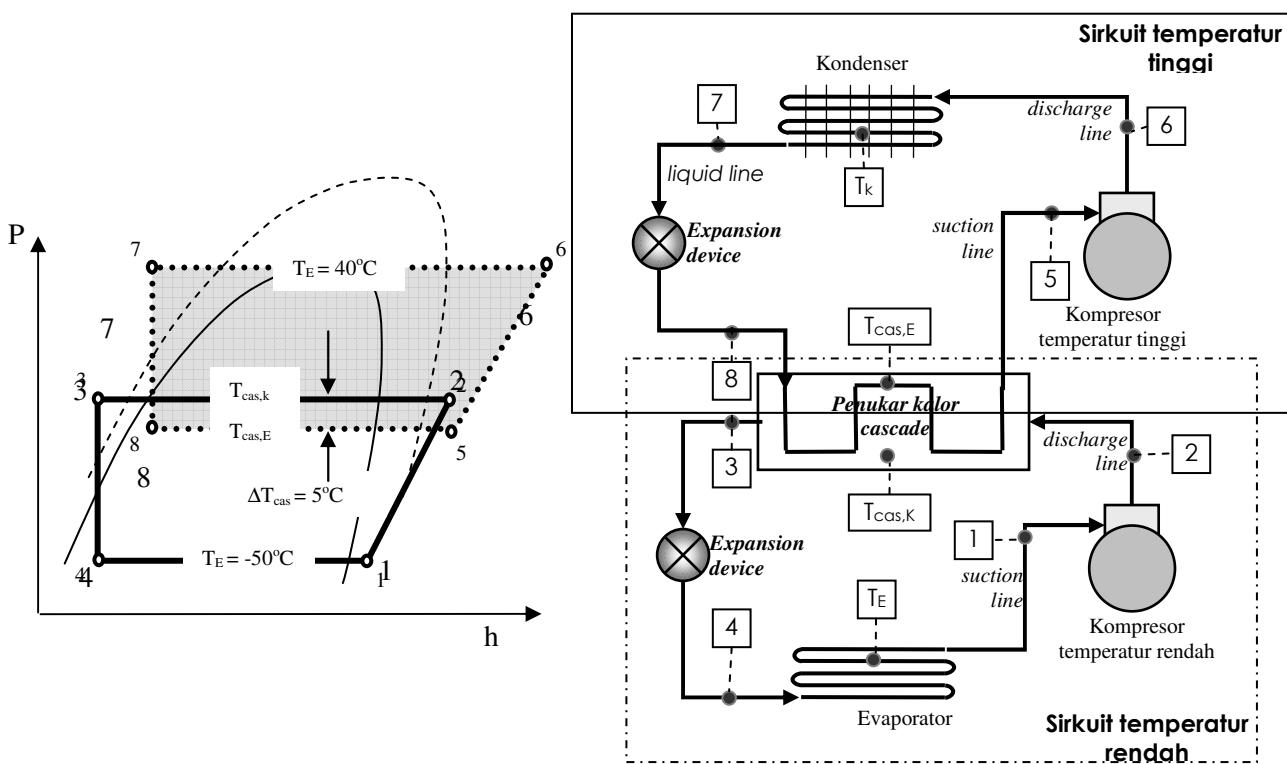
Penelitian tentang sistem refrigerasi cascade yang menggunakan refrigerant alamiah telah dilakukan oleh Souvic Bhattacharyya (2005). Penelitian dilakukan pada sistem refrigerasi cascade dimana pada temperatur tinggi digunakan refrigerant karbondioksida (R744) dan temperatur rendah menggunakan refrigerant Propane (R290) dengan melakukan variasi terhadap temperatur, efisiensi isentropis kompresor dan efisiensi energetik sistem mendapatkan bahwa kinerja sistem yang diukur melalui COP mengalami peningkatan diikuti penurunan saat mencapai temperatur tertentu. Hal ini menunjukkan bahwa sistem memiliki performa optimal pada suatu kondisi tertentu. Studi mengenai refrigerant campuran biner karbondioksida dan hidrokarbon sebagai refrigerant alternatif R13 untuk temperatur rendah pada sistem refrigerasi cascade dilakukan oleh Baolian Niu dan Yufeng Zhang (2006) yang mengusulkan suatu campuran biner karbondioksida dan propane sebagai refrigerant alternatif alami pengganti R13. Studi eksperimental untuk R13 dan campuran ini dilakukan pada sistem refrigerasi cascade hanya dengan modifikasi pipa kapiler pada bagian temperatur rendah. Hasil studi ini cukup menjanjikan dimana didapatkan bahwa COP dan kapasitas pendinginan dari campuran biner ini lebih tinggi dibanding R13. Pada saat yang sama, tekanan kondensasi, tekanan evaporasi, rasio kompresi, dan temperatur *discharge* juga lebih tinggi dibandingkan dengan R13 ketika bagian temperatur tinggi sistem refrigerasi cascade dijaga tetap.

H.M. Getu dan P.K. Bansal (2008) melakukan studi terhadap sistem refrigerasi cascade dengan menggunakan refrigerant ammonia (R717) pada sirkuit temperatur tinggi dan karbondioksida (R744) pada sirkuit temperatur rendah. Dari Analisa thermodinamika yang dilakukan menggunakan perangkat lunak (*software*) *Engineering Equation Solver* 2006 dengan tujuan mendapatkan parameter disain dan operasi sistem yang optimal diperoleh kesimpulan antara lain bahwa peningkatan temperatur kondensasi menghasilkan penurunan COP dan meningkatkan rasio laju aliran massa. Meningkatkan temperatur evaporasi meningkatkan COP dan menurunkan rasio laju aliran massa. Peningkatan perbedaan temperatur pada kondenser cascade menurunkan COP dan rasio laju aliran massa. Dari beberapa studi yang telah dilakukan tersebut ternyata, setiap sistem refrigerasi cascade masing-masing memiliki karakteristik yang berbeda tergantung pada refrigerant yang digunakan dan parameter-parameter dari sistem. Oleh karena itu, analisa thermodinamika digunakan untuk mendapatkan kombinasi refrigerant yang menghasilkan performa optimum, ramah terhadap lingkungan dan ekonomis untuk digunakan pada sistem refrigerasi cascade.

2. Metodologi

Dalam melakukan analisa thermodinamika sistem refrigerasi cascade dua tingkat ini dilakukan berdasarkan asumsi-asumsi antara lain (Getu & Bansal, 2008) :

- (1) Kompresi adiabatik dengan efisiensi isentropik (η_{isent}) 0,78 baik pada kompresor di sirkuit temperatur tinggi maupun temperatur rendah,
- (2) Rugi-rugi tekanan dan kalor sepanjang pipa dan komponen-komponen sistem diabaikan,
- (3) Refrigerant mengalami ekspansi isenthalpik pada katup ekspansi dan
- (4) Perubahan energi potensial dan kinetik diabaikan.



Gambar 1 Diagram Ph dan skema sederhana sistem refrigerasi kompresi uap cascade

Segala properti thermophysik refrigerant diperoleh dari perangkat lunak (*software*) REFPROP 8, kemudian analisa thermodinamika-nya dilakukan dengan menggunakan bantuan perangkat lunak (*software*) Fortran. Dengan melihat beberapa titik-titik keadaan yang ditunjukkan pada gambar 1. Adapun persamaan-persamaan yang digunakan untuk analisa thermodinamika-nya adalah sebagai berikut :

Kapasitas evaporasi sistem refrigerasi cascade didefinisikan sebagai :

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (1)$$

Daya yang dibutuhkan kompresor untuk sirkuit temperatur rendah yaitu :

$$\dot{W}_r = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (2)$$

Laju perpindahan kalor yang terjadi pada penukar kalor cascade dapat dinyatakan sebagai :

$$\dot{Q}_{cas} = \dot{m}_t (h_5 - h_8) = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (3)$$

sehingga dari persamaan diatas, rasio laju aliran massa refrigerant dapat ditentukan sebagai :

$$\frac{\dot{m}_t}{\dot{m}_r} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8} \quad (4)$$

atau

$$\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_t} = \frac{h_5 - h_8}{h_2 - h_3} \quad (5)$$

Daya yang dibutuhkan untuk sirkuit temperatur tinggi :

$$\dot{W}_t = \dot{m}_t (h_6 - h_5) \quad (6)$$

dan, kalor yang dibuang ke lingkungan oleh kondenser yaitu :

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_t (h_6 - h_7) \quad (7)$$

Sehingga Performa sistem refrigerasi cascade diukur dengan menggunakan *Coefficient of Performance* (COP_R) :

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_t + \dot{W}_r} \quad (8)$$

COP dapat juga dinyatakan dalam entalpy dengan mensubtitusikan persamaan (1),(2),(4) dan (6) ke dalam persamaan (8) maka, diperoleh :

$$COP = \frac{(h_5 - h_8)(h_1 - h_4)}{(h_6 - h_5)(h_2 - h_3) + (h_5 - h_8)(h_2 - h_1)} \quad (9)$$

Sebagai kondisi awal memulai analisa thermodinamika ditetapkan keadaan bahwa temperatur kondenser 40°C dan temperatur evaporator -50°C serta perbedaan temperatur dalam penukar kalor cascade (ΔT_{cas}) yakni 5°C . Titik-titik keadaan (*state points*) thermodinamika sistem refrigerasi cascade disajikan pada tabel I. Pada analisa thermodinamika ini dilakukan variasi parameter temperatur evaporasi cascade ($T_{\text{cas,E}}$) dari 15°C hingga -25°C dan dilihat pengaruhnya terhadap performa sistem refrigerasi yang diukur dalam COP dan rasio laju aliran massa pada beberapa refrigerant yang dipilih.

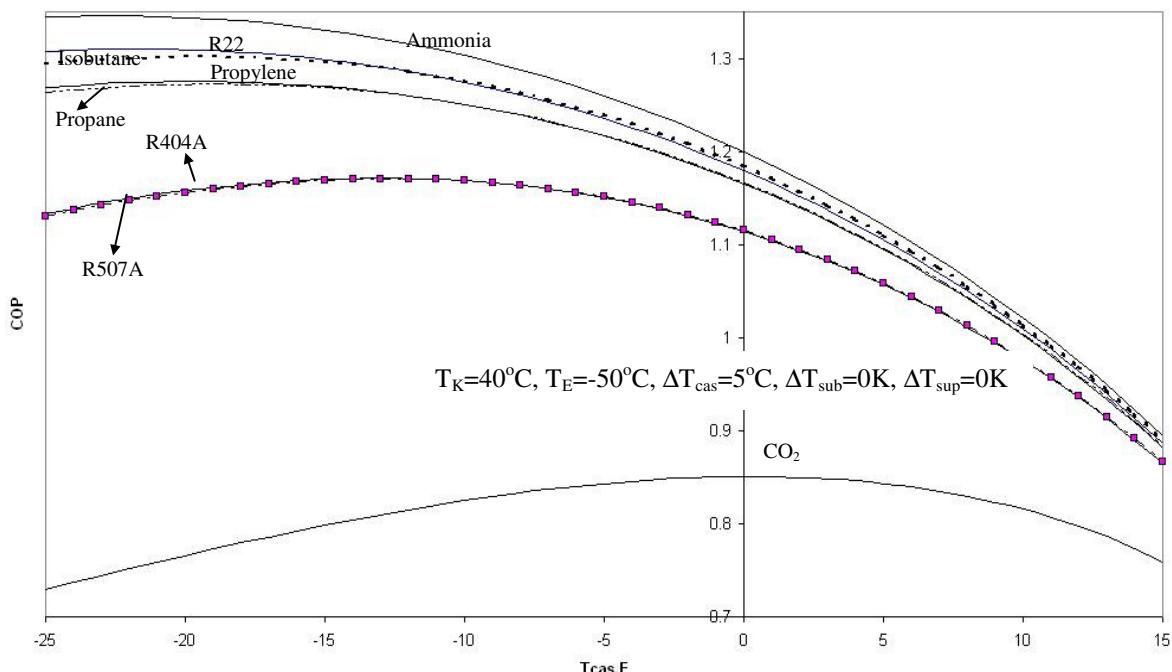
Tabel I Perhitungan titik keadaan thermodinamika sistem refrigerasi cascade dengan REFPROP 8

Keluar Evaporator	Keluar Kompresor	Keluar Kondensor	Keluar Katup ekspansi
Sirkuit temperatur tinggi			
$P_5 = f(T_{\text{cas,E}}, x=1)$	$P_6=P_7$	$P_7=f(T_K, x=0)$	$P_8=P_5$
$T_5 = T_{\text{cas,E}} + T_{\text{sup}}$	$T_6=f(P_6, S_5)$	$T_7=T_K - T_{\text{sub}}$	$T_8 = T_{\text{cas,E}}$
$h_5 = f(T_5, P_5)$	$h_{6s} = f(P_6, S_5)$	$h_7=f(T_7, P_7)$	$h_8=h_7$
$S_5 = f(T_5, P_5)$	$h_6 = (h_{6s} - h_5)/\eta_{\text{isent}} + h_5$	$S_7=f(T_7, P_7)$	$S_8=f(P_5, h_8)$
Sirkuit temperatur rendah			
$P_1 = f(T_E, x=1)$	$P_2=P_3$	$P_3=f(T_{\text{cas,K}}, x=0)$	$P_4=P_4$
$T_1 = T_E + T_{\text{sup}}$	$T_2=f(P_6, S_1)$	$T_3=T_{\text{cas,K}} - T_{\text{sub}}$	$T_4 = T_E$
$h_1 = f(T_1, P_1)$	$h_{2s} = f(P_2, S_1)$	$h_3=f(T_3, P_3)$	$h_4=h_3$
$S_1 = f(T_1, P_1)$	$h_2 = (h_{2s} - h_1)/\eta_{\text{isent}} + h_1$	$S_3=f(T_3, P_3)$	$S_4=f(P_1, h_4)$

3. Hasil dan Pembahasan

A. Pemilihan Refrigerant Sirkuit Temperatur Tinggi

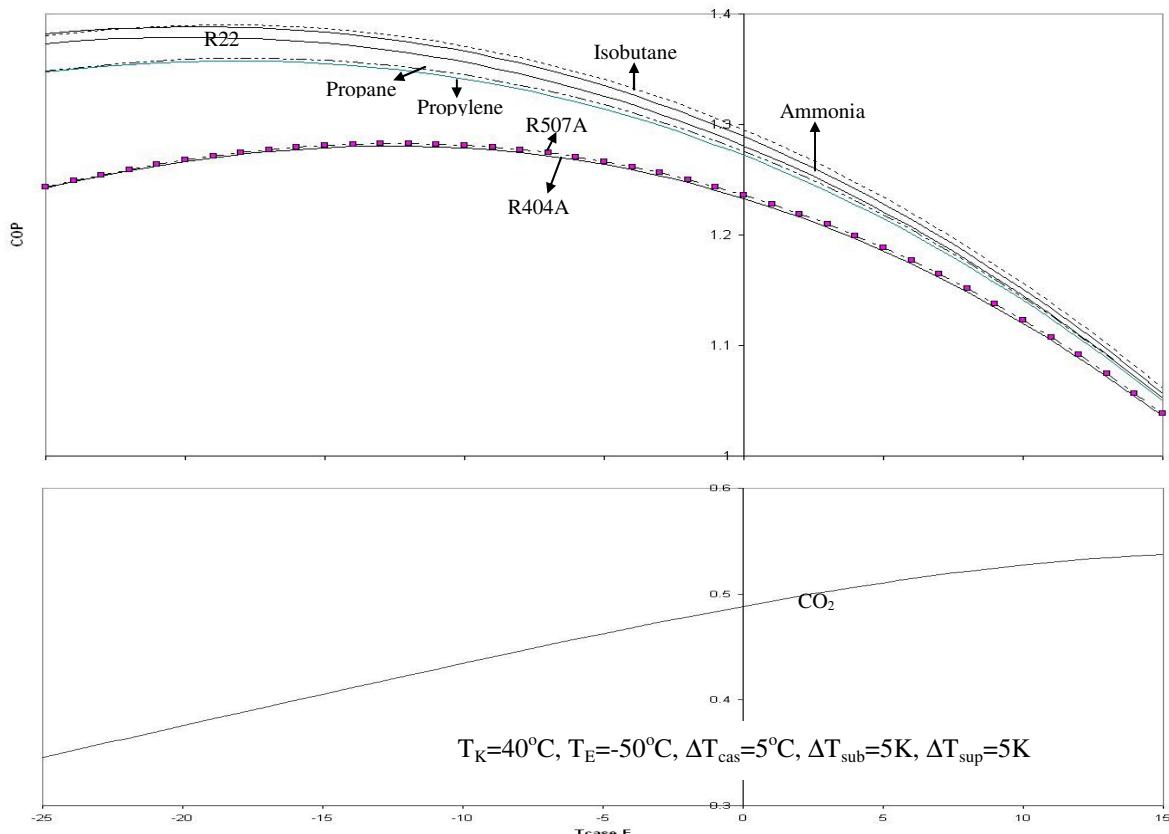
Pada sirkuit temperatur tinggi, pemilihan didasarkan pada refrigerant-refrigerant yang umumnya telah digunakan sebagai refrigerant untuk sirkuit temperatur tinggi. Oleh karena itu, refrigerant yang dipilih antara lain golongan refrigerant sintetis : R22, R507A dan R404A (ASHRAE, 2006). Sedangkan untuk refrigeran alamiah dipilih antara lain : karbondioksida (Bhattacharyya, 2005), Ammonia (ASHRAE, 2006; Getu, 2008), Propane (Baolian niu, 2005) dan Propylene (Getu, 2008) serta Isobutane (Cox, 2006). Sedangkan sebagai pembandingnya, maka pada sirkuit temperatur rendah digunakan refrigerant yang umum digunakan untuk keperluan tersebut yakni R13.



Gambar 2 Variasi COP beberapa refrigerant pada sirkuit temperatur tinggi terhadap perubahan $T_{cas,E}$ pada kondisi $T_{sub}=0K$ dan $T_{sup}=0K$

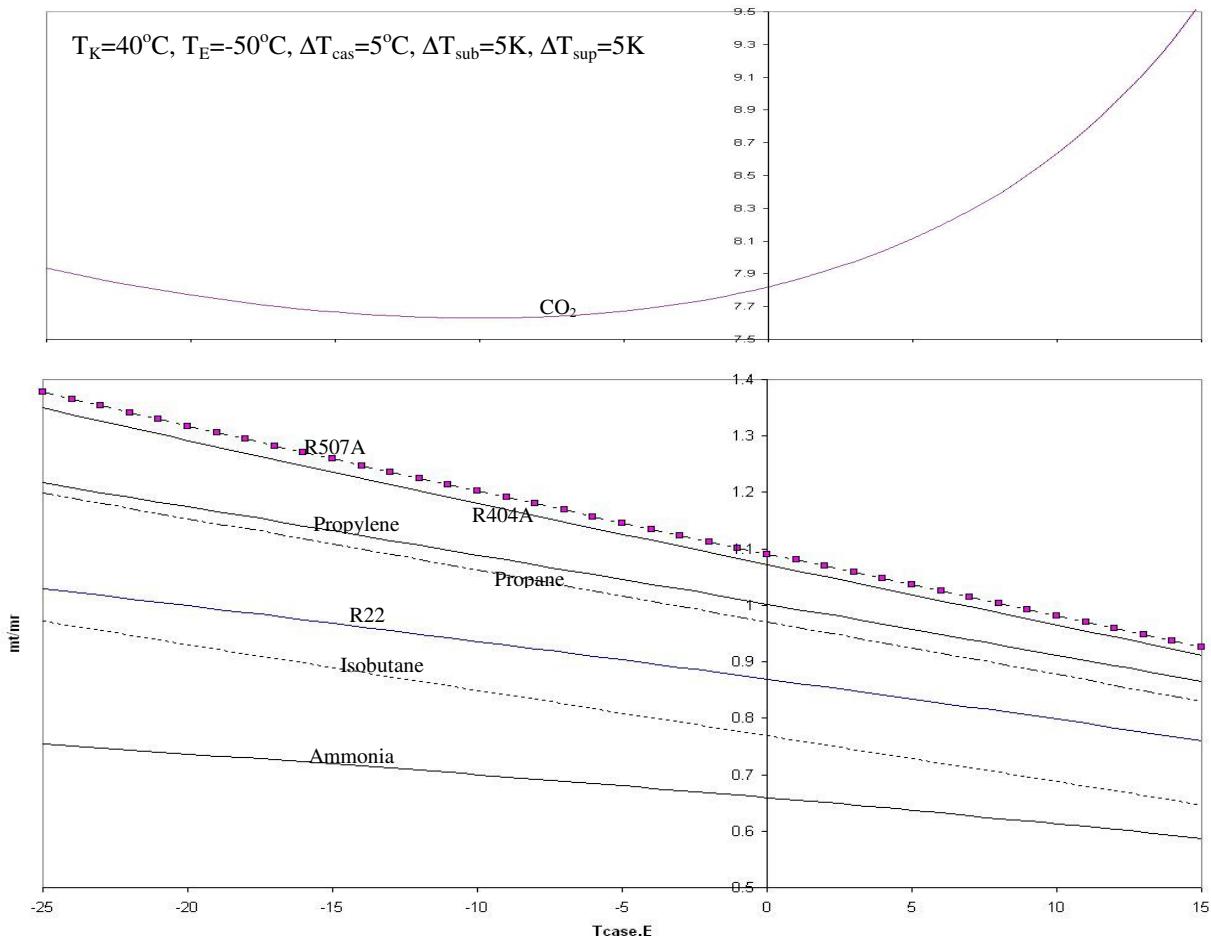
Sebagai studi awal, perbandingan pengaruh performa yang dinyatakan dalam COP terhadap perubahan temperatur evaporasi cascade ($T_{cas,E}$) pada sistem refrigerasi cascade teoritis. Gambar 2 memperlihatkan bahwa COP tertinggi sistem apabila pada sirkuit temperatur tinggi digunakan refrigerant ammonia. Diikuti dengan Performa yang hampir sama ditunjukkan oleh R22 dan Isobutane, Propylene dan Propane dan juga oleh R507A dan R404A. performa terendah terjadi apabila digunakan refrigerant karbondioksida. Dari sini juga terlihat bahwa penggunaan refrigerant Propylene, Propane, Isobutane, R22 dan Ammonia maka COP maksimum didapatkan pada $T_{case,E}$ sekitar -19°C hingga -23°C . apabila digunakan refrigerant R507A atau R404A COP maksimum terjadi disekitar $T_{case,E} -13^{\circ}\text{C}$. Sedangkan bila digunakan karbondioksida maka COP maksimum pada $T_{case,E} 0^{\circ}\text{C}$.

Pada Kenyataannya, jarang sekali sebuah sistem refrigerasi yang bekerja secara teoritis. Umumnya sistem refrigerasi selalu melakukan pemanasan lanjut uap (*Superheated*) refrigerant di evaporator yang disarankan untuk mencegah cairan agar tidak memasuki kompresor. Selain itu, pada kondenser juga dilakukan *subcooling* cairan refrigerant yang bertujuan menjamin seluruh refrigerant ketika memasuki katup ekspansi dalam keadaan 100% cairan (Stoecker, 1982). Oleh karena itu, selanjutnya perbandingan performa dalam COP terhadap variasi temperatur evaporasi cascade ($T_{cas,E}$) pada sistem refrigerasi cascade dilakukan dengan menggunakan temperatur *superheated* (T_{sup}) dan *subcooling* (T_{sub}) masing-masing 5K baik sirkuit temperatur tinggi maupun sirkuit temperatur rendah.



Gambar 3 Variasi COP beberapa refrigerant pada sirkuit temperatur tinggi terhadap perubahan $T_{cas,E}$ pada kondisi $T_{sub}=5\text{K}$ dan $T_{sup}=5\text{K}$

Gambar 3 memperlihatkan bahwa rata-rata COP tertinggi sistem apabila pada sirkuit temperatur tinggi digunakan refrigerant Isobutane, diikuti oleh Ammonia dan R22. Performa yang hampir sama ditunjukkan oleh Propane dan Propylene, dan juga oleh R507A dan R404A serta performa terendah apabila digunakan refrigerant karbondioksida Dari sini juga terlihat bahwa COP maksimum untuk penggunaan refrigerant Isobutane didapatkan pada $T_{cas,E}$ sekitar -19°C , sedangkan Ammonia, R22, Propane, dan Propylene pada $T_{cas,E}$ pada -18°C hingga -20°C . Performa sistem yang lebih rendah diperoleh apabila menggunakan Refrigerant R507A atau R404A dimana COP maksimum terjadi pada $T_{cas,E}$ pada -12°C hingga -13°C . Sedangkan COP terendah terjadi apabila menggunakan refrigerant karbondioksida dimana COP turun seiring semakin rendahnya temperatur evaporation cascade ($T_{cas,E}$).



Gambar 4 Variasi \dot{m}_t / \dot{m}_r beberapa refrigerant pada sirkuit temperatur tinggi terhadap perubahan $T_{cas,E}$ pada kondisi $T_{sub}=5\text{K}$ dan $T_{sup}=5\text{K}$

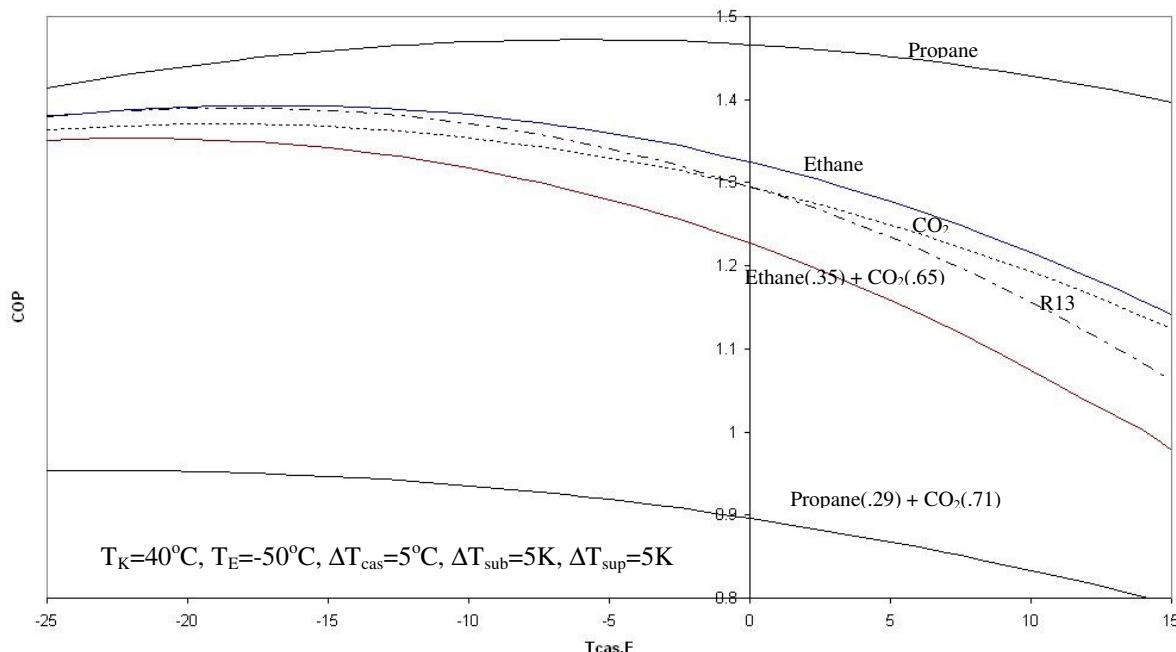
Rasio laju aliran massa refrigerant memberikan indikasi kebutuhan daya yang dibutuhkan. Besar rasio laju aliran massa mengindikasikan pula pada semakin besarnya daya kompresor yang dibutuhkan oleh sistem. Pada gambar 4 terlihat bahwa secara umum untuk semua refrigerant yang terpilih kecuali karbondioksida, menunjukkan bahwa dengan semakin rendahnya $T_{cas,E}$ maka akan meningkatkan rasio laju aliran masa. Penggunaan refrigerant karbondioksida membutuhkan rasio laju aliran massa terbesar disusul berturut-turut oleh R507A, R404A, Propylene, Propane, R22, Isobutane dan terendah didapatkan apabila digunakan Refrigerant Ammonia.

Dari beberapa refrigerant yang telah dibahas, maka didapatkan bahwa refrigerant yang memiliki performa (COP) yang baik dan membutuhkan daya terkecil adalah Ammonia. Namun demikian penggunaan Ammonia amat dibatasi karena sifatnya yang beracun (*toxicity*) dan mudah terbakar (*flammability*) sehingga termasuk ke refrigerant golongan B2. Selain itu Ammonia dapat menyebabkan korosi pada logam tembaga, sehingga akan menimbulkan banyak kesulitan apabila diterapkan pada sistem refrigerasi yang biasa digunakan. Karena itu, pilihan dijatuhkan pada refrigerant Isobutane yang memiliki performa (COP) lebih baik dari pada ammonia hanya saja membutuhkan rasio laju aliran massa yang sedikit lebih tinggi dibandingkan ammonia. Meskipun Isobutane mudah terbakar (*flammability*) namun tidak beracun (golongan A3) dan sesuai untuk hampir semua sistem refrigerasi yang biasa digunakan. Sehingga refrigerant Isobutane dapat langsung dipakai pada sistem refrigerasi yang ada tanpa modifikasi yang terlalu banyak.

B. Pemilihan Refrigerant Sirkuit Temperatur Rendah

Pemilihan refrigerant untuk sirkuit temperatur rendah didasarkan pada refrigerant-refrigerant yang umumnya telah digunakan antara lain dari golongan refrigerant sintetis yaitu : R13 (ASHRAE, 2006). Sedangkan untuk refrigeran alamiah terpilih refrigerant-refrigerant antara lain karbondioksida

(Getu, 2008) dan Propane (Bhattacharyya, 2005) serta campuran dengan komposisi 0.71/0.29 dalam fraksi mole antara karbondioksida/propane (Baolian niu, 2005). Selain itu diusulkan refrigerant tekanan tinggi yang lain seperti Ethane dan campuran azeotropik dengan komposisi 0.65/0.35 dalam fraksi mole antara karbondioksida/Ethane (Cox, 2006). Sebagai pembandingnya maka, pada sirkuit temperatur tinggi digunakan refrigerant yang telah dipilih dari pembahasan sebelumnya yakni Isobutane.



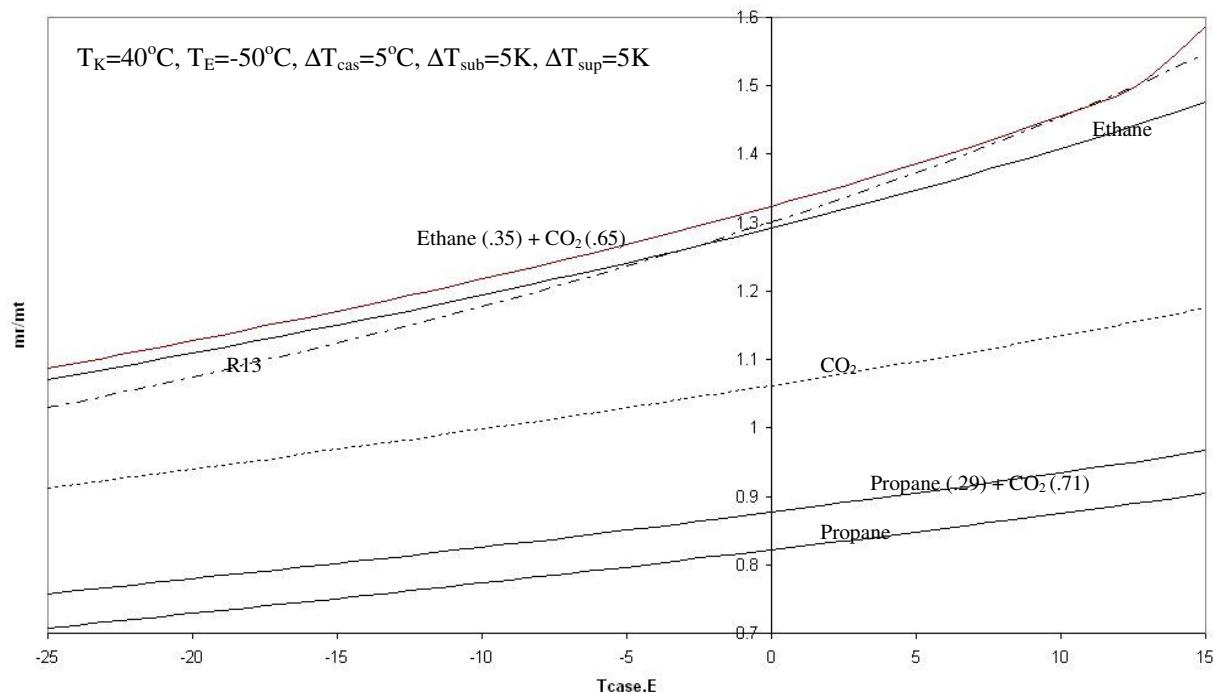
Gambar 5 Variasi COP beberapa refrigerant pada sirkuit temperatur rendah terhadap perubahan $T_{cas,E}$ pada kondisi $T_{sub}=5K$ dan $T_{sup}=5K$.

Dari gambar 5 terlihat bahwa COP tertinggi diperoleh oleh propane dimana nilai COP maksimum pada $T_{cas,E} = -6^\circ\text{C}$ dan kemudian turun drastis seiring dengan turunnya $T_{cas,E}$. Selanjutnya setelah Propane COP tertinggi didapatkan pada refrigerant dengan urutan yaitu : Ethane pada $T_{cas,E} = -17^\circ\text{C}$, R13 pada $T_{cas,E} = -19^\circ\text{C}$, Karbondioksida pada $T_{cas,E} = -18^\circ\text{C}$, campuran Ethane/Karbondioksida pada $T_{cas,E} = -22^\circ\text{C}$ dan campuran Propane/Karbondioksida pada $T_{cas,E} = -23^\circ\text{C}$.

Gambar 6 memberikan keterangan rasio laju aliran massa refrigerant pada sirkuit temperatur rendah dengan laju aliran massa refrigerant pada sirkuit temperatur tinggi terhadap perubahan temperatur evaporasi cascade ($T_{cas,E}$). Gambar 6 menunjukkan bahwa kecenderungan yang terjadi bahwa rasio laju aliran massa refrigerant akan turun seiring dengan turunnya $T_{cas,E}$. Kebutuhan rasio laju aliran massa tertinggi ke yang rendah terjadi pada refrigerant dengan urutan : campuran Ethane/Karbondioksida, Ethane, R13, Karbondioksida, campuran Propane/Karbondioksida dan Propane.

Refrigerant dengan performa terbaik dan kebutuhan daya terkecil untuk $T_{cas,E}$ antara 15°C hingga -25°C yaitu Propane. Namun kecenderungan penurun performanya cukup drastis sehingga penggunaan propane tampaknya akan terhambat bila digunakan untuk $T_{cas,E}$ lebih kecil dari -25°C . Penggunaan R13 jelas tidak dimungkinkan berkaitan dengan bahwa dalam waktu dekat CFC tidak diperbolehkan untuk digunakan karena merusak lingkungan. Oleh karena itu, refrigerant alternatif yang dapat dipakai yakni Ethane, karbondioksida dan campuran Ethane/karbondioksida. Bagaimanapun, penggunaan karbondioksida dibatasi tingginya tekanan dan tingginya temperatur triple (216,58K), hal ini menghalangi penggunaan karbondioksida untuk sirkuit temperatur rendah pada sistem refrigerasi cascade (Baolian Niu dkk, 2006). Sedangkan penggunaan ethane Walaupun tidak beracun dan ramah terhadap lingkungan, ethane yang masuk golongan A3 dikenal sebagai bahan yang mudah terbakar (*flammability*).

Campuran azeotropik Ethane/karbondioksida tampaknya menjadi Alternatif refrigerant yang menjanjikan untuk $T_{cas,E}$ yang lebih kecil dari -25°C . hal ini dikarenakan kecenderungan (*trend*) COP terhadap penurunan $T_{cas,E}$ cukup kecil. Dengan mencampur Ethane/karbondioksida diharapkan akan



Gambar 6 Variasi \dot{m}_r/\dot{m}_t beberapa refrigerant pada sirkuit temperatur tinggi terhadap perubahan $T_{cas,E}$ pada kondisi $T_{sup}=5K$ dan $T_{sub}=5K$

mengurangi *flammability* ethane sekaligus memperbaiki sifat thermophisik karbondioksida. Namun demikian masih sedikit sekali data-data penggunaan campuran Ethane/karbondioksida sebagai refrigerant sirkuit temperatur rendah pada sistem refrigerasi cascade. Oleh karena itu perlu investigasi lebih lanjut dalam simulasi dan studi experiment agar memperoleh data yang cukup mengenai karakteristik campuran Ethane/karbondioksida dalam sistem refrigerasi cascade.

4. Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisa thermodinamika pemilihan refrigerant pada sistem refrigerasi cascade maka dapat ditarik kesimpulan antara lain :

- (1) Pada sirkuit temperatur tinggi sebaiknya digunakan refrigerant Isobutane yang memiliki COP terbaik dan dapat langsung digunakan pada sistem refrigerasi yang ada tanpa banyak melakukan modifikasi.
- (2) Pada sirkuit temperatur rendah untuk $T_{cas,E}$ antara 15°C hingga -25°C dipilih refrigerant propane yang memiliki COP tertinggi pada $T_{cas,E} -6^{\circ}\text{C}$. Namun penggunaan propane untuk $T_{cas,E}$ yang lebih kecil dari -25°C tampaknya akan terhambat karena kecendrungan penurunannya dibawah $T_{cas,E} -6^{\circ}\text{C}$ yang cukup drastis.
- (3) Campuran Ethane/karbondioksida dapat dijadikan Alternatif refrigerant yang menjanjikan untuk $T_{cas,E}$ yang lebih kecil dari -25°C dikarenakan kecendrungan (*trend*) COP terhadap penurunan $T_{cas,E}$ cukup kecil. Namun demikian masih sedikit sekali data-data penggunaan campuran Ethane/karbondioksida sebagai refrigerant sirkuit temperatur rendah pada sistem refrigerasi cascade.

Daftar Pustaka

- ASHRAE Handbook, 2006, *Ultralow-Temperature Refrigeration*, Chapter 39
 Niu, Boulian, Zhang, Yufeng, 2006, *Experimental Study of the Refrigeration Cycle Performance for R744/R290 Mixtures*, International Jurnal Of Refrigeration, 30(2007):37-42
 Bhattacharyya, Souvik, S. Mukhopadhyay, A. Kumar, R.K. Kurana, dan J. Sarkar, 2005, *Optimization Of CO₂-C₃H₈ Cascade System for Refrigeration and Heating*, International Jurnal Of Refrigeration, 28:1284-1292

- Cengel. Yunus.A, Boles. Michael, 1998, "Thermodynamics An Engineering Approach", Third Edition, McGraw-Hill, International Edition
- Gettu. H.M, Bansal. P.K, 2008, *Thermodynamic analysis of an R744-R717 cascade refrigeration system*, International Jurnal Of Refrigeration, 31 (2008):45-54
- Missimer,D.J.,W.L, Holladay, 1967, *Cascade refrigeration system – state of the art*, ASHRAE Journal.
- NIST Standard Reference Database 23, 1998. *NIST Thermodynamics and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures*, REFPROP, Version 8.0.
- Cox.N, Mazur.V, 2006, *Is CO₂ The Natural Alternative To R410A Or Are There Other Options*, IIR Ustav Lorentzen Converence On Natural Working Fluids, Trondheim, Norway, May 28-31, 2006
- Redford, Donni, 2008, *Pengujian Sistem Refrigerasi Cascade Menggunakan R22-R404A Dengan Variasi Tekanan Pada Low-Stage*, Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Indonesia, Depok
- Stoecker, Jones, Supratman Hara, 1989, *Refrigerasi Dan Pengkondisian Udara*, Penerbit Erlangga, Jakarta

Notasi

COP	<i>Coefficient of performance</i> (nondimensi)
h	Entalpy spesifik (kJ/mol)
hs	Entalpy spesifik pada kondisi isentropik (kJ/mol)
\dot{m}	Laju aliran massa (mol/s)
\dot{m}_r / \dot{m}_t	Rasio laju aliran massa sirkuit temperatur tinggi terhadap laju aliran massa sirkuit temperature rendah (nondimensi)
\dot{m}_r / \dot{m}_t	Rasio laju aliran massa sirkuit temperature rendah terhadap laju aliran massa sirkuit temperatur tinggi (nondimensi)
P	Tekanan (kPa)
\dot{Q}	Laju perpindahan kalor (kW)
s	Entropy spesifik (kJ/mol.K)
T	Temperatur (°C)

\dot{W}	Daya (kW)
x	Kualitas (nondimensi)

Huruf Yunani

Δ	Perubahan
η	Efesiensi

Subscripts

Cas	Penukar kalor cascade
E	Evaporator
Isent	Isentropik
K	Kondenser
r	Sirkuit temperatur rendah
Sub	<i>Subcooling</i>
Sup	<i>Superheating</i>
t	Sirkuit temperatur tinggi