

Analisis Kinerja Mesin Pendingin Kompresi Uap Menggunakan HFC-236fa Sebagai Alternatif Pengganti R22

Sukarman¹, Amri Abdulah², R. Hengki Rahmanto³

^{1,2}Jurusan Teknik Mesin, STT Wastukencana

Jl. Cikopak No. 53, Purwakarta, Jawa Barat, Indonesia

³Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Islam '45 Bekasi

Jl. Cut Meutia No. 83, Bekasi, Jawa Barat, Indonesia

sukarman@stt-wastukencana.ac.id

Abstrak

Salah satu indikasi fluida ramah lingkungan yaitu memiliki indeks *Ozone Depletion Potentials* yang rendah. Indeks *Ozone Depletion Potentials* untuk *refrigerant* R22 dan fluida HFC-236fa berturut-turut adalah 0,055 dan 0. Data *Environmental Protection Agency* menunjukkan bahwa HFC-236fa memiliki tingkat toksisitas yang sangat rendah. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis kinerja mesin pendingin kompresi uap menggunakan HFC-236fa sebagai alternatif pengganti *refrigerant* R22. Penelitian ini menggunakan metode eksperimental dengan melakukan pengujian *refrigerant* R22 dan HFC-236fa pada mesin pendingin kompresi uap. Analisis koefisien kinerja dilakukan untuk memastikan fluida HFC-236fa mempunyai kinerja yang cukup untuk menggantikan *refrigerant* R22. Pengaturan efek refrigerasi dilakukan dengan mengendalikan putaran kipas pada lima level kecepatan. Sifat-sifat termal dari kedua fluida digunakan untuk menganalisis data pengujian sehingga bisa diketahui kinerja termodinamikanya. Hasil penelitian menunjukkan bahwa nilai *Coefficient of Performance* fluida HFC-236fa mencapai 2,5 sampai 3,1. Hasil validasi terhadap analisis matematis hitungan manual menggunakan *software* Genetron Properties 1.1 menunjukkan hasil yang baik.

Kata kunci: HFC-236fa, *refrigerant* R22, *Coefficient of Performance*, mesin kompresi uap

Abstract

One indication of environmentally friendly fluids is having a low Ozone Depletion Potential index. The Ozone Depletion Potentials index for R22 refrigerants and HFC-236fa fluids is 0.055 and 0. The Environmental Protection Agency data show that HFC-236fa has very low toxicity. This study aims to analyze the performance of vapor compression cooling machines using HFC-236fa as an alternative to the R22 refrigerant substitute. This study used an experimental method by testing R22 and HFC-236fa refrigerants on a vapor compression cooling machine. Performance coefficient analysis is done to ensure that HFC-236fa fluid has sufficient performance to replace R22 refrigerant. Setting the refrigeration effect is done by controlling the fan rotation at five speed levels. Thermal properties of the two fluids are used to analyze test data so that thermodynamic performance can be known. The results showed that the value of the Coefficient of Performance of HFC-236fa fluid reached 2.5 to 3.1. The results of the validation of the mathematical analysts manually counting using Genetron Properties 1.1 software showed good results.

Keywords: HFC-236fa, *refrigerant* R22, *Coefficient of Performance*, vapor-compression refrigeration

I. PENDAHULUAN

Salah satu komponen mesin pendingin jenis kompresi uap adalah fluida kerja (*refrigerant*). *Refrigerant* berfungsi sebagai penyerap dan pembuang kalor. Jenis *refrigerant* yang masih

banyak digunakan adalah jenis R22. Berdasarkan pengujian *Scientific Assessment of Ozone Depletion* tahun 2010 yang dikeluarkan oleh badan NOAA, NASA, UNEP, WMO dan EC, *refrigerant* R22 masih memiliki indeks potensi penipisan ozon (*Ozone Depletion Potential*) dan indeks potensi

Tabel 1. Indeks ODP dan GWP beberapa refrigerant [1]

Refrigerant	ODP	GWP-20 Tahun
HCFC-22 (R22)	0,055	5130
HCFC-123	0,02	273
HFC-134 (R134)	0	3420
HFC-236fa (FE-36)	0	8100

pemanasan global GWP (*Global Warming Potential*) yang tinggi [1]. Untuk mengurangi dampak pemanasan global karena menipisnya lapisan ozon, maka diperlukan adanya fluida alternatif pengganti R22. Mengacu pada data *Environmental Protection Agency* terakhir, diketahui bahwa terdapat beberapa jenis *refrigerant* yang memiliki nilai toksisitas yang lebih rendah seperti HFC-236fa. Jika dibandingkan dengan R22, HFC-236fa juga memiliki indeks ODP yang lebih rendah. Indeks ODP dan GWP untuk HFC-236fa serta beberapa *refrigerant* lainnya tersaji pada Tabel 1. Di Indonesia, HFC-236fa banyak digunakan sebagai media pemadam kebakaran. Hal ini bisa dipahami karena HFC-236fa memiliki *thermal properties* yang sangat baik jika dilihat berdasarkan data dari *National Institute of Standards and Technology* [2], [3].

Penelitian sebelumnya telah dihasilkan beberapa solusi fluida alternatif pengganti R22. Abdullah melakukan penelitian COP (koefisien kinerja pendingin) dengan menggunakan beberapa fluida alternatif pengganti R22 seperti R600a (*isobutane*), R290 (*propane*), R134a, R410A, dan R32. Penelitian dilakukan dengan mengoptimalkan penggunaan *finned-tube evaporator*. Pada penelitian ini dilakukan analisis *evaporator effect* dan koefisien kinerja sistem pendingin. Pada pengaturan suhu *condensor* 38°C dan 45°C, nilai COP yang melebihi R22 adalah R-600a (*isobutane*), R-290 (*propane*), dan R134a. Untuk COP R410A, dan R32 masih di bawah R22 dengan persentase sekitar 9,5%. Hal ini bisa dikatakan bahwa COP kedua fluida ini baru mencapai 90,5% [4]. Penelitian *evaporator effect* dan COP juga telah dilakukan dengan menggunakan fluida R410A. Pengujian dilakukan dengan menggunakan *Rooftop Unit* (RTU) dengan kapasitas 26,4 kW. Optimasi dilakukan dengan mengganti *evaporator* lama dengan prototipe *evaporator* baru. Hasil pengujian menunjukan adanya peningkatan efek refrigerasi (*evaporator effect*) dan COP masing-masing sebesar $2 \pm 1,5\%$ dan $2,9 \pm 1,5\%$ [5].

Pada penelitian ini, diajukan fluida FE-36 atau HFC-236fa yang saat ini banyak digunakan sebagai media pemadam api (*fire extinguisher agents*). Berbeda dengan dua penelitian sebelumnya, penelitian ini menggunakan fluida pendingin HFC-

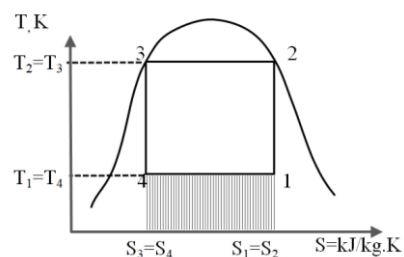
236fa dan R22. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui nilai *evaporator effect* dan COP dari HFC-236fa sehingga bisa dijadikan sebagai fluida alternatif pengganti R22. Nilai COP HFC-236fa diharapkan bisa mendekati R22 dan *relative error* hasil validasi pada *software* Genetron Properties 1.1 terhadap hitungan manual diharapkan bisa mendekati nilai minimum.

II. METODE PENELITIAN

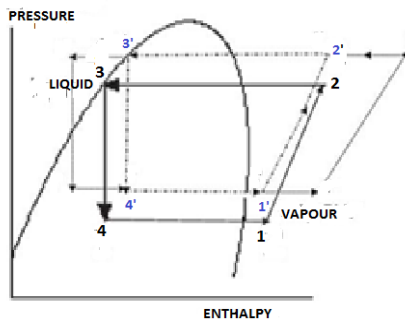
A. Karakteristik Refrigerant

Sifat-sifat termodinamika dari suatu *refrigerant* merupakan hal yang sangat menentukan terhadap sistem refrigerasi secara umum dan mesin pendingin kompresi uap khususnya. Sifat-sifat termodinamika akan sangat mempengaruhi efek refrigerasi (*evaporator effect*), kerja kompresor, dan kinerja mesin kompresi uap. Beberapa sifat termodinamika yang diutamakan antara lain tekanan, suhu, rapat masa dan volume spesifik, *entalpi*, *entropi*, dan sifat cair-uap pada suatu keadaan [6]-[8].

Mesin pendingin kompresi uap bekerja atas dasar siklus Carnot terbalik (Gambar 1). Pada sistem refrigerasi, kompresor bekerja dengan cara membuat perbedaan tekanan sehingga fluida pendingin dapat mengalir dari suatu bagian ke bagian lain dalam sistem tersebut. Perbedaan tekanan antara sisi tekanan tinggi dan sisi tekanan rendah menyebabkan bahan pendingin cair dapat mengalir melalui alat pengatur fluida pendingin (pipa kapiler) ke *evaporator*. Tekanan gas di *evaporator* harus lebih tinggi dari pada tekanan gas di dalam saluran hisap agar gas dingin dari *evaporator* dapat mengalir melalui saluran hisap ke kompresor. Tingkat keadaan *refrigerant* baik pada kondensor maupun *evaporator* senantiasa berada pada tingkat keadaan campuran cair-uap. Hal ini berkaitan dengan sifat laten zat sehingga *refrigerant* dapat menyerap dan membuang kalor sebanyak panas spesifik fluida tersebut. Di dalam operasinya, *refrigerant* selalu bercampur dengan minyak pelumas. Hal ini bertujuan untuk mengurangi efek erosi pada instalasi yang akan dilalui *refrigerant*. Diagram tekanan-*entalpi* pada pada siklus mesin pendingin kompresi uap dapat dilihat di Gambar 2.



Gambar 1. Siklus refrigerasi Carnot



Gambar 2. Diagram tekanan-entalpi [9], [13]

Dari proses pengujian didapat data suhu dan tekanan. Data ini digunakan untuk menganalisis nilai *entalpi* yang tersaji pada tabel *thermal properties* [2], [3]. Jika suhu dan tekanan tidak terdapat dalam tabel *entalpi*, maka perhitungan dilakukan dengan metode analisis interpolasi atau ekstrapolasi.

B. Persamaan Energi Aliran Steady

Dalam sistem refrigerasi, laju aliran massa dianggap tetap, sehingga keseimbangan energi dinyatakan dalam persamaan sebagai berikut [3].

$$\dot{m} \left[h_1 + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 \right] + q = \dot{m} \left[h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \right] + W \quad (1)$$

dimana \dot{m} , h , v , z , g , dan W berturut-turut adalah laju aliran massa (kg/s), h entalpi (kJ/kg), v kecepatan (m/s), ketinggian (m), percepatan gravitasi (m/s^2), dan laju aliran energi dalam bentuk kalor (kJ/s).

C. Perhitungan Energi Aliran Udara Evaporator

Laju aliran udara melalui evaporator (\dot{m}_{u-evap}) dirumuskan sebagai berikut [10], [11], [14]:

$$\dot{m}_{u-evap} = \rho_{udara} \cdot A \cdot v \quad (2)$$

dimana ρ , A dan v berturut-turut adalah masajenis udara (kg/m^3), luas penampang evaporator (m^2) dan kecepatan aliran udara keluar evaporator (m/s), sedangkan laju aliran energi udara (Q_{evap}) yang melewati *evaporator* dirumuskan sebagai berikut [10], [11], [12]:

$$Q_{evap} = \dot{m}_{u-evap} \cdot (h_{in} - h_{out}) \quad (3)$$

dengan h_{in} dan h_{out} adalah entalpi udara masuk dan keluar *evaporator* (kJ/kg), sedangkan laju massa *Refrigerant* (\dot{m}_{ref}) melalui *evaporator* dirumuskan sebagai berikut [10], [11], [12]:

$$\dot{m}_{ref} = \frac{Q_{evap}}{(h_1 - h_4)} \quad (4)$$

dimana h_1 dan h_4 adalah entalpi (kJ/kg) fluida pendingin pada titik 1 dan 4.

D. Kerja Kompresi (W_c), Evaporasi, Kondensasi, dan Throttling process

Kerja kompresi pada siklus ideal mesin pendingin kompresi uap merupakan hasil kali laju aliran massa dengan kenaikan *entalpi* selama proses kompresi *isentropik*. Proses kompresi diasumsikan berlangsung secara *adiabatik*, artinya perpindahan kalor dari dalam dan luar sistem dianggap nol. Kerja kompresi dihitung dengan persamaan berikut [10], [11], [12]:

$$W_c = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (5)$$

dengan W_c adalah kerja kompresi (kJ/s atau kW), \dot{m} adalah laju aliran masa (kg/s), dan h_1 , h_2 merupakan entalpi (kJ/kg) pada titik 1 dan 2.

Pada saat *refrigerant* melewati *evaporator*, terjadi penyerapan kalor dari ruangan yang diinginkan sehingga menghasilkan penguapan *refrigerant*. Pada proses evaporasi dan kondensasi terjadi perubahan energi kinetik dan energi potensial diabaikan sehingga harga v_2^2 dan g_z pada titik 1 dan 2 dianggap nol. Karena pada *evaporator* dan kondensor tidak ada kerja yang dilakukan maka $W = 0$, sehingga laju perpindahan massa dan energi pada kondisi ini dinyatakan dalam persamaan berikut ini [10], [11], [12]:

$$Q_{in} = \dot{m} (h_1 - h_4) \quad (6)$$

dengan Q_{in} adalah kerja proses evaporasi / kapasitas refrigerasi (kJ/s atau kW), \dot{m} adalah laju aliran masa fluida pendingin di evaporator, h_1 dan h_4 adalah entalpi (kJ/kg) pada titik 1 dan 4. Kapasitas/efek refrigerasi dihitung berdasarkan energi kalor yang mampu diserap oleh *evaporator* dan penurunan kalor pada udara. Pada pengujian ini beban pendinginan adalah udara yang dialirkan pada koil *evaporator*, sehingga kalor yang diserap oleh udara dapat dihitung dengan persamaan berikut [3], [12]:

$$Q_u = \dot{m}_u C_p T_u \quad (7)$$

dengan Q_u merupakan efek refrigerasi (kJ/s) atau kW), C_p adalah panas jenis udara pada tekanan konstan = 0,2403 (kJ/kg.K), \dot{m}_u adalah laju aliran massa udara (kg/s), dan ΔT_u adalah perubahan suhu udara yang mengalir pada *evaporator* (K). Besarnya laju aliran massa udara yang dihitung berdasarkan persamaan berikut [12].

$$\dot{m}_u = \rho \cdot A \cdot v \quad (8)$$

dengan ρ dalah massa jenis (kg/m^3), A adalah luas penampang aliran evaporator (m^2), dan v adalah laju aliran udara (m/s). Massa jenis udara pada kondisi

ini juga bisa dicari dengan persamaan berikut [12] [14]:

$$\rho = \frac{P}{R.T} \quad (9)$$

dengan T adalah temperature (K), P adalah tekanan mutlak udara (N/m^2) dan R adalah konstanta gas ideal udara sebesar 2,4061 (kJ/kg. K).

Pada saat *refrigerant* melewati kondensor, terjadi perpindahan kalor dari *refrigerant* ke lingkungan yang lebih dingin sehingga menghasilkan pengembunan *refrigerant*. Laju aliran kalor pada proses kondensasi ini dinyatakan pada persamaan berikut [10], [11]:

$$Q_{out} = \dot{m} (h_2 - h_3) \quad (10)$$

dengan Q_{out} adalah laju aliran kalor kondensasi (kJ/s atau kW) dan h_2 h_3 merupakan entalpi pada titik 2 dan 3 (kJ/kg).

Proses selanjutnya adalah analisis *throttling process* pada pipa kapiler atau katup ekspansi. Pada proses ini tidak ada kerja yang dilakukan atau ditimbulkan sehingga $W = 0$. Perubahan energi kinetik dan energi potensial dianggap nol. Karena proses dianggap adiabatik ($q = 0$), maka persamaan energi alirannya ditunjukkan dalam persamaan berikut [1], [2]:

$$h_3 = h_4 \quad (11)$$

E. Koefisien Kinerja Mesin Pendingin Kompresi Uap (COP)

Performa mesin pendingin (COP) didapat melalui siklus berikut. Energi mekanik dibutuhkan oleh kompresor untuk mensirkulasikan *refrigerant*. Pembuangan kalor dilakukan pada kondensor dan pengambilan kalor (tempat benda akan didinginkan) terjadi di *evaporator*. Untuk mendapatkan kinerja *evaporator* yang baik, *refrigerant* pada kondensor diturunkan tekanannya oleh sebuah katup ekspansi. Di sini terjadi tawar menawar antara rendahnya tekanan *refrigerant* yang diikuti dengan rendahnya suhu dengan laju aliran massa *refrigerant* bersirkulasi. COP mesin pendingin kompresi uap dihitung dengan persamaan sebagai berikut [10], [11] [12]:

$$COP = \frac{\text{Kerja kompresi}}{\text{efek refrigerasi}} = \frac{\dot{m} \cdot (h_1 - h_4)}{\dot{m} \cdot (h_2 - h_1)} \quad (12)$$

$$COP = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (13)$$

F. Langkah Eksperimen

Penelitian ini menggunakan metode ekperimental dengan membandingkan COP *refrigerant* R22 dan fluida HFC-136fa. Pengujian

COP dilakukan menggunakan mesin pendingin kompresi uap berkapasitas 875 W. Pengujian *evaporator effect* dilakukan dengan mengendalikan kecepatan putaran kipas dalam 5 level.

1. Level-1, putaran kipas dengan rpm rendah
2. Level-2, putaran kipas dengan rpm sedang 1
3. Level-3, putaran kipas dengan rpm sedang 2
4. Level-4, putaran kipas dengan rpm tinggi 1
5. Level-5, putaran kipas dengan rpm tinggi 2

Mesin pendingin kompresi uap yang digunakan untuk pengujian COP tersaji pada Gambar 3.

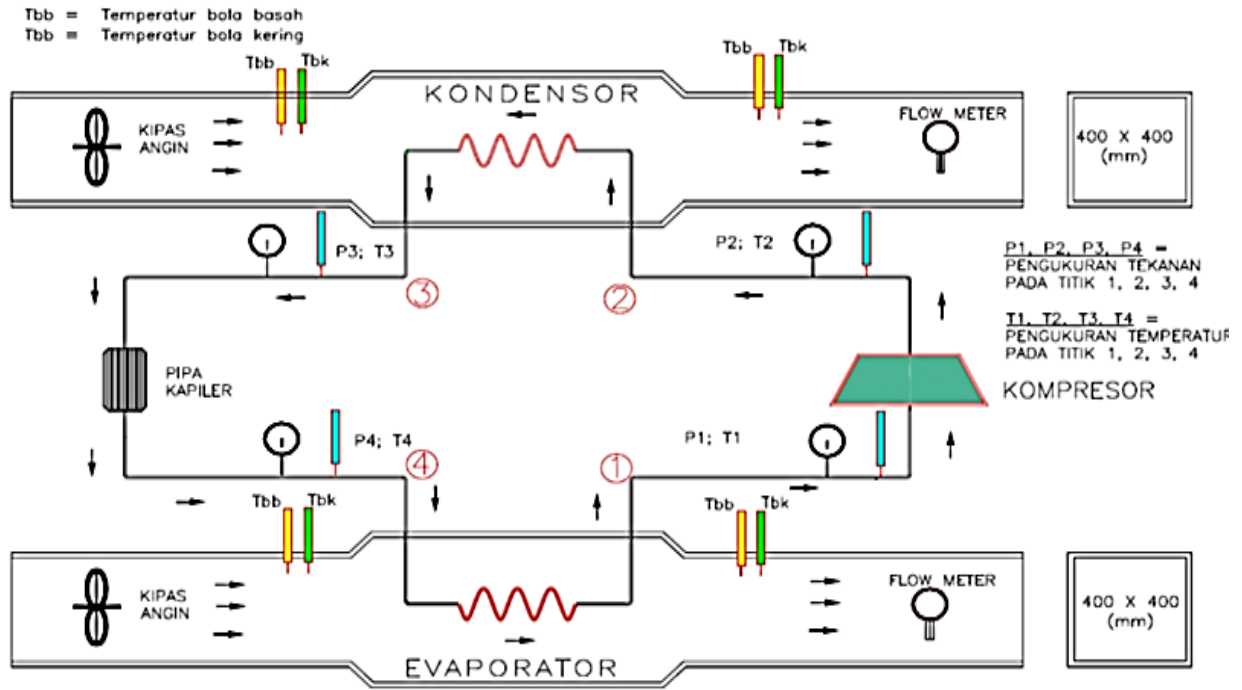
Kecepatan udara yang masuk ke dalam *evaporator* dilakukan pengukuran pada setiap level putaran kipas. Luas penampang *evaporator* dan kondensor diukur untuk menganalisis debit fluidanya. Perhitungan debit udara pada *evaporator* dan kondensor dilakukan dengan menggunakan rumus pada persamaan 5. Model fisik alat uji COP mesin pendingin kompresi uap ditunjukkan pada Gambar 4.

Prosedur pengujian COP fluida HFC-236fa dengan menggunakan mesin pendingin kompresi uap dilakukan sebagai berikut:

1. Pastikan sistem sudah menggunakan fluida HFC-236fa.
2. Hidupkan mesin pendingin kompresi uap.
3. Hidupkan kipas *evaporator* dan kondensor.
4. Lakukan pengaturan kipas pada level-1 (rpm rendah).
5. Diamkan selama 2-3 menit untuk memastikan aliran *refrigerant* dalam kondisi *steady*.
6. Lakukan pencatatan data sebanyak dua kali pada interval menit ke-2 dan ke-4:
 - a. Suhu udara bola basah dan kering pada saluran udara masuk dan keluar.
 - b. Laju fluida udara pada *evaporator* dan kondensor.
 - c. Tekanan, dan suhu yang dihasilkan pada titik 1, 2, 3, dan 4.
 - d. Arus (ampere) dan tegangan (volt) listrik.
7. Atur rpm kipas pada level-2 sampai level-5 dan ulangi prosedur d sampai f.
8. Matikan mesin pendingin kompresi uap dan kipas.

Prosedur yang sama juga digunakan untuk melakukan proses pengujian *refrigerant* R22. Beberapa peralatan yang digunakan untuk melakukan pengujian ini adalah sebagai berikut:

1. Mesin pendingin kompresi uap.
2. *Thermometer* raksa untuk mengukur suhu sebanyak 8 buah.
3. *Pressure gauge* untuk mengukur tekanan sebanyak 4 buah.
4. *Flow meter* untuk mengukur laju udara sebanyak 1 buah.



Gambar 4. Model fisik mesin pendingin kompresi uap



Gambar 3. Mesin pendingin kompresi uap berkapasitas daya kompresor 875 W

5. Multitester digital untuk mengukur tegangan listrik sebanyak 1 buah.
6. Tang ampere untuk mengukur arus listrik sebanyak 1 buah.

III. HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Data Pengujian Refrigerant dan Perhitungan Entalpi

Data hasil pengujian uji prestasi mesin kompresi uap untuk fluida HFC-236fa dan R22 ditunjukkan pada Tabel 2 dan Tabel 3. Data pengujian pada saluran udara kondensator dan evaporator didapatkan data suhu bola basah (masuk dan keluar), suhu bola kering (masuk dan keluar), dan kecepatan udara. Sedangkan pada aliran fluida dalam pipa

diperoleh data, tekanan ($P_1, P_2, P_3,$ dan P_4) dan suhu ($T_1, T_2, T_3,$ dan T_4).

Dari data-data pada Tabel 2 dan Tabel 3 dapat diketahui nilai entalpi pada tiap titik yang ditetapkan. Perhitungan entalpi menggunakan parameter tekanan dan suhu. Jika suhu dan tekanan tidak terdapat dalam tabel entalpi, maka perhitungannya dilakukan dengan menggunakan metode numerik yaitu dengan analisis interpolasi atau ekstrapolasi. Dari Tabel 2 diketahui tekanan refrigerant di evaporator 621,5 kPa dengan suhu 19°C. Data entalpi pada kondisi ini tidak ada pada tabel. Data suhu yang tersedia adalah data pada 20°C dan 25°C, sedangkan data tekanan yang tersedia adalah pada 600 kPa dan 625 kPa. Dengan memperhatikan tekanan dan suhu pada titik-titik yang ditentukan, maka perhitungan entalpi $h_1, h_2,$ dan h_3 dilakukan interpolasi dan ekstrapolasi. Sedangkan untuk perhitungan entalpi h_4 bisa dilakukan dengan menggunakan persamaan (11). Contoh perhitungan dengan metode interpolasi dan ekstrapolasi untuk entalpi h_1 pada HFC-236fa dengan rpm kipas level-1 dapat ditunjukkan pada Tabel 4. Tahap pertama kita hitung entalpi pada suhu 19 °C dan antara tekanan 600 kPa dan 621,5 kPa. Selanjutnya, dihitung dengan interpolasi pada suhu 19 °C dan antara tekanan 600 kPa dan 625 kPa. Metode yang sama digunakan untuk menghitung entalpi pada titik dan level tertentu. Data perhitungan lengkap entalpi pada tiap titik tersaji pada Tabel 5.

Tabel 2. Data pengujian HFC-236fa

Level rpm kipas	Saluran udara evaporator					Saluran udara kondensor				
	Masuk		Keluar		V _{udara}	Masuk		Keluar		V _{udara}
	tbb	tbk	tbb	tbk		tbb	tbk	tbb	tbk	
	[°C]		[°C]		[m/s]	[°C]		[°C]		[m/s]
1	25	29	22	22	1,1	25	29	29	36	0,9
2	25	30	21	22	1,3	26	30	32	49	1,0
3	25	30	21	22	1,4	26	30	34	54	1,2
4	25	30	21	22	1,5	26	30	34	55	1,4
5	25	30	21	22	1,6	26	30	34	56	1,5
Level rpm kipas	Aliran Refrigeran dalam pipa									
	Keluar Evaporator		Masuk Kondensor		Keluar Kondensor		Masuk Evaporator			
	P1	T1	P2	T2	P3	T3	P4	T4		
	[kPa]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[°C]		
1	142	12	704	61	704	51	161	7		
2	142	12	914	71	914	60	163	7		
3	154	14	914	70	914	59	177	9		
4	172	17	914	70	914	59	195	12		
5	172	17	961	72	961	61	201	12		

Tabel 3. Data pengujian R22

Level rpm kipas	Saluran udara evaporator					Saluran udara kondensor				
	Masuk		Keluar		V _{udara}	Masuk		Keluar		V _{udara}
	tbb	tbk	tbb	tbk		tbb	tbk	tbb	tbk	
	[°C]		[°C]		[m/s]	[°C]		[°C]		[m/s]
1	25	28	22	22	1,1	25	29	29	36	0,9
2	25	28	21	22	1,3	26	30	32	49	1,0
3	25	28	21	22	1,4	26	30	34	54	1,2
4	25	28	21	22	1,5	26	30	34	55	1,4
5	25	28	21	22	1,6	26	30	34	56	1,5
Level rpm kipas	Aliran Refrigeran dalam pipa									
	Keluar Evaporator		Masuk Kondensor		Keluar Kondensor		Masuk Evaporator			
	P1	T1	P2	T2	P3	T3	P4	T4		
	[kPa]	[°C]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[°C]		
1	622	19	2266	106	2266	37	676	7		
2	622	18	2033	97	2033	49	677	7		
3	745	17	2224	90	2224	53	813	13		
4	745	17	2428	96	2428	56	817	13		
5	789	16	2428	91	2428	58	863	15		

Tabel 4. Interpolasi dan ekstrapolasi data h₁-1 HFC-236fa

		Vapor	600	625
1	621,5	T ₁	19	19
		T ₂	20	20
		T ₃	25	25
	19	h ₁	417,06	416,66
		h ₂	417,8	417,4
		h ₃	421,5	421,1

Tabel 5. Data entalpi uji HFC-236fa dan R22

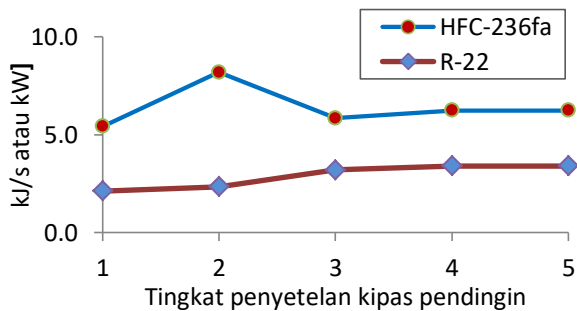
Level rpm kipas	Entalpi HFC-236fa [kJ/kg]				Entalpi R22 [kJ/kg]			
	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄
1	368,6	402,3	264,6	264,6	416,7	466,5	245,7	245,7
2	368,6	407,5	277,0	277,0	412,9	460,7	261,9	261,9
3	370,0	407,4	275,6	275,6	412,7	456,4	267,5	267,5
4	372,2	407,2	275,6	275,6	412,8	456,9	271,8	271,8
5	372,2	408,2	278,3	278,3	410,6	450,3	274,7	274,6

h₁=Vapor, h₂=Superheated Vapor, h₃=Liquid, h₄=Liquid + Vapor, 1 PSI =6,894757kPa

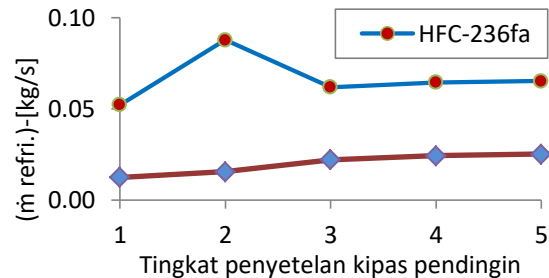
B. Analisis Data Pengujian dan Simulasi

Perhitungan laju aliran masa udara $\dot{m}_{ud. Evap}$ dan beban pada evaporator menggunakan persamaan (2) dan (3) diperoleh nilai $\dot{m}_{ud. Evap} = 0,180$ kg/s dan beban evaporator = 5,42 kJ/s (kW). Beban evaporator pada 5 level penyetelan kipas tersaji pada Gambar 5. Perhitungan laju aliran massa refrigerant (\dot{m}_{ref}) yang dilakukan menggunakan persamaan (4) diperoleh $\dot{m}_{ref} = 0,05$ kg/s. Laju aliran massa refrigerant (\dot{m}_{ref}) pada 5 level penyetelan kipas tersaji pada Gambar 6. Perhitungan laju pelepasan kalor evaporator (Q_{in}) dalam merupakan efek refrigerasi yang dihitung dengan persamaan (6) diperoleh $Q_{in} = 5,48$ kJ/s (kW). Laju pelepasan kalor evaporator (Q_{in}) pada 5 level penyetelan kipas tersaji pada Gambar 7. Perhitungan laju pelepasan kalor kondensor (Q_{out}) dalam merupakan efek refrigerasi yang dihitung dengan persamaan 10 diperoleh $Q_{out} = 7,18$ kW. Laju pelepasan kalor kondensor (Q_{out}) pada 5 level penyetelan kipas tersaji pada Gambar 8.

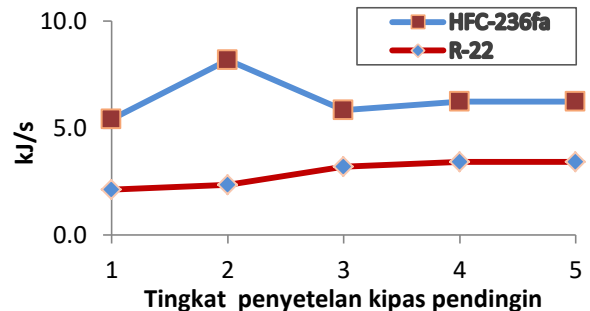
COP merupakan efek refrigerasi/kerja kompresi mesin pendingin kompresi uap. Perhitungan COP yang dilakukan menggunakan persamaan (12) dan (13) diperoleh nilai 3,08. COP kedua fluida pada 5 level penyetelan kipas tersaji pada Gambar 9. Dari hasil perhitungan terlihat bahwa COP HFC-236fa menedekati refrigerant R22 pada kisaran 80%. Validasi perhitungan manual dengan dengan software Genetron Properties 1.1 tersaji pada Tabel 6.



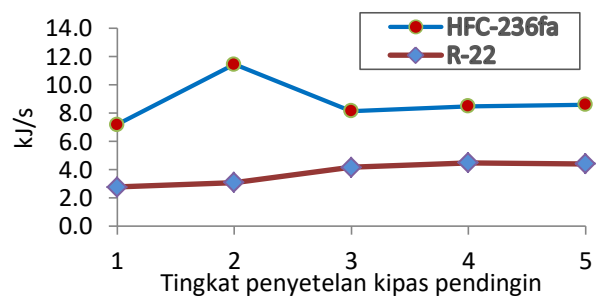
Gambar 5. Grafik beban evaporator



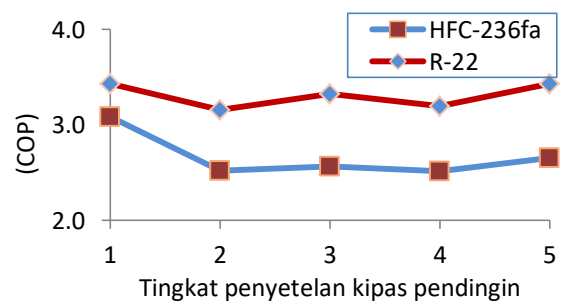
Gambar 6. Grafik laju aliran massa refrigerant



Gambar 7. Grafik laju pelepasan kalor evaporator



Gambar 8. Grafik laju pelepasan kalor kondensor



Gambar 9. Coefficients of Performance (COP)

Tabel 6. Validasi performa HFC-236fa

<i>Refrigerant</i>	R236fa	
GWP	9810	
<i>Mass Flow</i>	kg/s	9,64898
<i>Colling Capacity</i>	W	1004081,88
<i>Heating Capacity</i>	W	1329445,37
<i>Power</i>	kW	325,363
<i>Colling COP</i>	-	3,086

Berdasarkan Tabel 6 terlihat bahwa selisih hitungan manual dengan *software* hanya sekitar 0,2%. Data COP pada hitungan manual sebesar 3,08, sedangkan dengan menggunakan *software* dihasilkan COP sebesar 3,09.

IV. KESIMPULAN

Penelitian ini telah memberikan fluida alternatif pengganti *refrigerant* R22 dengan menggunakan fluida yang lebih ramah lingkungan. Hasil analisis data pengujian didapatkan nilai COP dan efek refrigerasi fluida HFC-236fa mendekati *refrigerant* R22. Hasil validasi terhadap analisa perhitungan matematis didapatkan galat yang nilainya kecil sehingga bisa diabaikan. Penggunaan fluida HFC-236fa bisa menjadi alternatif untuk menurunkan dampak pemanasan global karena indek ODP yang rendah. Untuk mengetahui konsistensi kinerja termal dari fluida HFC-236fa, akan dilakukan pengujian sejenis dengan menggunakan kompresor berkapasitas daya yang lebih rendah. Pada pengujian selanjutnya, juga akan dilihat nilai ekonomisnya, sehingga kelayakan ekonomi (*feasibility*) fluida ini bisa diketahui.

UCAPAN TERIMA KASIH

Terima kasih disampaikan kepada Gunnebo Indonesia yang telah membantu penelitian ini dengan menyumbangkan *fluida* HFC-236fa dalam hal ini diwakili oleh Bapak Suyanto Salim. Terima kasih juga dsampaikan kepada Bapak Bagus Suryana di Laboratorium Konversi Energi Fakultas Teknik Universitas Islam '45 Bekasi yang telah membantu memfasilitasi proses pengujian.

REFERENSI

- [1] Scientific Assessment of ozone Depletion: 2010. Pursuant to Article 6 of the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer.
- [2] *Thermodynamic Properties of R22. Version 6.01*, Standard Reference Data Program, National Institute of Standards and Technology, 1998.
- [3] *Thermodynamic Properties of HFC-236fa. Version 6.01*, Standard Reference Data Program, National Institute of Standards and Technology, 1998.
- [4] A. A. Al-Rashed, "Effect of evaporator suhue on vapor compression refrigeration system," *Alexandria Engineering Journal*, vol. 50, pp. 283-290, 2011.
- [5] D. A. Yashar, S. Lee, and P. A. Domanski, "Rooftop air-conditioning unit performance improvement using refrigerant circuitry optimization," *Elsivier Applied Thermal Engineering*, vol. 83, pp. 81-87, 2015.
- [6] W. F. Stoecker, *Refrigersi dan Pengkondisian Udara*, Erlangga. 2005.
- [7] S. K. Wang and Z. Lavan, *Air-Conditioning and Refrigeration Mechanical Engineering Handbook*: Boca Raton: CRC Press LLC. 1999.
- [8] S. K. Wang, *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*. McGraw-Hill. 2000.
- [9] Y. H. Yau and H. L. Pean, "The performance study of a split type air conditioning system in the tropics, as affected by weather," *Energy and Buildings*, vol. 72, pp. 1-7, 2013.
- [10] J. M. W. Lawrence and J. A. Evans, "Refrigerant flow instability as a means to predict the need for defrosting the evaporator in a retail display freezer cabinet," *International journal of refrigeration*, vol. 31, pp. 101-112, 2007.
- [11] M. Kim, W. V. Payne, P. A. Domanski, S. H. Yoon, and C. J. L. Hermes, "Performance of a residential heat pump operating in the cooling mode with single faults imposed," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 770-778, 2008.
- [12] M. J. Moran and H. N. Shapiro, *Termodinamika Teknik*, Erlangga. 2004.
- [13] M. R. Braun, P. Walton, and S. B. M. Beck, "Ilustrating the relationship between the coefficient of performance and the coefficient of system performance by means of an R404 supermarket refrigeration system," *International journal of refrigeration*, vol. 70, pp. 225-234, 2015.
- [14] Z. Ma, H. Bao, and A. P. Roskilly. "Thermodynamic modelling and parameter determination of ejector for ejection refrigeration systems," *International journal of refrigeration*, vol.75, pp. 117-128, 2016.