

## M5-019 Analisa Model dan *Experimental Setup* Sistem Refrigerasi Cascade Dengan Campuran Karbondioksida dan Ethane Sebagai Refrigeran Temperatur Rendah Ramah Lingkungan

Nasruddin, M. Idrus Alhamid dan Darwin Rio Budi Syaka

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

### ABSTRACT

Dalam pengobatan dan penelitian biomedis diperlukan *cold storage* yang dapat mencapai temperatur  $-80^{\circ}\text{C}$  [1] dan untuk mencapai temperatur rendah tersebut digunakan sistem refrigerasi *cascade*. [2]. Selama ini sirkuit temperatur rendah menggunakan sistem refrigerasi *cascade* dan menggunakan refrigeran yang mengandung zat perusak ozon atau penyebab pemanasan global [2]. Karena itu, diperlukan alternatif refrigeran alamiah, yang salah satunya adalah karbondioksida [3]. Namun, tingginya tekanan dan temperatur triple menghalangi penggunaan karbondioksida untuk temperatur rendah [4]. Salah satu solusinya adalah dengan mencampur karbondioksida dengan hidrokarbon. Studi mengenai campuran zeotropis karbondioksida dan propan (hidrokarbon) didapatkan efisiensi energi dan kapasitas pendinginan lebih tinggi dari pada R13 (CFC). Namun, hanya mencapai temperatur  $-72^{\circ}\text{C}$  dan memiliki *glide temperature* sehingga efisiensi energetiknya menurun. [4] Untuk mendapatkan efisiensi yang lebih baik, campuran azeotropis karbondioksida dan ethane merupakan refrigeran alternatif yang menjanjikan [4]. Analisa termodinamika yang telah dilakukan mengindikasikan bahwa campuran karbondioksida dan ethane menghasilkan kinerja (COP) yang lebih baik dari pada campuran karbondioksida dan propan [5]. Selanjutnya berdasarkan analisa model, dibuatlah sebuah *experimental setup* sistem refrigerasi *cascade* untuk memverifikasi hasil dari simulasi. Hasil dari penelitian ini akan sangat membantu dalam perancangan dan pembuatan sistem refrigerasi *cascade* yang menggunakan refrigeran alternatif campuran karbondioksida dan ethane untuk penggunaan temperatur rendah tidak hanya untuk kebutuhan biomedis namun juga untuk sektor komersil, industri dan ilmiah.

**Kata kunci : refrigerasi, cascade, campuran. karbon dioksida, ethane**

### Notasi

- COP : *Coefficient of performance*  
(nondimensi)
- dt : Beda temperatur di penukar  
kalor cascade ( $^{\circ}\text{C}$ )
- h : Enthalpi spesifik (kJ/mol)
- $h_s$  : Enthalpi spesifik dihitung pada  
entropi suction (kJ/mol)
- $\dot{m}$  : Mass flowrate (mol/s)
- $\dot{m}_h / \dot{m}_l$  : Rasio laju aliran massa dari sirkuit  
temperatur tinggi dengan sirkuit  
temperatur rendah (nondimensi)

# Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) VIII

Universitas Diponegoro, Semarang 11-12 Agustus 2009

- $\dot{m}_l / \dot{m}_h$  : Rasio laju aliran massa dari  
sirkuit temperatur tinggi dengan  
sirkuit temperatur rendah  
(nondimensi)
- P : Tekanan (kPa)
- $\dot{Q}$  : Laju perpindahan kalor (kW)
- S : Entropy spesifik (kJ/mol.K)
- T : Temperatur ( $^{\circ}$ C)
- $\dot{w}$  : Daya (kW)
- x : Kualitas uap (nondimensi)

## Huruf Yunani

$\eta$  : efisiensi

## Subscripts

cas : alat penukar kalor cascade

k : Kondenser

E : Evaporator

h : Sirkuit temperatur tinggi

isent : Isentropik

l : Sirkuit temperatur rendah

sub : *Subcooling*

sup : *Superheated*

superheated

## 1. Pendahuluan

Kegiatan pengobatan dan penelitian biomedis membutuhkan *cold storage* untuk menyimpan spesimen biomedis seperti sel induk (*stem cells*), sperma, darah dan organ-organ lainnya. Untuk mencegah specimen biomedis dari kerusakan disyaratkan ruang pendingin yang mencapai temperatur hingga  $-80^{\circ}$ C.[5] Penggunaan sistem refrigerasi siklus tunggal hanya mampu mencapai pendinginan efektif sekitar  $-40^{\circ}$ C, dan efisiensinya memburuk di bawah  $-35^{\circ}$ C karena turunnya tekanan evaporasi. Sehingga, untuk dapat menjangkau temperatur yang lebih rendah, digunakan sistem refrigerasi cascade.[1]

Sistem refrigerasi cascade minimal terdiri dari dua sistem refrigerasi yang bekerja secara mandiri. Dua sistem refrigerasi ini dihubungkan penukar kalor cascade di mana kalor yang dilepaskan kondenser di sirkuit temperatur rendah (*low temperature circuit/LTC*) diserap evaporator dari sirkuit temperatur tinggi (*high temperature circuit/HTC*).[6] Dalam rangka mencapai  $-80^{\circ}$ C, selama ini di sirkuit temperatur rendah digunakan refrigeran CFC seperti R13 atau R503 yang dalam waktu dekat (tahun 2010) dilarang karena merusak lapisan ozon. Sementara itu, refrigeran alternatif HFC seperti R23 walaupun tidak mengandung zat perusak ozon, tetapi menyebabkan pemanasan global. Sehingga, dicari refrigeran alternatif yang diarahkan pada refrigeran alamiah dan salah satunya adalah karbondioksida.[7]

Karbondioksida memiliki keunggulan karena tidak beracun, tidak dapat terbakar (*non-flammable*), mudah didapat, tidak merusak ozone dan sangat rendah berpotensi pada pemanasan global.[8] Namun tingginya tekanan dan temperatur triple menghalangi penggunaan karbondioksida bila digunakan untuk

sirkuit temperatur rendah.[2] Solusi untuk mengatasi kekurangan ini adalah dengan mencampurkan karbondioksida dengan refrigeran alamiah yang lain yaitu hidrokarbon.

Indonesia sebagai salah satu negara penghasil gas alam terbesar didunia, memiliki cadangan hidrokarbon yang luar biasa besar. Sebagai refrigeran, hidrokarbon memiliki sifat thermofisik yang baik. Walaupun tidak beracun dan ramah lingkungan, hidrokarbon dikenal sebagai bahan dapat terbakar.[8] Maka, diharapkan bila hidrokarbon dicampur dengan karbondioksida maka mengurangi *flammability*-nya sekaligus memperbaiki sifat thermofisik karbondioksida.

Studi mengenai refrigeran campuran karbondioksida dan hidrokarbon untuk temperatur rendah masih sedikit yang melakukan dan diantaranya dilakukan oleh Niu (2006) yang melakukan eksperimental terhadap campuran biner karbondioksida dan propan dan didapatkan bahwa efesiensi energi dan kapasitas pendinginan campuran ini lebih tinggi dibanding bila menggunakan refrigeran R13.[2] Namun, campuran ini hanya mencapai temperatur minimal  $-72^{\circ}\text{C}$  dan campuran karbondioksida dan propane tidak tercampur sempurna (Zeotropis) sehingga menghasilkan *glide temperature*.[9] *Glide temperature* penurunan kemampuan penukaran kalor sehingga berefek pada turunnya efesiensi energetik. Untuk mendapatkan efesiensi yang lebih baik maka dicari hidrokarbon yang tercampur sempurna (azeotropis) dengan karbondioksida.

Salah satu hidrokarbon yang menghasilkan campuran azeotropis bila dicampur karbondioksida adalah ethane. Untuk aplikasi temperatur rendah dibandingkan R23, ethane memiliki performa dan efek refrigerasi yang lebih baik [10] karena itu, campuran karbondioksida dan ethane merupakan refrigeran alternatif yang menjanjikan. Studi simulasi mengindikasikan campuran karbondioksida dan ethane memberikan efesiensi (COP) lebih baik dari pada campuran karbondioksida dan propan.[3] Studi eksperimental lebih lanjut membuktikan campuran ini mampu mencapai temperatur minimum hingga  $-87^{\circ}\text{C}$ .[4] Namun demikian, komposisi optimum dan parameter disain serta karakteristik operasi dari campuran biner karbondioksida dan ethane ini masih belum diketahui. Jadi, dalam rangka pengembangan prototype *cold storage* temperatur rendah untuk aplikasi di bidang biomedis perlu penelitian lanjutan untuk mendapatkan komposisi optimum campuran karbondioksida dan ethane sebagai refrigerant temperatur rendah dalam sistem refrigerasi cascade.

## 2. Metodologi

Dalam melakukan analisa sistem refrigerasi cascade dua tingkat ini dilakukan berdasarkan asumsi-asumsi antara lain :

- [1] Kompresi adiabatik dengan efesiensi isentropik ( $\eta_{isent}$ ) 0,75 baik pada kompresor di sirkuit temperatur tinggi maupun temperatur rendah,
- [2] Rugi-rugi tekanan dan kalor sepanjang pipa dan komponen-komponen sistem diabaikan,
- [3] Refrigeran mengalami ekspansi isenthalpik pada katup ekspansi dan
- [4] Perubahan energi potensial dan kinetik diabaikan.

Semua property thermophysik refrigeran diperoleh dari perangkat lunak (*software*) REFPROP 8 [11], 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 yang digunakan dalam analisa adalah sebagai berikut :

Kapasitas evaporasi sistem refrigerasi cascade didefinisikan sebagai :

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_1 (h_1 - h_4) \quad (1)$$

# Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) VIII

Universitas Diponegoro, Semarang 11-12 Agustus 2009

Daya yang dibutuhkan kompresor untuk sirkuit temperatur rendah yaitu :

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

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

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

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

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

atau

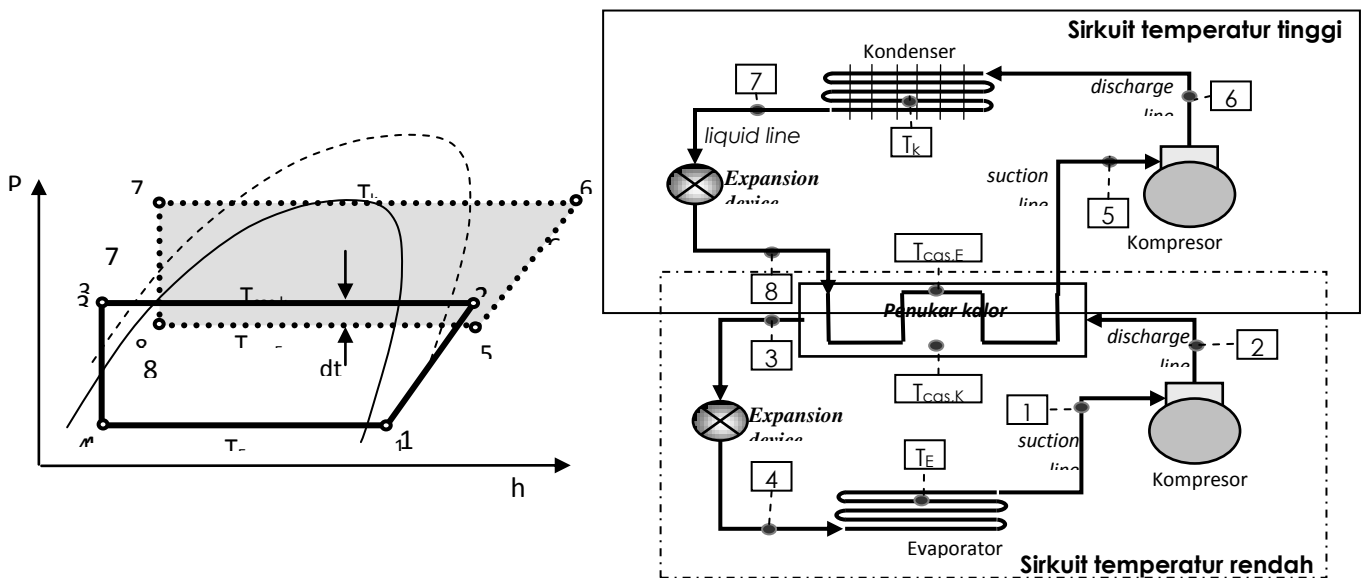
$$\frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_h} = \frac{h_5 - h_8}{h_2 - h_3} \quad (5)$$

Daya yang dibutuhkan untuk sirkuit temperatur tinggi :

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

dan, kalor yang dibuang ke lingkungan oleh kondenser yaitu :

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



Gambar 1

Diagram P-h dan skema sederhana sistem refrigerasi kompresi uap cascade

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

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

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

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

Titik-titik keadaan (*state points*) thermodinamika sistem refrigerasi cascade disajikan pada tabel I. Pada analisa ini dilakukan variasi parameter temperatur evaporasi cascade ( $T_{cas,E}$ ) dari  $0^\circ\text{C}$  s/d  $-42^\circ\text{C}$  dan dilihat pengaruhnya terhadap performa sistem refrigerasi yang diukur dalam COP.

# Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) VIII

Universitas Diponegoro, Semarang 11-12 Agustus 2009

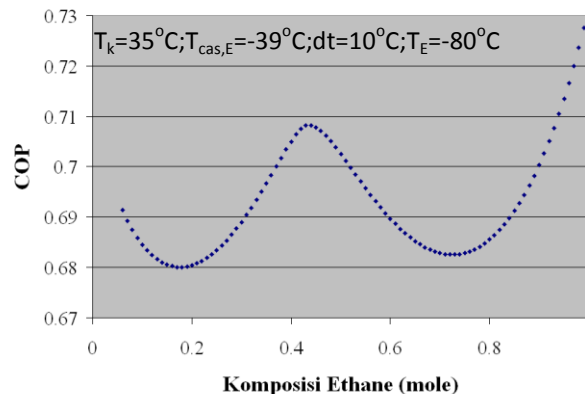
Tabel I Perhitungan titik keadaan thermodynamika sistem refrigerasi cascade dengan REFPROP 8

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

## 3 Hasil dan Pembahasan

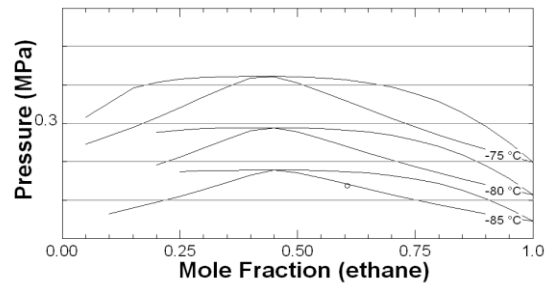
### 3.1 Analisa Model

Gambar 2 memperlihatkan efek penambahan komposisi ethane terhadap karbondioksida dalam fraksi mole pada kondisi temperatur kondenser ( $T_k$ )=35°C, temperatur di evaporator alat penukar kalor cascade ( $T_{cas,E}$ )=-39°C, beda temperatur antara evaporator sirkuit temperatur tinggi dengan kondenser sirkuit temperatur rendah dalam penukar kalor cascade ( $dt$ )=10°C dan temperatur evaporator ( $T_E$ )=-80°C.



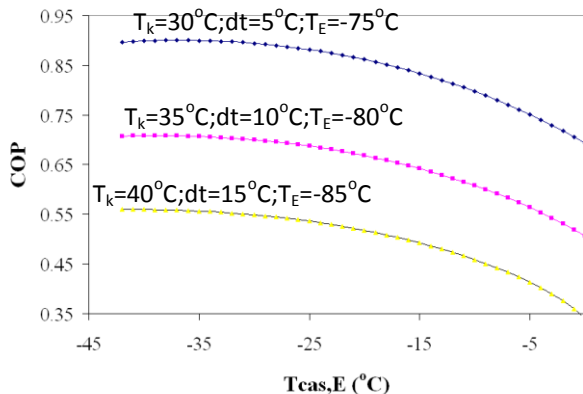
Gambar 2 Efek penambahan komposisi ethane terhadap performa (COP) sistem refrigerasi cascade.

Pada gambar 2 terlihat bahwa penambahan komposisi ethane menghasilkan COP sistem yang berfluktuasi dimana nilai COP tertinggi terjadi pada komposisi 100% ethane. Hal ini sesuai dengan penelitian yang dilakukan oleh Rahadiyan bahwa ethane memiliki performa dan efek refrigerasi yang baik [10]. Komposisi kurang dari 6% ethane (94% karbondioksida) tidak dapat digunakan bila temperatur evaporator ( $T_E$ ) =  $-80^\circ\text{C}$ , hal ini karena dihalangi tingginya temperatur dan tekanan triple karbondioksida [2], pada gambar 2 hal ini ditunjukkan dengan terputusnya kurva karena memberikan nilai COP yang negatif.



Gambar 3 Diagram P-x menunjukkan komposisi azeotropik karbondioksida dan ethane[11]

Komposisi optimum yang menghasilkan COP terbaik terjadi pada komposisi (fraksi mole) karbondioksida 0,56 dan ethane 0,44 (gambar 2). COP terbaik ini terjadi karena pada komposisi tersebut pada temperatur  $-80^\circ\text{C}$ , terjadi campuran azeotropik antara karbondioksida dengan ethane seperti yang diperlihatkan pada gambar 3. Menilik hal tersebut, maka untuk melihat pengaruh parameter-parameter yang lain pada sistem refrigerasi cascade akan dianalisa berdasarkan komposisi (fraksi mole) karbondioksida 0,56 dan ethane 0,44.



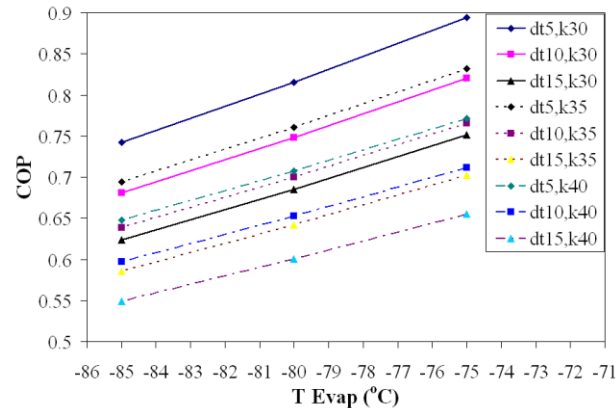
Gambar 4 Efek temperatur di evaporator alat penukar kalor cascade ( $T_{cas,E}$ ) terhadap COP.

Gambar 4 memperlihatkan Efek temperatur di evaporator alat penukar kalor cascade ( $T_{cas,E}$ ) terhadap COP pada beberapa kondisi temperatur kondenser ( $T_k$ ), beda temperatur antara evaporator sirkuit temperatur tinggi dengan kondenser sirkuit temperatur rendah dalam penukar kalor cascade (dt) dan temperatur evaporator ( $T_E$ ). Pemilihan temperatur di evaporator alat penukar kalor cascade ( $T_{cas,E}$ ) dari  $0^\circ\text{C}$  s/d  $-42^\circ\text{C}$  berdasarkan properti refrigeran propana yang digunakan pada sirkuit temperatur tinggi yang memiliki *boiling point* minimum pada  $-42^\circ\text{C}$ .

Pada gambar 4 menunjukkan bahwa hubungan antara temperatur di evaporator alat penukar kalor cascade ( $T_{cas,E}$ ) dengan COP tidaklah linier. Hal ini dapat dilihat bahwa untuk semua kondisi COP

maksimum terjadi pada  $T_{cas,E}$  tertentu saja, sehingga untuk analisa selanjutnya akan dilakukan berdasarkan  $T_{cas,E}$  yang menghasilkan COP maksimum.

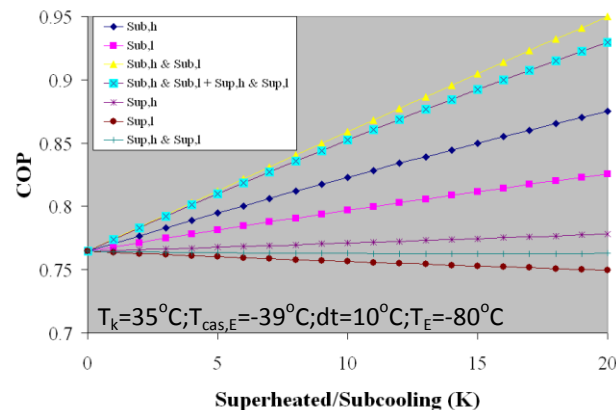
Pengaruh perubahan parameter-parameter sistem yang berupa temperatur kondenser ( $T_k$ ), beda temperatur antara evaporator sirkuit temperatur tinggi dengan kondenser sirkuit temperatur rendah dalam penukar kalor cascade ( $dt$ ) dan temperatur evaporator ( $T_E$ ) diperlihatkan pada gambar 5. Gambar 5 menunjukkan bahwa turunya temperatur evaporator ( $T_E$ ) akan menurunkan COP. Sebaliknya penurunan beda temperatur antara evaporator sirkuit temperatur tinggi dengan kondenser sirkuit temperatur rendah dalam penukar kalor cascade ( $dt$ ) dan temperatur kondenser ( $T_k$ ) akan menaikkan COP sistem.



Gambar 5 Efek temperatur evaporator ( $T_E$ ) terhadap COP sistem refrigerasi cascade.

Pada gambar 5 terlihat juga bahwa parameter temperatur kondenser ( $T_k$ ), beda temperatur antara evaporator sirkuit temperatur tinggi dengan kondenser sirkuit temperatur rendah dalam penukar kalor cascade ( $dt$ ) dan temperatur evaporator ( $T_E$ ) memiliki hubungan yang linier dengan COP sistem refrigerasi cascade.

Pada Kenyataannya, sebuah sistem refrigerasi selalu melakukan pemanasan lanjut uap (*Superheated*) refrigeran di evaporator yang disarankan untuk mencegah cairan agar tidak memasuki kompresor. Selain itu, pada kondenser juga dilakukan *subcooling* cairan refrigeran yang bertujuan menjamin seluruh refrigeran ketika memasuki katup ekspansi dalam keadaan 100% cairan [12].

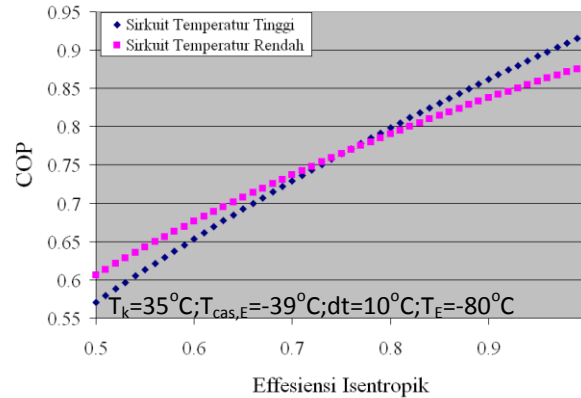


Gambar 6 Efek *superheating* dan *subcooling* terhadap COP sistem refrigerasi cascade.

Oleh karena itu, selanjutnya Efek *superheating* dan *subcooling* terhadap COP sistem refrigerasi cascade digambarkan pada gambar 6. Gambar 6 menunjukkan bahwa penambahan subcooling baik pada



sikuit temperatur tinggi maupun rendah akan meningkatkan COP, sedangkan penambahan superheated baik pada sikuit temperatur tinggi maupun rendah akan menurunkan COP sistem refrigerasi cascade. Selain itu, parameter temperatur *superheating* dan *subcooling* memiliki hubungan yang linier dengan COP sistem refrigerasi cascade.



Gambar 7 Efek efisiensi isentropik ( $\eta_s$ ) terhadap COP sistem refrigerasi cascade.

Parameter efisiensi isentropik ( $\eta_s$ ) tidak memiliki hubungan yang linier dengan COP sistem refrigerasi cascade. Hal ini dapat dilihat pada gambar 7, yang menunjukkan bahwa kenaikan efisiensi isentropik ( $\eta_s$ ) pada sirkuit temperatur tinggi akan lebih besar menaikkan COP dibandingkan kenaikan ( $\eta_s$ ) pada sirkuit temperatur rendah. Titik pertemuan di 0,75 pada gambar 7 terjadi karena efisiensi isentropik salah satu sirkuit diset pada efisiensi isentropik 0,75 sementara efisiensi isentropik sirkuit yang lainnya divariasikan.

Dari gambar 5 dan 6 diketahui bahwa parameter temperatur kondenser ( $T_k$ ), beda temperatur antara evaporator sirkuit temperatur tinggi dengan kondenser sirkuit temperatur rendah dalam penukar kalor cascade ( $dt$ ), temperatur evaporator ( $T_E$ ), temperatur *superheating* dan *subcooling* memiliki distribusi yang linier terhadap COP sistem refrigerasi cascade.

Oleh karena hubungannya linier, maka metode *multi linier regression* dapat digunakan untuk menentukan COP maksimum sistem refrigerasi cascade. Dari hubungan 91854 set data yang kemudian disaring kembali menjadi 2187 set data COP maksimum, maka dengan menggunakan *software* SPSS 10.05 maka didapatkan bahwa :

$$COP_{max} = 2,122 - 0,00718T_k + 0,01392T_E - 0,0135dt + 0,002215T_{sub,h} + 0,0000971T_{sup,h} + 0,007371T_{sub,l} - 0,00044T_{sup,l} \quad (10)$$

Dimana keterangan lebih lengkap hasil pengolahan data statistik dapat dilihat pada tabel II berikut ini.

Tabel II Hasil pengolahan multi linier regresi COP maksimum dengan SPSS 10.05

Model Summary

Model	R	R Square	Adjusted R Square	Std. Error of the Estimate
1	.997 <sup>a</sup>	.993	.993	7.4718E-03

a. Predictors: (Constant), TSUPLTC, TSUBLTC, TSUPHTC, TSUBHTC, DELTA, TE, TC

ANOVA<sup>a</sup>

Model		Sum of Squares	df	Mean Square	F	Sig.
1	Regression	17.738	7	2.534	45392.964	.000 <sup>a</sup>
	Residual	.122	2179	5.582E-05		
	Total	17.860	2186			

a. Predictors: (Constant), TSUPLTC, TSUBLTC, TSUPHTC, TSUBHTC, DELTA, TE, TC

b. Dependent Variable: COPOPT

Coefficients<sup>a</sup>

Model		Unstandardized Coefficients		Standardized Coefficients	t	Sig.
		B	Std. Error	Beta		
1	(Constant)	2.122	.004		600.810	.000
	TC	-.718E-03	.000	-.324	-.183.433	.000
	TE	1.392E-02	.000	.629	355.605	.000
	DELTA	-.135E-02	.000	-.609	-.344.729	.000
	TSUBHTC	2.215E-03	.000	.100	56.587	.000
	TSUPHTC	9.710E-05	.000	.004	2.481	.013
	TSUBLTC	7.371E-03	.000	.333	188.349	.000
	TSUPLTC	-.440E-04	.000	-.020	-.11.247	.000

a. Dependent Variable: COPOPT

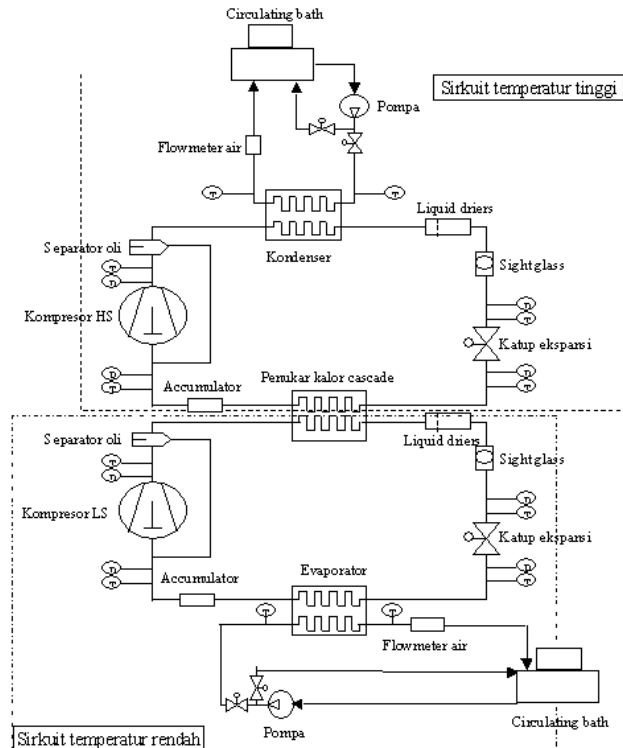
### 3.2 Experimental Setup

Alat uji yang akan digunakan untuk melakukan pengujian terdiri dari dua sirkuit refrigerasi, yaitu sirkuit temperatur tinggi dan sirkuit temperatur rendah. Pada sirkuit temperatur tinggi akan diisi dengan refrigeran ramah lingkungan yakni propane (R290). Sementara itu, sirkuit temperatur rendah akan diisi campuran karbondioksida (R744) dan ethane (R170), yang divariasikan komposisinya sesuai dengan hasil terbaik yang diperoleh dari hasil simulasi sebelumnya.

Refrigeran baik dari bagian temperatur tinggi maupun bagian temperatur rendah akan dikompresi dengan menggunakan kompresor hermetic dengan daya sebesar 1 HP. Refrigeran pada sirkuit temperatur tinggi keluar kompresor didinginkan oleh sebuah kondenser berpendingin air, temperatur air yang digunakan untuk mendinginkan kondenser temperaturnya dijaga konstan oleh sebuah *Circulating Thermal Bath*, sehingga temperatur kondenser dan kalor yang dilepaskannya dapat diukur dengan mengukur temperatur air masuk dan keluar serta laju aliran massa air. Sementara itu, kondenser pada sirkuit temperatur rendah didinginkan oleh refrigeran dari evaporator sirkuit temperatur tinggi dalam alat penukar kalor cascade.

Setelah dikondensasi, refrigeran diekspansi oleh katup ekspansi yang dapat diatur dari tekanan tinggi hingga rendah. Katup ekspansi yang dapat disetel (*Variable expansion valve*) pada baik pada sirkuit temperatur tinggi maupun rendah akan disesuaikan untuk mendapatkan pengaruh variasi dari tekanan evaporasi bagian rendah. Stabilitas temperatur dan fluks kalor yang diserap oleh evaporator sirkuit temperatur rendah dijaga juga dengan menggunakan *Circulating Thermal Bath*. Selain itu juga kalor

yang serap oleh evaporator diukur dengan mengukur temperatur fluida masuk dan keluar serta laju aliran fluida dari evaporator.



Gambar 8 Skema diagram Alat Uji sistem refrigerasi cascade

Gambar 8 memperlihatkan piranti percobaan. Temperatur sirkuit refrigeran diukur dengan 12 *thermokopel* pada lokasi tertentu. delapan alat pengukur tekanan dipasang pada saluran masuk (*inlet*) maupun sisi keluar (*outlet*) kompresor. Konsumsi daya listrik kompresor akan diukur menggunakan *powermeter*. Masukan data ini akan dicatat dalam suatu *data Acquisition* hingga sistem *steady state* (tunak).

Data yang dapat diperoleh dari hasil pengujian adalah berupa performa sistem refrigerasi yang diukur dalam COP dan data diambil beberapa kali dengan variasi beberapa komposisi campuran refrigeran R744/R170, temperatur dan tekanan yang berbeda. Data yang diperoleh kemudian diproses secara statistik untuk mengoptimalkan komposisi campuran R744/R170 dan COP, sehingga nantinya dapat digunakan sebagai parameter desain dan operasi sistem refrigerasi cascade.

#### 4. Kesimpulan

Berdasarkan analisa model dan *experimental setup* pada sistem refrigerasi cascade maka dapat ditarik kesimpulan antara lain :

- 1) Komposisi optimum saat temperatur  $-80^{\circ}\text{C}$  yang menghasilkan COP terbaik terjadi pada komposisi campuran azeotropik yakni (fraksi mole) karbondioksida 0,56 dan ethane 0,44.
- 2) Parameter temperatur kondenser ( $T_k$ ), beda temperatur dalam penukar kalor cascade ( $dt$ ), temperatur evaporator ( $T_E$ ), temperatur *superheating* dan *subcooling* memiliki distribusi yang linier terhadap COP, sehingga metode *multi linier regression* digunakan untuk menentukan COP maksimum sistem refrigerasi cascade.

# Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM) VIII

*Universitas Diponegoro, Semarang 11-12 Agustus 2009*

- 3) Sebuah alat uji sistem refrigerasi cascade dirancang untuk memverifikasi parameter-parameter disain dan operasi hasil simulasi dari analisa model.

## *Ucapan Terima Kasih*

Penulis mengucapkan terimakasih kepada DRPM-UI yang telah memberikan dana untuk penelitian ini melalui hibah utama RUUI tahun 2009-2010.

## *Daftar Pustaka*

- [1] Wu. Jianfeng, Gong. Maoqiong, Zhang. Yu, 2007, *Refrigerant mixtures used in the lower temperature stage of two-stage cascade refrigeration systems*, USPTO Applicaton #: 20070007487 - Class: 252067000 (USPTO).
- [2] Niu, Boulian, Zhang, Yufeng, 2006, *Experimental Study of the Refrigeration Cycle Performance for R744/R290 Mixtures*, International Jurnal Of Refrigeration, 30(2007):37-42
- [3] Darwin Rio Budi Syaka, Nasruddin, 2008, *Analisa Termodinamika Pemilihan Refrigeran Pada Sistem Refrigerasi Cascade*, Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM)-VII, Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sam Ratulangi, Manado, 4 – 6 November.
- [4] Nasruddin, Dedeng Rachmat, Lubi Rahadiyan, 2009, *Utilization of CO<sub>2</sub>/Ethane Mixture as a New Alternative of Eco-Friendly Refrigerant for Low Temperature Applications*, International Conference Of Saving Energy In Refrigeration And Air-Conditioning, Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik-Universitas Indonesia, Depok, January 14 – 17
- [5] Tianing. Ni Wayan, Sumitro, Sulistyowati dan Muliarta, 2002, *Gambaran Histopatologi Dan Amplifikasi Gen Atpase 6, 8 Serta Cox Iii Pada mtDNA Dari Jaringan Kanker Payudara*, Biosain, Vol. 2, No. 2, Agustus 2002
- [6] ASHRAE Handbook, 2006, *Refrigeration System and Applications (SI)*, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineer, Atlanta, Georgia.
- [7] Lee. Tzong. Shing, Liu. Cheng-Hao, Chen. Tung-Wei, 2006, *Thermodynamic Analysis Of Optimal Condensing Temperature Of Cascade-Condenser In CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> Cascade Refrigeration Systems*, International Jurnal Of Refrigeration, 29 (2006):1100-1108
- [8] Cox.N, 2007, Working towards more environmentally friendly Refrigerant Blends, 12th European Conference, Milano, Italy, Juni 8 – 9, 2007.
- [9] Kim. Ju Hyok, Cho. Jin Min, Kim. Min Soo, 2008, *Cooling performance of several CO<sub>2</sub>/propane mixtures and glide matching with secondary heat transfer fluid*, International Jurnal Of Refrigeration, 31 (2008):800-806
- [10] Rahadiyan. Lubi, 2007, *Study of Propane and Ethane Characteristics in Cascade Refrigeration System*, Thesis, Department of Mechanical and Precision Engineering, The Graduate School of Gyeongsang National University, Gyeongsang.
- [11] NIST Standard Reference Database 23, 1998. NIST Thermodynamics and Transport Properties of Refrigerans and Refrigeran Mixtures, REFPROP, Version 8.0.
- [12] Stoecker, Jones, Supratman Hara, 1989, *Refrigerasi Dan Pengkondisian Udara*, Penerbit Erlangga, Jakarta