



2580-2798 (e)  
2588-6225 (p)

**Inovtek Polbeng: Jurnal Inovasi Teknologi Politeknik Negeri Bengkalis**  
(Bengkalis State Polytechnic Technology Innovation Journal)

journal homepage: <https://jurnal.polbeng.ac.id/index.php/IP/index>

## **PENGARUH VARIASI MASSA REFRIGERAN CHARGE R-134a PADA PROSES RETROFIT PADA SISTEM REFRIGERASI DUAL FUNCTION SEBAGAI AIR HANDLING UNIT DAN WATER CHILLER TERHADAP PERFORMANSI DAN EFISIENSI SISTEM**

Benedicta Dian Alfanda<sup>1)</sup>, George Endri Kusuma<sup>1)</sup>, Zulfa Maulana<sup>1)</sup>, Mahasin Maulana Ahmad<sup>1)</sup>, Niki Veranda Agil Permadi<sup>1)</sup>, Ratna Muningsgar<sup>1)</sup>, Budhi Santoso<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya  
Jalan Teknik Kimia, Kecamatan Sukolilo, Kota Surabaya, Provinsi Jawa Timur, Indonesia 60111

<sup>2)</sup>Jurusan Teknik Perkapalan, Politeknik Negeri Bengkalis  
Jalan Bathin Alam, Sungai Alam, Bengkalis, Riau, Indonesia 28711

Corresponding Author: [zulfamaulana08@gmail.com](mailto:zulfamaulana08@gmail.com)

---

**Article Info**

**Abstract**

**Keywords:**

*COP (Coefficient of Performance)*, Efisiensi, Evaporator, Kompresor, dan Kondensator.

**Article history:**

Received: 20/9/24

Last revised: 2/10/24

Accepted: 4/10/24

Available online: 25/11/24

Published: 30/11/24

**DOI:**

<https://doi.org/10.35314/3p6gs678>

---

**Abstrak**

Sistem refrigerasi *dual function* pada Laboratorium Permesinan Fluida di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya merupakan sistem refrigerasi yang sesuai desain pabrik menggunakan refrigeran R-12. Saat ini sistem refrigerasi tersebut telah dilakukan retrofit menggunakan refrigeran R-134a untuk mematuhi aturan KEPRES RI No. 23/1992 untuk mencegah terjadinya kerusakan lapisan ozon karena penggunaan R-12. Pada saat proses retrofit, masalah utama yang dihadapi adalah belum teridentifikasinya massa optimal dari refrigeran yang akan di *charge* kedalam sistem. Sehingga pada penelitian ini dilakukan eksperimen dengan melakukan beberapa variasi massa refrigeran yang di *charge* kedalam sistem tersebut. Dari kegiatan eksperimen tersebut dapat diketahui informasi batasan massa refrigeran pada saat melakukan refrigeran *charge* pada sistem refrigerasi *dual function* yang mendapatkan nilai performa dan efisiensi terbaik pada sistem. Nilai *COP* Ideal tertinggi pada mode *air handling unit* bernilai 5,32 diperoleh dengan *fan speed 2* pada variasi massa 423 gram (90%). Nilai *COP* Aktual tertinggi pada mode *air handling unit* bernilai 3,12 diperoleh dengan *fan speed 3* pada variasi massa 423 gram (90%). Serta nilai efisiensi isentropik tertinggi pada mode *air handling unit* bernilai 0,594 diperoleh dengan *fan speed 1* pada variasi massa 470 gram (100%). Sedangkan nilai *COP* Ideal tertinggi pada mode *water chiller* bernilai 5,78 diperoleh dengan *flowrate chilled water 8 l/m* pada variasi massa 446,5 gram (95%). Nilai *COP* Aktual tertinggi pada mode *water chiller* bernilai 3,687 diperoleh dengan *flowrate chilled water 8 l/m* pada variasi massa 399,5 gram (85%). Serta nilai efisiensi isentropik tertinggi pada mode *water chiller* bernilai 0,7268 dengan *flowrate chilled water 8 l/m* pada variasi massa 399,5 gram (85%).

**Abstract**

Dual function refrigeration system at Fluid Machinery Laboratory of the Shipbuilding Institute of Polytechnic Surabaya is a refrigeration system with originally designed use R-12. Currently the system has been retrofitted with R-134a to replace R-12 for follow rules from Indonesia Presidential Decree No. 23/1992 to prevent of ozone layer depletion due to use R-12. When retrofit process, the problem is unidentified about the optimal mass of refrigerant charge in the system. So this research as been conducted as an experiment with several variations of the refrigerant mass charge in the system. From the experimental activities, information on the refrigerant mass limit at optimal performance and efficiency for the system during refrigerant charging in a dual-function refrigeration system can be identified. The highest value of Ideal COP (Coefficient Of Performance) was obtained in air handling unit mode is 5.32 with fan speed 2 at 423 gram refrigerant mass (90%). The highest value of Actual COP (Coefficient Of Performance) was obtained in air handling unit mode is 3.12 with fan speed 3 at 423 gram refrigerant mass (90%), and the highest value of Isentropic Efficiency was obtained in air handling unit mode is 0.594 with fan speed 1 at 470 gram refrigerant mass (100%). The highest value of Ideal COP (Coefficient Of Performance) was obtained in water chiller mode is 5.78 with 8 l/m flowrate of chilled water at 446.5 gram refrigerant mass (95%). The highest value of Actual COP (Coefficient Of Performance) was obtained in water chiller mode is 3.687 with 8 l/m flowrate of chilled

## 1. PENDAHULUAN

Sistem refrigerasi *dual function* pada Laboratorium Permesinan Fluida di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya adalah sistem refrigerasi yang dapat dikategorikan sebagai sistem refrigerasi kompresi uap. Sistem refrigerasi kompresi uap merupakan sistem yang menggunakan siklus carnot terbalik, dengan menggunakan katup ekspansi sebagai pengganti dari turbin [1]. Sistem refrigerasi jenis tersebut pada prinsipnya terdiri dari kompresor, kondensor, katup ekspansi, evaporator, dan peralatan lainnya yang dihubungkan dengan rangkaian sistem perpipaan. Pada sistem refrigerasi *dual function* ini, terdapat dua mode evaporator yang dapat digunakan, yaitu mode *air side evaporator* yang terletak didalam *air handling unit* yang memiliki tiga variasi *fan speed*, dan mode *water side evaporator* yang dapat diatur *flowrate* dari *chilled water*nya sesuai dengan kebutuhan pengoperasian sistem.

Dalam sistem refrigerasi, terdapat fluida kerja atau refrigeran yang berfungsi sebagai media untuk memindahkan kalor [2]. Kuantitas refrigeran dalam sistem adalah faktor krusial yang berpengaruh pada efek refrigerasi yang dapat dilakukan oleh sistem. Efek refrigerasi adalah jumlah entalpi yang dapat diserap oleh setiap satuan massa refrigeran [3]. Oleh karena itu, sebelum mengoperasikan sistem refrigerasi, harus dipastikan bahwa sistem telah *dicharge* dengan refrigeran. Massa refrigeran harus dipantau saat proses *charging* untuk mencegah terjadinya *overcharge* refrigeran, terutama setelah proses retrofit pada sistem refrigerasi. Ketika sistem refrigerasi terjadi *overcharge* maka tekanan operasional dalam sistem akan meningkat. Pada umumnya, setiap sistem refrigerasi memiliki batas aman tekanan operasional. Jika tekanan operasional melebihi ambang batas tekanan yang diizinkan pada sistem, maka refrigeran akan keluar dari sistem melalui katup pengaman tekanan atau *pressure safety valve* [4].

Massa refrigeran yang *dicharge* pada sistem refrigerasi juga dapat mempengaruhi performa dan efisiensi dari sebuah sistem refrigerasi [5]. Hal inilah yang menjadikan dasar ketika proses *charging* refrigeran pada akhir proses retrofit, harus dilakukan dengan beberapa variasi massa refrigeran. Variasi massa refrigeran yang dilakukan adalah untuk mengidentifikasi karakteristik kapasitas, kinerja, dan efisiensi sistem pada setiap variasi massa refrigerant [6]. Sehingga dapat diidentifikasi massa optimal dari refrigeran *charge* yang dapat dilakukan dengan memperhatikan performa dan efisiensi sistem serta pada tekanan operasional sistem yang tetap pada batas aman.

Penelitian yang serupa mengenai variasi massa refrigeran juga pernah dilakukan oleh Sutandi et al. pada tahun 2020 yang berjudul “*Experimental Study of R-32 as a Retrofit for R-410A Refrigerant in a Residential Air Conditioner*” [7] penelitian tersebut berfokus pada studi eksperimen retrofit pada sistem pendingin udara residensial dari refrigeran R-410A menjadi R-32. Tantangan dalam penelitian tersebut adalah menemukan massa refrigeran ideal untuk mencapai kinerja sistem yang optimal. Dalam penelitian tersebut, massa refrigeran divariasikan dari 90% hingga 105% dari massa refrigeran standar. Hasilnya menunjukkan bahwa nilai *Coefficient of Performance (COP)* untuk semua variasi massa dengan refrigeran R-32 lebih rendah daripada nilai *COP* ketika sistem menggunakan refrigeran R-410A. Nilai *COP* terendah sebesar 2,4 dicapai ketika sistem *dicharge* dengan massa 105% dari kapasitas massa standar yang dimiliki sistem. Nilai *COP* tertinggi sebesar 2,78 dicapai ketika sistem *dicharge* refrigeran dengan massa 95% dari massa standar yang dimiliki sistem. Penelitian tersebut menjadi referensi bahwa ketika memvariasikan massa refrigeran, harus diidentifikasi kapasitas standar massa refrigerant yang dimiliki oleh sistem. Variasi massa dapat dilakukan dengan mengurangi atau menambah massa refrigeran sebesar 5% dari kapasitas standar massa refrigeran *charge* dari sebuah sistem refrigerasi.

Dalam penelitian ini, dilakukan eksperimen dengan memvariasikan massa refrigerant *charge* R-134a pada sistem refrigerasi *dual function* setelah proses retrofit di Laboratorium Permesinan Fluida Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya. Variasi massa refrigeran akan dibatasi pada kapasitas tekanan maksimum yang diizinkan untuk refrigeran *charge* pada sistem refrigerasi *dual function* yaitu pada massa 399,5 gram (85%); 423 gram (90%); 446,5 gram (95%); dan 470 gram (100%). Tujuan penelitian ini adalah untuk mengidentifikasi karakteristik sistem ketika massa refrigeran divariasikan pada kedua mode operasi meliputi *air side evaporator* dan juga *water side evaporator*. Serta hasil dari penelitian dapat digunakan sebagai informasi batasan massa refrigeran pada saat melakukan refrigeran *charge* pada sistem refrigerasi *dual function* yang mendapatkan nilai performa dan efisiensi terbaik pada sistem. Lalu dapat digunakan sebagai penambah pengetahuan dan pengembangan kompetensi pada bidang sistem refrigerasi, khususnya untuk proses retrofit pada sistem refrigerasi. Serta dapat digunakan sebagai acuan untuk melakukan efisiensi energi pada sistem refrigerasi.

## 2. METODE

Pada penelitian ini menggunakan metode eksperimen dengan mengacu pada penelitian yang dilakukan sebelumnya oleh Sutandi et al., pada tahun 2020 [7]. Akan tetapi kali ini sistem yang digunakan adalah sistem refrigerasi *dual function*, dengan menggunakan refrigeran R-134a setelah proses retrofit. Untuk melakukan validasi hasil kalkulasi termodinamika dapat dengan perangkat lunak *engineering equation solver* untuk mencari nilai enthalpi dari refrigeran secara cepat dan akurat [8]. Serta validasi kedua digunakan perangkat lunak *coolpack* yang membantu dalam melakukan *plot P-h Diagram* pada sebuah siklus refrigerasi kompresi uap dengan akurat [9].

### 2.1 Persamaan Penunjang Penelitian

#### 1. $\dot{Q}$ Evaporator (*Cooling Effect*)

Kemampuan atau kapasitas evaporator untuk melakukan penyerapan kalor dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut [13].

$$\dot{Q}_{\text{Evaporator}} = (h_1 - h_4) \times \dot{m}_{\text{Refrigeran}} \quad (kW) \quad (1)$$

Dimana:

$h_1$  merupakan enthalpi refrigeran saat keluar dari evaporator dalam satuan kJ/kg

$h_4$  merupakan enthalpi refrigeran saat masuk ke evaporator dalam satuan kJ/kg dan

$\dot{m}_{\text{refrigerant}}$  merupakan *massflowrate* dari refrigeran dalam satuan kg/s

#### 2. $\dot{Q}$ Kondensor (*Heating Effect*)

Kemampuan atau kapasitas kondensor untuk melakukan pelepasan kalor dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut [13].

$$\dot{Q}_{\text{Kondensor}} = (h_2 - h_3) \times \dot{m}_{\text{Refrigeran}} \quad (kW) \quad (2)$$

Dimana:

$h_2$  merupakan enthalpi refrigeran saat masuk ke kondensor dalam satuan kJ/kg

$h_3$  merupakan enthalpi refrigeran saat keluar dari kondensor dalam satuan kJ/kg dan

$\dot{m}_{\text{refrigerant}}$  merupakan *massflowrate* dari refrigeran dalam satuan kg/s

#### 3. $\dot{W}$ Kompresor (*Compressor Work*)

Kerja kompresor untuk melakukan kompresi pada refrigeran dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut [13].

$$\dot{W}_{\text{Kompresor}} = (h_2 - h_1) \times \dot{m}_{\text{Refrigeran}} \quad (kW) \quad (3)$$

Dimana:

$h_2$  merupakan enthalpi refrigeran saat keluar dari kompresor / masuk kondensor dalam satuan kJ/kg

$h_1$  merupakan enthalpi refrigeran saat keluar dari evaporator/ masuk ke kompresor dalam satuan kJ/kg dan

$\dot{m}_{\text{refrigeran}}$  merupakan *massflowrate* dari refrigeran dalam satuan kg/s

#### 4. COP (Coefficient of Performance)

*Coefficient of Performance* dari sistem refrigerasi dapat diketahui dengan melakukan perbandingan dari nilai  $\dot{Q}$  Evaporator dengan  $\dot{W}$  Kompresor seperti pada persamaan berikut [14].

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q} \text{ Evaporator}}{\dot{W} \text{ Kompresor}} \quad (4)$$

#### 5. Efisiensi Isentropik

Efisiensi isentropik dari sistem refrigerasi dapat diketahui dengan melakukan perbandingan dari nilai  $\dot{W}$  ideal Kompresor dengan  $\dot{W}$  aktual Kompresor [15].

$$\eta_{\text{Isentropic}} = \frac{\dot{W} \text{ Ideal Kompresor}}{\dot{W} \text{ Aktual Kompresor}} \quad (5)$$

### 2.2 Diagram Alir Metode Penelitian

Pada Diagram 1 berikut merupakan diagram alir sebagai acuan dalam melakukan penelitian.

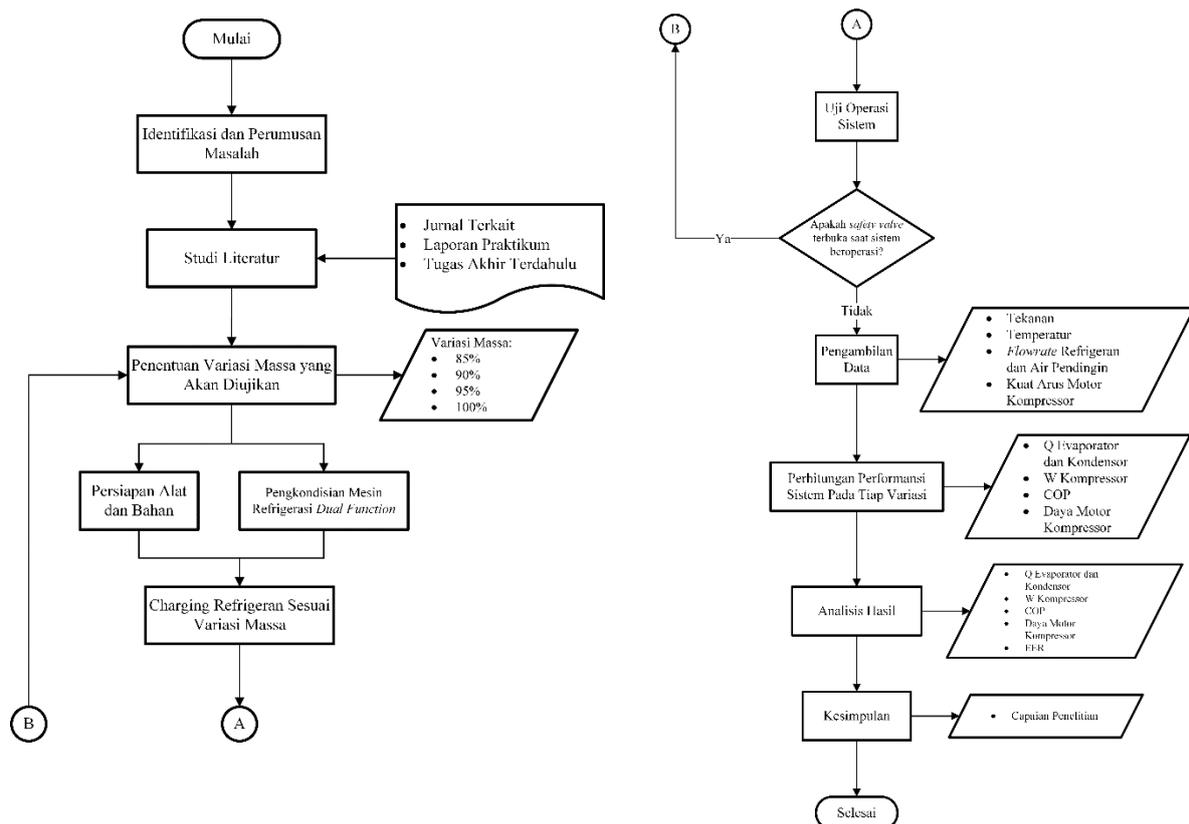


Diagram 1. Diagram Alir Metode Penelitian

### 2.3 Mesin Refrigerasi Dual Function

Mesin refrigerasi *dual function* merupakan alat pembelajaran praktikum yang terdapat di Laboratorium Permesinan Fluida Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya. Mesin tersebut digunakan untuk praktikum pembelajaran mahasiswa tentang pengujian performansi sistem refrigerasi dengan siklus kompresi uap. Pada refrigerasi *dual function* tersebut, terdapat mode pengujian sistem refrigerasi dengan mode *air side evaporator (air handling unit)* dan *water side evaporator (water chiller)*. Selain variasi dari mode fungsional tersebut, juga terdapat variasi yang bisa dilakukan dari tingkatan putaran *fan AHU*, *flowrate* air pada *water chiller*, dan juga *flowrate* air pada kondensor. Untuk mendukung kemudahan dalam pengambilan data guna melakukan kalkulasi performansi sistem, pada mesin tersebut juga terdapat *pressure gauge (Bar)*, *temperature gauge (°C)*, *amperemeter (A)*, dan juga *flowmeter (L/m)* untuk refrigeran maupun air.



Gambar 1. Mesin Refrigerasi Dual Function

### 2.4 Refrigeran

Pada sistem refrigerasi, refrigeran adalah fluida kerja yang berfungsi sebagai media untuk melakukan penyerapan kalor dengan proses penguapan pada saat berada pada tekanan dan temperatur rendah serta melepaskan kalor dengan proses kondensasi pada tekanan dan temperatur yang tinggi [2]. Refrigeran terdapat beberapa jenis bahan, diantaranya adalah *Chlorofluoro Carbon (CFC)*, *Hydrochloro Fluoro Carbon (HCFC)*, *Hydrofluoro carbon (HFC)*, *Hydrocarbon (HC)*, *Inorganic Refrigerant*, *Azeotropic Refrigerant*, dan *Zeotropic Refrigerant* [10]. Selain dari jenis bahan tersebut, refrigeran juga dapat diklasifikasikan menurut tingkat *Ozone Depleting Potential (ODP)* dan juga *Global Warming Potential (GWP)*, semakin rendah nilai *ODP* dan *GWP* pada suatu jenis refrigeran, maka menunjukkan bahwa refrigeran tersebut merupakan refrigeran yang ramah lingkungan [11]. Namun, juga perlu diketahui bahwa terdapat beberapa jenis refrigeran yang memiliki sifat mudah terbakar dan juga sifat beracun bagi manusia apabila terjadi kebocoran sistem.

### 2.5 Retrofit

Retrofit merupakan suatu proses penggantian atau substitusi jenis refrigeran pada sistem refrigerasi [12]. Kegiatan ini biasanya disertai dengan penggantian beberapa peralatan seperti katup ekspansi dan filter *dryer*. Mayoritas kegiatan retrofit dilakukan pada sistem refrigerasi yang masih menggunakan refrigeran berjenis sintetik yang memiliki nilai *ODP* dan *GWP* tinggi untuk diganti dengan refrigeran yang lebih ramah lingkungan atau bahkan memiliki nilai *ODP* dan *GWP* nol. Selain itu dalam memilih refrigeran pengganti juga harus mempertimbangkan kemampuan dari sistem dan juga sifat mudah terbakar ataupun beracun dari refrigeran pengganti tersebut.

### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Setelah dilakukan penelitian dan pengolahan data, didapatkan nilai  $\dot{Q}$  Evaporator,  $\dot{Q}$  Kondensor,  $\dot{W}$  Ideal Kompresor, dan  $\dot{W}$  Aktual Kompresor. Data-data tersebut didapatkan dengan melakukan perhitungan sesuai pada persamaan 1, 2, dan 3 pada sub-bab 2.4. Adapun hasil pengolahan terdapat pada Tabel 1 berikut.

**Tabel 1.** Hasil Pengolahan Data

Mode Operasi	Variasi Operasi	Variasi Massa (gram)	Data Hasil			
			$\dot{Q}$ Evaporator (kW)	$\dot{Q}$ Kondensor (kW)	$\dot{W}$ Ideal Kompresor (kW)	$\dot{W}$ Aktual Kompresor (kW)
Air Side Evaporator (Air Handling Unit)	Fan Speed 1	399,5 (85%)	4,5556	6,1756	0,8945	1,6200
		423 (90%)	3,8118	5,0440	0,7211	1,2322
		446,5 (95%)	3,1631	4,2083	0,6081	1,0451
		470 (100%)	4,5266	6,0798	0,9237	1,5532
	Fan Speed 2	399,5 (85%)	4,4960	6,1091	0,8906	1,6131
		423 (90%)	3,8118	5,0470	0,7161	1,2352
		446,5 (95%)	3,1631	4,2058	0,6123	1,0427
		470 (100%)	4,5246	6,1143	0,8953	1,5898
	Fan Speed 3	399,5 (85%)	4,5556	6,1756	0,8945	1,6200
		423 (90%)	3,8679	5,1063	0,7362	1,2384
		446,5 (95%)	3,1631	4,2033	0,6165	1,0402
		470 (100%)	4,5803	6,1561	0,8793	1,5758
Water Side Evaporator (Water Chiller)	Flowrate 6 l/m	399,5 (85%)	4,7721	6,3121	0,9487	1,5400
		423 (90%)	4,7127	6,0839	0,8460	1,3713
		446,5 (95%)	5,1412	6,5771	0,9168	1,4359
		470 (100%)	4,7721	6,3352	0,9623	1,5631
	Flowrate 7 l/m	399,5 (85%)	4,7777	6,2567	0,9743	1,4790
		423 (90%)	4,6564	6,0490	0,8494	1,3926
		446,5 (95%)	5,0711	6,5339	0,9008	1,4628
		470 (100%)	4,7665	6,3352	0,9312	1,5687
	Flowrate 8 l/m	399,5 (85%)	4,8286	6,1384	0,9520	1,3098
		423 (90%)	4,6564	6,0456	0,8555	1,3892
		446,5 (95%)	5,0645	6,5339	0,8757	1,4693
		470 (100%)	4,7101	6,2734	0,9280	1,5633

#### 3.1 COP (Coefficient of Performance) Sistem Refrigerasi Dual Function

Kalkulasi  $COP$  ideal dan  $COP$  aktual pada sistem refrigerasi *dual function* dapat dilakukan dengan membandingkan nilai  $\dot{Q}$  Evaporator dengan  $\dot{W}$  Ideal Kompresor untuk  $COP$  ideal, dan  $\dot{W}$  Aktual Kompresor untuk  $COP$  aktual sesuai dengan persamaan 4 pada sub-bab 2.1. Adapun hasil dari kalkulasi telah divisualisasikan menjadi grafik pada gambar 2, dan 3 dengan rincian pembahasan sebagai berikut.

Pada Gambar 2 merupakan grafik hubungan antara nilai  $COP$  ideal pada mode *air side evaporator* dan juga mode *water side evaporator* dengan tiap-tiap variasi massa refrigeran yang telah dilakukan. Untuk mode *air side evaporator* pada variasi massa refrigeran 399,5 gram (85%) nilai  $COP$  Ideal adalah 5,093 pada *fan speed 1* dan *fan speed 3* serta 5,0482 pada *fan speed 2*. Nilai  $COP$  Ideal di *fan speed 1* dan *fan speed 3* yang sama pada variasi massa refrigeran 399,5 gram (85%) ini dipengaruhi oleh nilai  $\dot{Q}$  Evaporator yang sama dan  $\dot{W}$  Ideal Kompresor yang sama saat sistem beroperasi pada *fan speed* tersebut. Lalu untuk *fan speed 2* yang memiliki nilai  $COP$  Ideal yang lebih rendah dari *fan speed* lainnya disebabkan karena nilai  $\dot{Q}$  Evaporator dan  $\dot{W}$  Ideal Kompresor yang sama-sama lebih rendah dari kondisi operasi *fan speed 1* dan 3.

Kemudian untuk variasi massa refrigeran 423 gram (90%) nilai  $COP$  Ideal terjadi kenaikan dibanding variasi massa sebelumnya dengan rincian pada *fan speed 1* terjadi kenaikan 3,79% dengan nilai 5,2861; pada *fan speed 2* terjadi kenaikan 5,45% dengan nilai 5,3231; pada *fan speed 3* terjadi kenaikan 3,15% dengan nilai 5,2536. Kenaikan tersebut terjadi karena pada variasi massa refrigeran 423 gram (90%) terdapat penurunan  $\dot{Q}$  Evaporator dan  $\dot{W}$  Ideal Kompresor dibanding dengan variasi massa sebelumnya namun penurunan yang signifikan terjadi pada  $\dot{W}$  Ideal Kompresornya.

Untuk variasi massa refrigeran 446,5 gram (95%) nilai  $COP$  Ideal terjadi penurunan dibanding variasi massa sebelumnya dengan rincian pada *fan speed 1* terjadi penurunan 1,6% dengan nilai 5,2015; pada *fan speed 2* terjadi penurunan 2,96% dengan nilai 5,1657; pada *fan speed 3* terjadi penurunan 2,34% dengan nilai 5,13. Penurunan tersebut terjadi karena pada variasi massa refrigeran 446,5 gram (95%) terdapat penurunan  $\dot{Q}$  Evaporator dan juga penurunan  $\dot{W}$  Ideal Kompresor dibanding pada variasi massa sebelumnya. Namun pada variasi massa 446,5 gram (95%) ini yang lebih signifikan adalah penurunan  $\dot{Q}$  Evaporator.

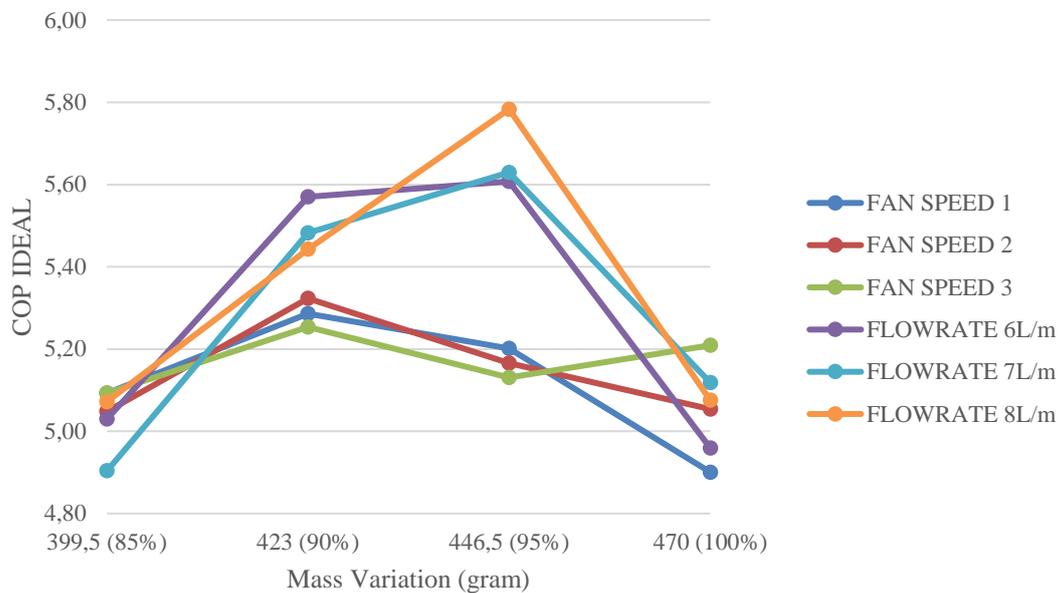
Lalu untuk variasi massa refrigeran 470 gram (100%) nilai  $COP$  Ideal ada yang terjadi kenaikan dan penurunan dibanding variasi massa sebelumnya dengan rincian pada *fan speed 1* mengalami penurunan 5,79% dengan nilai 4,9; pada *fan speed 2* mengalami penurunan 2,17% dengan nilai 5,0537; pada *fan speed 3* terjadi kenaikan 1,53% dengan nilai 5,2088. Hal tersebut terjadi karena adanya kenaikan  $\dot{Q}$  Evaporator dan  $\dot{W}$  Ideal Kompresor yang signifikan dan juga nilai  $\dot{Q}$  Evaporator pada *fan speed 3* mengalami kenaikan yang signifikan dibanding *fan speed* lainnya.

Sedangkan untuk mode *water side evaporator* pada variasi massa refrigeran 399,5 gram (85%) nilai  $COP$  Ideal adalah 5,03 pada *flowrate 6l/m*; 4,9 pada *flowrate 7l/m*; dan 5,0721 pada *flowrate 8l/m*. Nilai  $COP$  Ideal tertinggi pada variasi massa 399,5 gram (85%) ini diraih pada *flowrate 8l/m* disebabkan karena adanya kenaikan nilai  $\dot{Q}$  Evaporator pada kondisi *flowrate chilled water* tersebut. Serta  $COP$  Ideal terendah pada variasi massa 399,5 gram (85%) ini diraih pada *flowrate 7l/m* disebabkan karena nilai  $\dot{W}$  Ideal Kompresor pada kondisi *flowrate chilled water* tersebut adalah nilai yang tertinggi pada variasi massa refrigeran 399,5 gram (85%).

Untuk variasi massa refrigeran 423 gram (90%) nilai  $COP$  Ideal terjadi kenaikan dibanding variasi massa sebelumnya dengan rincian pada *flowrate 6l/m* terjadi kenaikan 10,74% dengan nilai 5,57; pada *flowrate 7l/m* terjadi kenaikan 11,8% dengan nilai 5,4823; pada *flowrate 8l/m* terjadi kenaikan 7,31% dengan nilai 5,4427. Kenaikan tersebut terjadi karena pada variasi massa refrigeran 423 gram (90%) terdapat penurunan  $\dot{W}$  Ideal Kompresor dibanding dengan variasi massa sebelumnya.

Untuk variasi massa refrigeran 446,5 gram (95%) nilai  $COP$  Ideal terjadi lagi kenaikan dibanding variasi massa sebelumnya dengan rincian pada *flowrate 6l/m* terjadi kenaikan 0,67% dengan nilai 5,6075; pada *flowrate 7l/m* terjadi kenaikan 2,69% dengan nilai 5,6295; pada *flowrate 8l/m* terjadi kenaikan 6,26% dengan nilai 5,7833. Kenaikan nilai  $COP$  Ideal tersebut terjadi karena pada variasi massa refrigeran 446,5 gram (95%) terdapat kenaikan nilai  $\dot{Q}$  Evaporator dibanding pada variasi massa sebelumnya.

Lalu untuk variasi massa refrigeran 470 gram (100%) nilai  $COP$  Ideal ada yang terjadi penurunan dibanding variasi massa sebelumnya dengan rincian pada  $flowrate$  6l/m terjadi penurunan 11,56%



dengan nilai 4,9593; pada  $flowrate$  7l/m terjadi penurunan 9,08% dengan nilai 5,1186; pada  $flowrate$  8l/m terjadi penurunan 12,24% dengan nilai 5,0755. Hal tersebut terjadi karena adanya penurunan  $\dot{Q}$  Evaporator dan kenaikan  $\dot{W}$  Ideal Kompresor dibanding dengan variasi massa refrigeran sebelumnya.

**Gambar 2.** Grafik Hubungan  $COP$  Ideal dengan Variasi Massa Refrigeran Pada Mode *Air Side Evaporator* dan *Water Side Evaporator*

Pada Gambar 3 merupakan grafik hubungan antara nilai  $COP$  aktual pada mode *air side evaporator* dan juga mode *water side evaporator* dengan tiap-tiap variasi massa refrigeran yang telah dilakukan. Untuk mode *air side evaporator* pada variasi massa refrigeran 399,5 gram (85%) nilai  $COP$  Aktual adalah 2,812 pada *fan speed* 1 dan *fan speed* 3 serta 2,7872 pada *fan speed* 2. Nilai  $COP$  Aktual di *fan speed* 1 dan *fan speed* 3 yang sama pada variasi massa refrigeran 399,5 gram (85%) ini dipengaruhi oleh nilai  $\dot{Q}$  Evaporator yang sama dan  $\dot{W}$  Aktual Kompresor yang sama saat sistem beroperasi pada *fan speed* tersebut. Lalu untuk *fan speed* 2 yang memiliki nilai  $COP$  Aktual yang lebih rendah dari *fan speed* lainnya disebabkan karena nilai  $\dot{Q}$  Evaporator dan  $\dot{W}$  Aktual Kompresor yang sama-sama lebih rendah dibanding ketika kondisi operasi *fan speed* 1 dan 3.

Kemudian untuk variasi massa refrigeran 423 gram (90%) nilai  $COP$  Aktual terjadi kenaikan dibanding variasi massa sebelumnya dengan rincian pada *fan speed* 1 terjadi kenaikan 10,01% dengan nilai 3,0936; pada *fan speed* 2 terjadi kenaikan 10,72% dengan nilai 3,0861; pada *fan speed* 3 terjadi kenaikan 11,08% dengan nilai 3,1234. Kenaikan tersebut terjadi karena pada variasi massa refrigeran 423 gram (90%) terdapat penurunan  $\dot{Q}$  Evaporator dan  $\dot{W}$  Aktual Kompresor dibanding dengan variasi massa sebelumnya. Namun yang turun lebih signifikan adalah nilai  $\dot{W}$  Aktual Kompresornya.

Untuk variasi massa refrigeran 446,5 gram (95%) nilai  $COP$  Aktual terjadi penurunan dibanding variasi massa sebelumnya dengan rincian pada *fan speed* 1 terjadi penurunan 2,17% dengan nilai 3,0265; pada *fan speed* 2 terjadi penurunan 1,7% dengan nilai 3,0337; pada *fan speed* 3 terjadi penurunan 2,64% dengan nilai 3,0409. Penurunan tersebut terjadi karena pada variasi massa refrigeran 446,5 gram (95%) terdapat penurunan  $\dot{Q}$  Evaporator dan  $\dot{W}$  Aktual kompresor dibanding pada variasi massa sebelumnya.

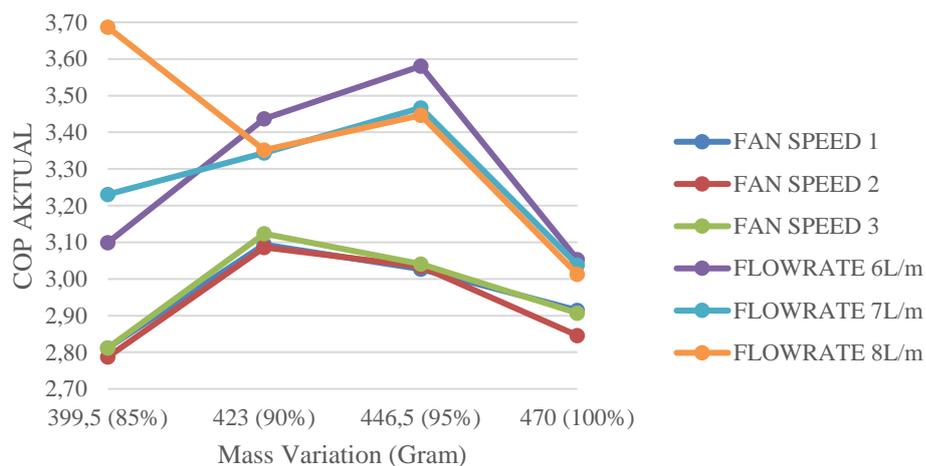
Lalu untuk variasi massa refrigeran 470 gram (100%) nilai *COP* Aktual ada yang terjadi lagi penurunan dibanding variasi massa sebelumnya dengan rincian pada *fan speed 1* mengalami penurunan 3,7% dengan nilai 2,9144; pada *fan speed 2* mengalami penurunan 6,19% dengan nilai 2,846; pada *fan speed 3* terjadi penurunan 4,42% dengan nilai 2,9. Hal tersebut terjadi karena adanya kenaikan  $\dot{Q}$  Evaporator dan  $\dot{W}$  Aktual kompresor. Akan tetapi yang naik secara signifikan adalah nilai  $\dot{W}$  Aktual kompresornya.

Sedangkan untuk mode *water side evaporator* pada variasi massa refrigeran 399,5 gram (85%) nilai *COP* Aktual adalah 3,0987 pada *flowrate 6l/m*; 3,2303 pada *flowrate 7l/m*; dan 3,6866 pada *flowrate 8l/m*. Jika diperhatikan pada variasi massa 399,5 gram (85%) nilai *COP* Aktual meningkat seiring dengan kenaikan *flowrate chilled waternya*. Hal tersebut disebabkan oleh menurunnya nilai  $\dot{W}$  Aktual Kompresor seiring dengan meningkatnya *flowrate* tersebut.

Untuk variasi massa refrigeran 423 gram (90%) nilai *COP* Aktual ada yang terjadi kenaikan dan ada yang terjadi penurunan dibanding variasi massa sebelumnya dengan rincian pada *flowrate 6l/m* terjadi kenaikan 10,91% dengan nilai 3,4367; pada *flowrate 7l/m* terjadi kenaikan 3,51% dengan nilai 3,3438; pada *flowrate 8l/m* terjadi penurunan 9,08% dengan nilai 3,3519. Hal tersebut disebabkan karena adanya penurunan  $\dot{W}$  Aktual Kompresor dibanding dengan variasi massa sebelumnya pada kondisi operasi *flowrate 6l/m dan flowrate 7l/m* serta peningkatan  $\dot{W}$  Aktual Kompresor pada kondisi operasi *flowrate 8l/m* dibanding dengan variasi massa refrigerant sebelumnya .

Untuk variasi massa refrigeran 446,5 gram (95%) nilai *COP* Aktual terjadi kenaikan dibanding variasi massa sebelumnya dengan rincian pada *flowrate 6l/m* terjadi kenaikan 4,19% dengan nilai 3,58; pada *flowrate 7l/m* terjadi kenaikan 3,68% dengan nilai 3,4667; pada *flowrate 8l/m* terjadi kenaikan 2,83% dengan nilai 3,4468. Kenaikan nilai *COP* Aktual tersebut terjadi karena pada variasi massa refrigeran 446,5 gram (95%) terdapat kenaikan nilai  $\dot{Q}$  Evaporator dan  $\dot{W}$  Aktual Kompresor dibanding pada variasi massa sebelumnya.

Lalu untuk variasi massa refrigeran 470 gram (100%) nilai *COP* Aktual ada yang terjadi penurunan dibanding variasi massa sebelumnya dengan rincian pada *flowrate 6l/m* terjadi penurunan 14,73% dengan nilai 3,053; pada *flowrate 7l/m* terjadi penurunan 12,35% dengan nilai 3,0385; pada *flowrate 8l/m* terjadi penurunan 12,59% dengan nilai 3,013. Hal tersebut terjadi karena adanya penrunan  $\dot{Q}$  Evaporator dan kenaikan  $\dot{W}$  Aktual Kompresor dibanding dengan variasi massa refrigeran sebelumnya.



**Gambar 3.** Grafik Hubungan *COP* Aktual dengan Variasi Massa Refrigeran Pada Mode *Air Side Evaporator* dan *Water Side Evaporator*

### 3.2 Efisiensi Isentropik Sistem Refrigerasi *Dual Function*

Kalkulasi efisiensi isentropik pada sistem refrigerasi *dual function* dapat dilakukan dengan membandingkan nilai  $\dot{W}$  Ideal Kompresor dengan  $\dot{W}$  Aktual Kompresor sesuai dengan persamaan 5 pada sub-bab 2.1. Adapun hasil dari kalkulasi telah divisualisasikan menjadi grafik pada gambar 4 dengan rincian pembahasan sebagai berikut.

Pada Gambar 4 merupakan grafik hubungan antara nilai efisiensi isentropik pada mode *air side evaporator* dan juga mode *water side evaporator* dengan tiap-tiap variasi massa refrigeran yang telah dilakukan. Untuk mode *air side evaporator* pada variasi massa refrigeran 399,5 gram (85%) nilai efisiensi isentropik adalah 0,5521 pada semua *fan speed*. Hal tersebut disebabkan karena nilai  $\dot{W}$  Ideal Kompresor dan  $\dot{W}$  Aktual Kompresor yang identik.

Kemudian untuk variasi massa refrigeran 423 gram (90%) nilai efisiensi isentropik terjadi kenaikan dibanding variasi massa sebelumnya dengan rincian pada *fan speed 1* terjadi kenaikan 6% dengan nilai 0,5852; pada *fan speed 2* terjadi kenaikan 5% dengan nilai 0,5797; pada *fan speed 3* terjadi kenaikan 7,68% dengan nilai 0,5945. Kenaikan tersebut terjadi karena pada variasi massa refrigeran 423 gram (90%) terdapat penurunan nilai  $\dot{W}$  Aktual Kompresor pada tiap *fan speed*.

Lalu untuk variasi massa refrigeran 446,5 gram (95%) nilai efisiensi isentropik ada yang terjadi kenaikan dan ada yang terjadi penurunan dibanding variasi massa sebelumnya dengan rincian pada *fan speed 1* terjadi penurunan 0,58% dengan nilai 0,5818; pada *fan speed 2* terjadi kenaikan 1,3% dengan nilai 0,5873; pada *fan speed 3* terjadi penurunan 0,3% dengan nilai 0,5927. Hal tersebut terjadi karena terdapat penurunan nilai  $\dot{W}$  Ideal maupun Aktual Kompresor pada tiap *fan speed*. Pada *fan speed 2* kenaikan efisiensi isentropik terjadi karena adanya penurunan  $\dot{W}$  Aktual yang lebih signifikan dibanding *fan speed* lainnya.

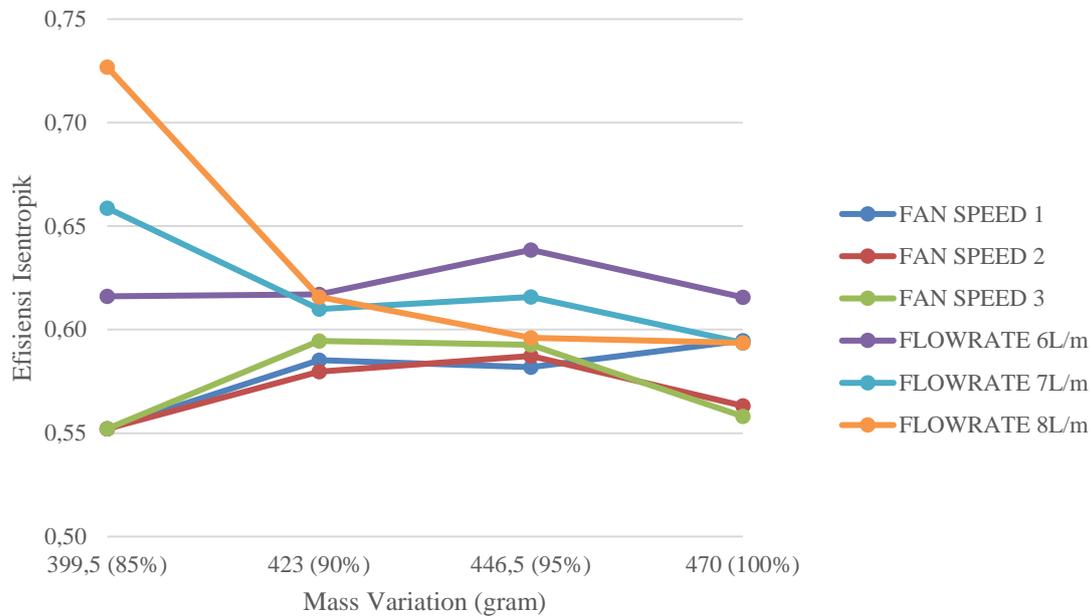
Serta untuk variasi massa refrigeran 470 gram (100%) nilai efisiensi isentropik juga ada yang terjadi kenaikan dan ada yang terjadi penurunan dibanding variasi massa sebelumnya dengan rincian pada *fan speed 1* terjadi kenaikan 2,21% dengan nilai 0,5947; pada *fan speed 2* terjadi penurunan 4,11% dengan nilai 0,5632; pada *fan speed 3* terjadi penurunan 5,85% dengan nilai 0,5580. Hal tersebut terjadi karena terdapat kenaikan nilai  $\dot{W}$  Ideal maupun Aktual Kompresor pada tiap *fan speed*. Pada *fan speed 2* kenaikan efisiensi isentropik terjadi karena adanya kenaikan  $\dot{W}$  Ideal yang lebih signifikan dibanding *fan speed* lainnya.

Sedangkan untuk mode *water side evaporator* pada variasi massa refrigeran 399,5 gram (85%) nilai efisiensi isentropik adalah 0,6160 pada *flowrate 6l/m*; 0,6587 pada *flowrate 7l/m*; 0,7268 pada *flowrate 8l/m*. Hal tersebut disebabkan karena adanya penurunan nilai  $\dot{W}$  Aktual Kompresor seiring naiknya *flowrate chilled water*.

Kemudian untuk variasi massa refrigeran 423 gram (90%) nilai efisiensi isentropik ada yang terjadi kenaikan dan ada yang terjadi penurunan dibanding variasi massa sebelumnya dengan rincian pada *flowrate 6l/m* terjadi kenaikan 0,15% dengan nilai 0,6170; pada *flowrate 7l/m* terjadi penurunan 7,41% dengan nilai 0,6099; pada *flowrate 8l/m* terjadi penurunan 15,27% dengan nilai 0,6159. Hal tersebut terjadi karena pada variasi massa refrigeran 423 gram (90%) terdapat kenaikan nilai  $\dot{W}$  Aktual Kompresor pada *flowrate 7L/m* dan *8l/m*.

Lalu untuk variasi massa refrigeran 446,5 gram (95%) nilai efisiensi isentropik juga ada yang terjadi kenaikan dan ada yang terjadi penurunan dibanding variasi massa sebelumnya dengan rincian pada *flowrate 6l/m* terjadi kenaikan 3,49% dengan nilai 0,6385; pada *flowrate 7l/m* terjadi kenaikan 0,96% dengan nilai 0,6158; pada *flowrate 8l/m* terjadi penurunan 3,23% dengan nilai 0,5960. Hal tersebut terjadi karena terdapat kenaikan nilai  $\dot{W}$  Ideal maupun Aktual Kompresor pada tiap *flowrate chilled water*. Pada *flowrate 6l/m* kenaikan efisiensi isentropik terjadi karena adanya kenaikan signifikan  $\dot{W}$  Ideal Kompresor dibanding *flowrate chilled water* lainnya.

Serta untuk variasi massa refrigeran 470 gram (100%) nilai efisiensi isentropik terjadi penurunan dibanding variasi massa sebelumnya dengan rincian pada *flowrate* 6l/m terjadi penurunan 3,59% dengan nilai 0,6156; pada *flowrate* 7l/m terjadi penurunan 3,60% dengan nilai 0,5936; pada *flowrate* 8l/m terjadi penurunan 0,40% dengan nilai 0,5936. Hal tersebut terjadi karena terdapat kenaikan nilai  $\dot{W}$  Ideal maupun Aktual Kompresor pada tiap kenaikan *flowrate chilled water*. Akan tetapi kenaikan signifikan terjadi pada  $\dot{W}$  Aktual Kompresor.



**Gambar 4.** Grafik Hubungan Efisiensi Isentropik dengan Variasi Massa Refrigeran Pada Mode *Air Side Evaporator* dan *Water Side Evaporator*

#### 4. KESIMPULAN

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan didapatkan hasil Nilai *COP* Ideal tertinggi pada mode *air handling unit* bernilai 5,32 diperoleh dengan *fan speed* 2 pada variasi massa 423 gram (90%). Nilai *COP* Aktual tertinggi pada mode *air handling unit* bernilai 3,12 diperoleh dengan *fan speed* 3 pada variasi massa 423 gram (90%). Serta nilai efisiensi isentropik tertinggi pada mode *air handling unit* bernilai 0,594 diperoleh dengan *fan speed* 1 pada variasi massa 470 gram (100%). Sedangkan nilai *COP* Ideal tertinggi pada mode *water chiller* bernilai 5,78 diperoleh dengan *flowrate chilled water* 8 l/m pada variasi massa 446,5 gram (95%). Nilai *COP* Aktual tertinggi pada mode *water chiller* bernilai 3,687 diperoleh dengan *flowrate chilled water* 8 l/m pada variasi massa 399,5 gram (85%). Serta nilai efisiensi isentropik tertinggi pada mode *water chiller* bernilai 0,7268 dengan *flowrate chilled water* 8 l/m pada variasi massa 399,5 gram (85%). Sehingga sistem refrigerasi *dual function* ini memiliki performa yang lebih baik ketika dilakukan *charge* refrigeran dengan massa 399,5 gram (85%). Dengan mengoperasikan sistem tersebut pada mode *water chiller* dengan *flowrate chilled water* 8l/m.

## UCAPAN TERIMA KASIH

Terima kasih kepada Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya yang telah memberikan izin penggunaan fasilitas untuk kegiatan penelitian dan juga dukungan pendanaan pada kegiatan penelitian yang dilakukan.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Y. A. Cengel and M. A. Boles, "Thermodynamics: An Engineering Approach, 5 ed, McGraw-Hill, 2006," *MC Graw Hill*, vol. 7, no. 2, p. 962, 2008.
- [2] F. A. Pratama, W. H. Mitrakusuma, Muhamad Anda Falahuddin, and W. S. Ayu, "Kajian kinerja sistem refrigerasi menggunakan refrigeran R32, R22 dan R1270 menggunakan REFPROP," *Pros. 12th Ind. Res. Work. Natl. Semin.*, pp. 472–477, 2021.
- [3] B. C. Purnomo and B. Waluyo, "Optimalisasi penggunaan refrigeran musicool untuk meningkatkan performa sistem refrigerasi kompresi uap dengan variabel katup ekspansi," *Semnastek Univ. Muhammadiyah Jakarta*, no. November, pp. 1–7, 2015, [Online]. Available: <https://jurnal.umj.ac.id/index.php/semnastek/article/view/473>
- [4] Bitzer, "DP-200-6 EN SHELL AND TUBE CONDENSERS NEW MODELS Explanation of model designation Example K = Shell and tube condenser Code Seawater resistant design Number of coolant passes", [Online]. Available: <https://hvacsparereparts.com/docs/shell-and-tube-condenser.pdf>
- [5] E. T. Berman, R. A. Hapidz, K. Sumardi, and M. Mutaufiq, "Uji Performa Wall Mounted Split Air Conditioner Menggunakan Refrigeran Hc-290 Sebagai Pengganti Refrigeran Hcfc-22," *FLYWHEEL J. Tek. Mesin Untirta*, vol. V, no. 1, p. 94, 2019, doi: 10.36055/fwl.v0i0.5448.
- [6] M. Setiyo, B. C. Purnomo, B. Waluyo, D. R. B. Syaka, and N. Hamidi, "Refrigeration effect and energy efficiency ratio (EER) calculation of 1/2 cycle refrigeration system on LPG-fueled vehicles," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 403, no. 1, 2018, doi: 10.1088/1757-899X/403/1/012087.
- [7] T. Sutandi, A. S. Margana, K. Sumeru, and M. F. Sukri, "Experimental Study of R32 as a Retrofit for R410A Refrigerant in a Residential Air Conditioner," vol. 198, no. Issat, pp. 167–170, 2020, doi: 10.2991/aer.k.201221.029.
- [8] I. D. M. . Santosa, Sudirman, and I. . Waisnawa, "Efektivitas Simulasi Program Ees Untuk Analisis Kinerja Sistem Co 2 Refrigeration Effectivity of Ees Simulation Program for Performance Analysis of Co 2 Refrigeration Sysytem," *Pros. Semin. Nas. Inov. Teknol. Terap.*, vol. 2, 2017.
- [9] W. Bunganaen, "Simulasi Termodinamika Pengaruh Temperatur Subcooling di Kondensor Terhadap Kinerja Cold Storage," *LONTAR J. Tek. Mesin Undana*, vol. 9, no. 02, pp. 40–46, 2022, doi: 10.35508/ljtmu.v9i02.9365.
- [10] U. Prayogi and R. Sugiono, "Analisis Global Warming Potential (Gwp) Dan Ozone Depletion Potential (Odp), Pada Refrigeran R32, R290, R407c, R410a, Sebagai Pengganti R22," *J. Tek. Mesin*, vol. 11, no. 1, pp. 14–20, 2022.
- [11] M. Mutaufiq, H. Sulisty, E. T. Berman, and A. Wiyono, "Investigasi Eksperimental Retrofit Refrigeran Pada Alat Praktik Refrigerator Dengan Refrigeran Produk Domestik Yang Ramah Lingkungan," *FLYWHEEL J. Tek. Mesin Untirta*, vol. 1, no. 1, p. 51, 2019, doi: 10.36055/fwl.v1i1.6454.
- [12] A. Solichan, S. Raharjo, and J. Teknik Elektro, "Efisiensi Musicool-22 Dengan Proses Retrofit Pada AC Merek Daikin 3 PK Di Unit Rektorat Unimus," *Media Elektr.*, vol. 10, no. 1, pp. 39–45, 2017.

- [13] R. Kiay Demak, M. Hasan Basri, J. Teknik Mesin, F. Teknik, and U. Tadulako JI Sukarno Hatta Palu, “SNITT-Politeknik Negeri Balikpapan 2017 Pengaruh Variasi Massa Refrigeran Terhadap Kinerja Air Conditioner Water Heater (Acwh) Effect Of Refrigerant Charge On The Performance Of An Air Conditioner Water Heater (Acwh),” 2017.
- [14] Muhammad, Y. Wijaya, B. Fajar, K. Rozi, and J. H. Soedarto, “Studi Eksperimental Ac Split Inverter R32 Dan R410a Dengan Refrigeran R1270,” *J. Tek. Mesin S-1*, vol. 9, no. 1, pp. 149–158, 2021.
- [15] Y. C. Dwiaji, “Analisis Pengaruh Efisiensi Isentropik Dan Beban Operasi Terhadap Penggunaan Energi Motor Listrik Kompresor Sentrifugal Di Converting Plant Pt Xxx,” *Injunct. Indones. J. Vocat. Mech. Eng.*, vol. 2, no. 1, pp. 30–36, 2022, doi: 10.58466/injection.v2i1.675.