ROTARY
ISSN: 2721-6225 (print)
ISSN: 2745-6331 (online)
Volume 7 No 1 2025
https://ppjp.ulm.ac.id/journals/index.php/rot
page 107-121

ANALISIS ENERGI PANAS BUANG KONDENSOR GANDA SECARA SERI PADA SISTEM REFRIGERASI DENGAN REFRIGERAN 22

EXHAUST HEAT ENERGY ANALYSIS FROM DOUBLE CONDENSERS IN SERIES ON REFRIGERATION SYSTEMS WITH REFRIGERANT 22

Muhammad Aldi Satriani[1)], Nanang Ruhyat[1)]
[1]Universitas Mercu Buana, Jakarta, Indonesia
email: aldisatriani@hotmail.com*, nanang.ruhyat@mercubuana.ac.id

Received:
02 Oktober 2024

Accepted:
28 April 2025

Published:
28 April 2025

Abstract

Refrigeration systems such as air conditioner (AC) released excvcvhaust heat that is often wasted, even though the hot exhaust air has the potential to be reused. In this study, exhaust heat energy analysis from double condensers in series on refrigeration systems with refrigerant 22 was carried out. This study aims to determine the temperature and humidity that can be produced and the COP value of each system. From the analysis results, it is known in a non-AC room, this machine is able to produce exhaust heat with a temperature of 68.7 and RH 10%, and a compressor COP of 3/4 and 1 PK of 2.022 and 2.2275. For outdoor, the exhaust heat temperature was obtained at 68.5 and RH 10% with a compressor COP of 3/4 and 1 PK of 2.0719 and 3.2454. In an air-conditioned room, the exhaust heat temperature was obtained at 62.8 and RH 10% with a compressor COP of 3/4 and 1 PK of 3.6032 and 3.2362. The results of this study indicate that the refrigeration system can produce exhaust heat that is quite satisfactory so that further research can be carried out to be used as a heat source for an existing drying machine.

Keywords: *Exhaust Heat Energy, Refrigerant 22, Temperature, Humidity, COP*

Abstrak

Sistem refrigerasi seperti penyejuk udara (AC) melepaskan udara panas buang yang sering kali dibiarkan percuma, padahal udara panas buang ini berpotensi untuk dimanfaatkan kembali. Pada penelitian ini dilakukan analisis energi panas buang kondensor ganda secara seri dari sistem refrigerasi dengan refrigeran 22. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui suhu dan kelembaban yang dapat dihasilkan dan nilai COP dari masing-masing sistem. Dari hasil analisis, diketahui bahwa pada pengujian di dalam ruangan non-AC mesin ini mampu menghasilkan panas buang dengan suhu 68.7 dan RH 10%, dan COP kompresor 3/4 dan 1 PK sebesar 2.022 dan 2.2275 Untuk pengujian di luar ruangan, didapatkan suhu panas buang sebesar 68.5 dan RH 10% dengan COP kompresor 3/4 dan 1 PK sebesar 2.0719 dan 3.2454 Pada pengujian di dalam ruangan ber-AC didapatkan suhu panas buang 62.8 dan RH 10% dengan COP kompresor 3/4 dan 1 PK sebesar 3.6032 dan 3.2362. Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa sistem refrigerasi dapat menghasilkan panas buang yang cukup memuaskan sehingga selanjutnya dapat dilakukan penelitian lebih lanjut untuk digunakan sebagai sumber panas dari mesin pengering yang sudah ada.

Kata Kunci: Energi Panas Buang, Refrigeran 22, Suhu, Kelembaban, COP

DOI: 10.20527/jtam_rotary.v7i1.13549

How to cite: Satriani, M. A., & Ruhyat, N., "Analisis Energi Panas Buang Kondensor Ganda Secara Seri Pada Sistem Refrigerasi Dengan Refrigeran 22". *JTAM ROTARY*, 7(1), 107-121, 2025.

PENDAHULUAN

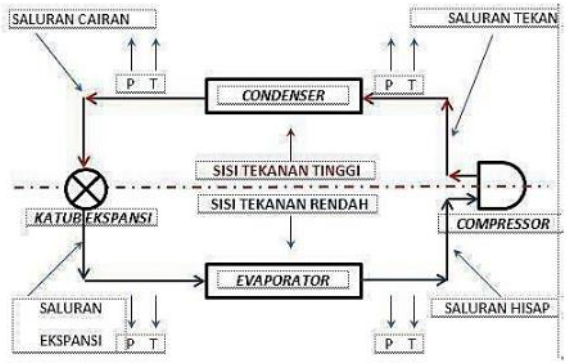
Sistem refrigerasi atau pendingin adalah sebuah mesin yang dapat dan mengeluarkan panas dari suatu benda atau ruangan ke lingkungan sekitarnya, sehingga suhu benda atau ruangan tersebut menjadi lebih rendah dibandingkan lingkungannya. Proses ini dilakukan dengan mengalirkan refrigeran yang bersirkulasi dalam sistem refrigerasi. Sistem refrigerasi yang umum adalah sistem kompresi uap, seperti yang digunakan pada penyejuk udara atau AC. AC mengeluarkan panas buang dari kondensor yang sering kali dibiarkan percuma, padahal panas buang ini masih dapat dimanfaatkan kembali (Fajar, 2021). Salah satunya dapat dimanfaatkan sebagai sumber panas untuk mesin pengering.

Beberapa penelitian terdahulu tentang pemanfaatan panas buang kondensor sistem refrigerasi telah dilakukan. Pengujian *Cabinet Dryer* dengan panas buang kondensor dapat mencapai suhu udara 42.4 °C dan kelembaban relatif (RH) 31% (Syam *et al*., 2019). Dari pengujian lain, panas buang kondensor yang dapat dimanfaatkan untuk mesin pengering paling tinggi bersuhu 54.3 °C dan RH 19% sedangkan paling rendah pada suhu 47 °C dan RH 30% (Petro *et al*., 2022).Pada kombinasi *heater* dan sistem refrigerasi R-134A, kondensor dapat menghasilkan panas hingga 90 °C dan dengan bantuan *space heater* hingga 140 °C (Kosasih & Ruhyat, 2016).

Sebagai tahap pengembangan dari FBD dengan sumber panas *heater* yang sebelumnya sudah digunakan untuk pengeringan biji kopi (Ruhyat et al., 2022), maka perlu dilakukan sebuah penelitian tentang panas buang kondensor dengan bahan yang sudah ada yaitu dua sistem AC bekas. Oleh sebab itu, penulis mengangkat judul "Analisis Energi Panas Buang Kondensor Ganda Secara Seri Pada Sistem Refrigerasi Dengan Refrigeran 22". Dalam hal ini, kita dapat memanfaatkan peralatan yang sudah ada dengan cara mengalihfungsikannya untuk tujuan lain agar dapat mencapai manfaat yang maksimal.

Siklus Kompresi Uap

Sistem refrigerasi kompresi uap memiliki komponen utama yaitu kompresor, evaporator, alat ekspansi (*Throttling Device*), dan kondensor. Keempat komponen ini bekerja secara terhubung dan membentuk siklus refrigerasi kompresi uap (Purwanto, 2023). Gambar 1 di bawah menunjukkan skema sistem refrigerasi secara umum.



Gambar 1. Skema Sistem Refrigerasi

Proses utama dari kompresi uap meliputi kompresi, kondensasi, ekspansi, dan evaporasi. Pada proses kompresi, uap refrigeran bertekanan dan suhu rendah dimampatkan oleh kompresor menjadi uap refrigeran bertekanan dan suhu tinggi. Pada proses kondensasi, suhu tinggi dari refrigeran dilepaskan ke lingkungan melalui kondensor dan refrigeran berubah fasa menjadi cairan. Pada proses ekspansi, refrigeran cair bertekanan tinggi diekspansikan menjadi refrigeran cair bertekanan rendah. Pada proses evaporasi, refrigeran cair bertekanan dan suhu rendah menyerap panas melalui *evaporator* dan fasa

refrigeran berubah menjadi uap refrigeran bertekanan dan suhu rendah (Prasetyo *et al*., 2022). Proses ini berulang kembali sehingga menjadi sebuah siklus yaitu siklus kompresi uap.

Pada proses kompresi, besarnya kerja yang dibutuhkan kompresor untuk mengkompresi refrigeran dapat dihitung dengan rumus:

$$\dot{W}_{in} = (V\ x\ I\ x\ COS\varphi)/1000 \quad (1)$$

di mana:

V adalah tegangan masuk kompresor (V), I adalah arus masuk kompresor (A), dan $COS\varphi$ faktor daya kompresor.

Untuk laju aliran massa refrigeran bisa dihitung dengan rumus:

$$\dot{m} = \frac{(V\ x\ I\ x\ COS\varphi)/1000}{(h_2 - h_1)} \quad (2)$$

di mana:

ṁ adalah laju aliran massa refrigeran (kg/s), h_2 adalah entalpi refrigeran keluar kompresor (kJ/kg), dan h_1 adalah entalpi refrigeran masuk kompresor (kJ/kg).

Pada proses evaporasi, besarnya laju perpindahan panas yang diserap refrigeran melalui *evaporator* atau disebut juga dengan efek refrigerasi dapat dihitung dengan rumus:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (3)$$

di mana:

$\dot{Q}_L$ adalah laju aliran panas refrigeran pada *evaporator* (kW), h_1 adalah entalpi refrigeran keluar *evaporator* (kJ/kg), dan h_4 adalah entalpi refrigeran masuk *evaporator* (kJ/kg).

Coefficient Of Performance atau COP sistem refrigerasi adalah rasio pemanasan atau pendinginan berguna yang dihasilkan terhadap kerja (energi) yang dibutuhkan (Moran et al., 2010). COP yang lebih tinggi berarti efisiensi yang lebih tinggi, konsumsi energi (daya) yang lebih rendah, sehingga menurunkan biaya pengoperasian. Besarnya COP suatu sistem refrigerasi dapat dihitung dengan rumus:

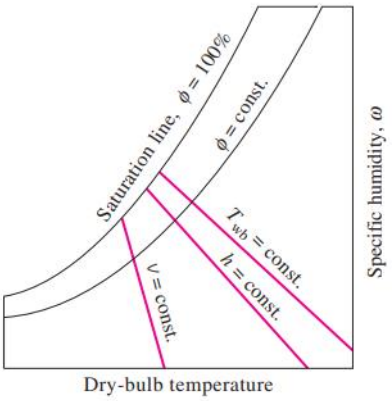
$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{in}} \quad (4)$$

di mana:

COP_R *adalah Coefficient Of Performance* dari sistem refrigerasi, $\dot{Q}_L$ adalah laju aliran panas refrigeran pada *evaporator* (kW), dan $\dot{W}_{in}$ adalah daya masuk kompresor (kW).

Diagram Psikrometri

Diagram psikrometri adalah pendekatan grafis untuk menggambarkan sifat-sifat termodinamika udara. Untuk menentukan sifat-sifat ini menggunakan diagram psikrometri, minimal dua parameter harus diketahui (Zulyet, 2017). Contoh dasar dari grafik psikrometri diperlihatkan pada gambar 2.



Gambar 2. Dasar Grafik Psikrometri

Suhu bola kering ditunjukkan pada sumbu horizontal, dan kelembaban spesifik ditunjukkan pada sumbu vertikal. Di sebelah kiri, ada kurva yang disebut garis saturasi, semua keadaan udara jenuh terletak pada kurva ini, oleh karena itu kurva ini juga merupakan kurva kelembaban relatif 100 persen. Kurva kelembaban relatif konstan lainnya memiliki bentuk yang hampir sama dengan garis saturasi (Cengel *et al*., 2011).

Grafik psikrometri juga berfungsi sebagai bantuan yang penting dalam memvisualisasikan proses pengkondisian udara. Proses pemanasan atau pendinginan biasa misalnya, muncul sebagai garis horizontal pada grafik ini jika tidak ada pelembaban atau dehumidifikasi yang terlibat. Setiap penyimpangan dari garis horizontal menunjukkan bahwa uap air ditambahkan atau dihilangkan dari udara selama proses.

Meskipun aplikasi metode ini relatif mudah dan sederhana, terdapat kelemahan yaitu kesalahan pembacaan (paralaks) akibat pemetaan manual. Dengan kemajuan teknologi, diagram psikrometri tidak lagi terbatas pada selembar kertas, karena sudah banyak perangkat lunak yang menggunakan prinsip yang sama.

Laju aliran massa uap air yang dapat dikurangi dari udara oleh sistem refrigerasi, dapat dihitung dengan persamaan di bawah ini:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_{in} - \omega_{out}) \quad (5)$$

di mana:

$\dot{m}_w$ adalah laju aliran massa uap air (kg/s), $\dot{m}_a$ adalah laju aliran massa udara (kg/s), ω_{in} adalah *humidity ratio* udara masuk (kg_w/kg_{da}), ω_{out} adalah *humidity ratio* udara keluar (kg_w/kg_{da}).

Sedangkan untuk Laju aliran panas udara yang dapat dihasilkan oleh sistem dapat dihitung dengan persamaan di bawah ini:

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_a(h_{out} - h_{in}) \quad (6)$$

di mana:

$\dot{Q}_{out}$ adalah laju aliran panas udara (kW), $\dot{m}_a$ adalah laju aliran massa udara (kg/s), h_{out} adalah entalpi udara keluar (kJ/kg), h_{in} adalah entalpi udara masuk (kJ/kg).

Laju aliran massa udara sendiri dapat dihitung menggunakan persamaan di bawah ini (Cengel *et al*., 2011):

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}}{v} \quad (7)$$

di mana:

$\dot{m}_a$ adalah laju aliran massa udara (kg/s), $\dot{V}$ adalah debit udara masuk (m^3/s), ν adalah volume spesifik udara masuk (m^3/kg).

METODE PENELITIAN

Bahan Pengujian

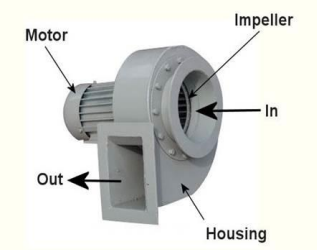
1. AC *Split Wall* ¾ dan 1 PK

Gambar 1. AC *Split Wall*

Tabel 1. Spesifikasi AC *split wall*

	AC *Split Wall* ¾ PK	**AC *Split Wall* 1 PK**
Tegangan	220 V	220 V
Arus	3.0 A	4.0 A
Frekuensi	50 Hz	50 Hz
Fasa	1	1
Daya	650 W	860 W
$\boldsymbol{COS\varphi}$	0.92	0.92
Refrigeran	R-22	R-22
Kapasitas pendinginan	7000 BTU/h	9000 BTU/h

2. *Blower* sentrifugal



Gambar 2. *Blower* Sentrifugal

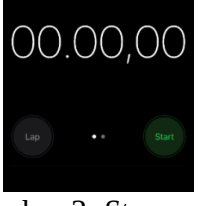
Tabel 2. Spesifikasi *blower* sentrifugal

	AC *Split Wall* ¾ PK
Tegangan	220 V
Arus	1.6 A
RPM	2973
Debit Udara	1080 m^3/h

Peralatan

1. *Stopwatch*

Digunakan untuk menghitung lamanya waktu pengujian alat.



Gambar 3. *Stopwatch*

2. *Thermocouple*

Digunakan untuk menghitung suhu refrigeran.

Gambar 4. *Thermocouple Type*-K

3. Termometer Higrometer

Digunakan untuk mengukur suhu dan kelembaban udara.

Gambar 5. Higrometer

4. *Digital Clamp Meter*

Digunakan untuk mengukur tegangan dan pemakaian arus listrik.

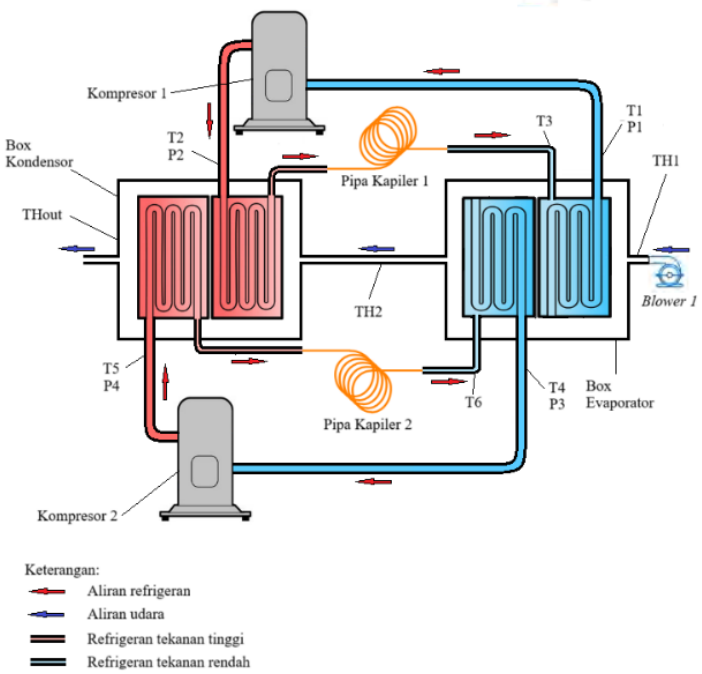
Gambar 6. *Digital Clamp Meter*

Proses Pengujian

Skema dari mesin refrigerasi yang akan diuji dapat dilihat pada gambar di atas. Pengujian dilakukan sebanyak 3 kali dengan lokasi dan suhu udara lingkungan yang berbeda, yaitu di dalam ruangan non-AC, di luar ruangan yang lebih panas, dan di dalam ruangan ber-AC yang dingin. Pada tiap-tiap pengujian, ada beberapa langkah-langkah yang dilakukan untuk mendapatkan data yang diperlukan dari pengujian mesin sistem refrigerasi ini antara lain :

1. Mesin dibiarkan hidup selama 30 menit sampai pembacaan suhu, kelembaban, tekanan, dan arus listrik stabil.
2. Pengambilan data-data pengukuran. Suhu dan kelembaban udara lingkungan diukur menggunakan termometer higrometer TH_{in}, suhu dan kelembaban udara masuk *evaporator* diukur dengan TH_1, untuk udara masuk kondensor diukur dengan TH_2, dan untuk udara keluar kondensor diukur dengan TH_{out}. Untuk suhu refrigeran, diukur dengan termokopel T1 dan T4 untuk suhu refrigeran keluar *evaporator*, T2 dan T5 untuk suhu refrigeran keluar kompresor, T3 dan T6 digunakan untuk refrigeran keluar kondensor. P1 dan P3 adalah tekanan refrigeran masuk kompresor, P2 dan P4 adalah tekanan refrigeran keluar kompresor. Arus listrik diukur menggunakan *digital clamp meter*.

3. Sehabis pengambilan data, kemudian mesin dimatikan dan didinginkan kembali untuk proses pengambilan data berikutnya pada suhu ruangan yang berbeda.



Gambar 8. Skema Mesin Refrigerasi

HASIL DAN PEMBAHASAN

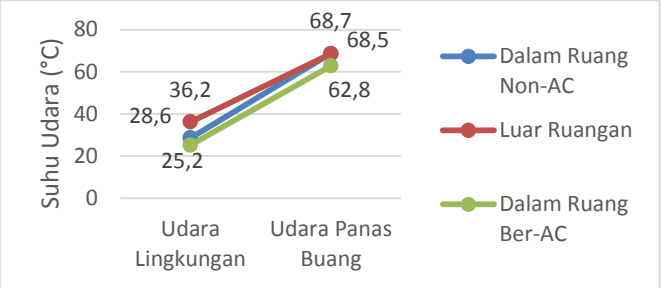
Data Pengujian Suhu Dan Kelembaban

Dari hasil pengujian pada tiga ruangan yang berbeda, diketahui perubahan suhu dan kelembaban udara relatifnya pada tabel di bawah ini.

Tabel 3. Perubahan suhu dan kelembaban relatif udara

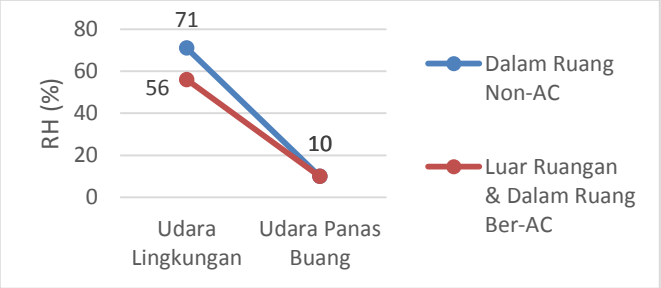
	Dalam Ruangan Non-AC	**Luar Ruangan**	**Dalam Ruangan Ber-AC**
TH_{in}	28.6 °C RH 71%	36.2 °C RH 56%	25.2 °C RH 56%
TH_1	34.4 °C RH 55%	39.5 °C RH 49%	30.9 °C RH 41%
TH_2	28.3 °C RH 67%	33.4 °C RH 61%	21.1 °C RH 55%
TH_{out}	68.7 °C RH 10%	68.5 °C RH 10%	62.8 °C RH 10%

Untuk kondisi dalam ruangan non-AC bersuhu 28.6 °C dan RH 71%, mesin refrigerasi mampu menghasilkan panas buang kondensor sebesar 68.7 °C dan RH 10%, artinya terjadi perubahan suhu yang signifikan sebesar 140% dalam sistem refrigerasi dengan kondensor ganda seri. Grafik perubahan suhu sendiri dapat dilihat pada Gambar 9.



Gambar 9. Grafik Perubahan Suhu Udara

Untuk kelembaban udara juga turun sangat signifikan sebesar 85%, hal ini menunjukkan efektivitas mesin dalam menghasilkan udara yang panas dan kering. Dan untuk grafik perubahan kelembaban relatif juga dapat dilihat pada Gambar 10 di bawah. Jika udara ini digunakan untuk pengeringan, dapat digunakan untuk mengeringkan bahan-bahan yang sensitif terhadap suhu tinggi, contohnya untuk pengeringan bahan bervitamin atau zat makanan tertentu (Vaughn, 2019).

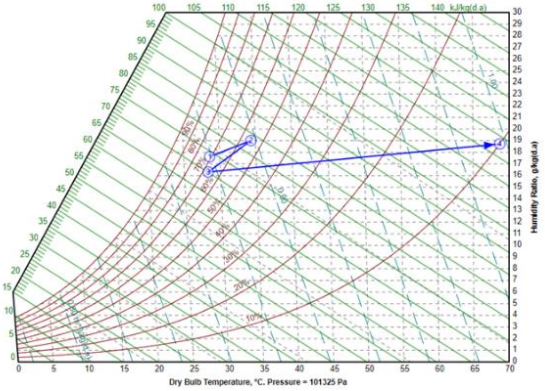


Gambar 10. Grafik Perubahan Kelembaban Relatif

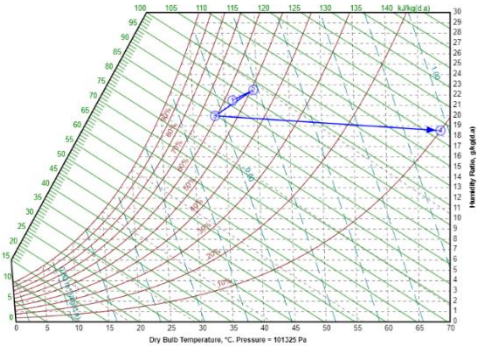
Untuk pengujian di luar ruangan dengan suhu 36.2 °C dan RH 56% , panas buang kondensor yang mampu dihasilkan sebesar 68.5 °C dan RH 10%. Dan pengujian di dalam ruangan AC bersuhu 25.2 °C dan RH 56% , mesin refrigerasi mampu menghasilkan panas buang kondensor sebesar 62.8 °C dan RH 10%. Artinya terjadi hal yang sama yaitu penurunan suhu dan kelembaban relatif udara yang signifikan. Ini berarti mesin refrigerasi berfungsi dengan baik, dengan capaian TH_{out} yang signifikan juga.

Analisis Udara Panas Buang Dengan Psikrometri

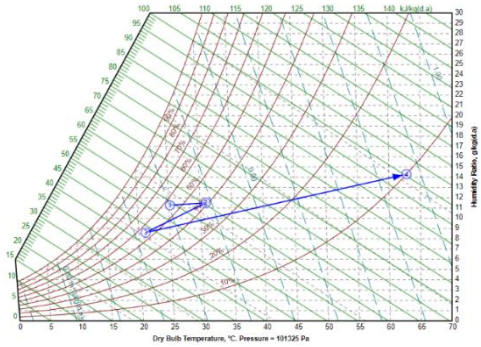
Dari data suhu dan kelembaban udara di atas, dapat diketahui karakteristik udaranya menggunakan aplikasi *psychrometric chart* dari flycarpet.net. Pada *psychrometric chart* di bawah, titik 1 merupakan udara lingkungan, titik 2 merupakan udara masuk evaporator, titik 3 merupakan masuk kondensor, titik 4 merupakan udara keluar dari kondensor.



Gambar 11. *Psychrometric Chart* Udara Dalam Ruangan Non-AC



Gambar 12. *Psychrometric Chart* Udara Luar Ruangan



Gambar 13. *Psychrometric Chart* Udara Dalam Ruang AC

Dari data yang diperoleh dari aplikasi *psychrometric chart* di atas, kita dapat mengetahui karakteristik udara lingkungan dan udara panas buang dari tiap-tiap pengujian tersebut seperi pada Tabel 4.

Tabel 4. Karakteristik udara tiap ruangan

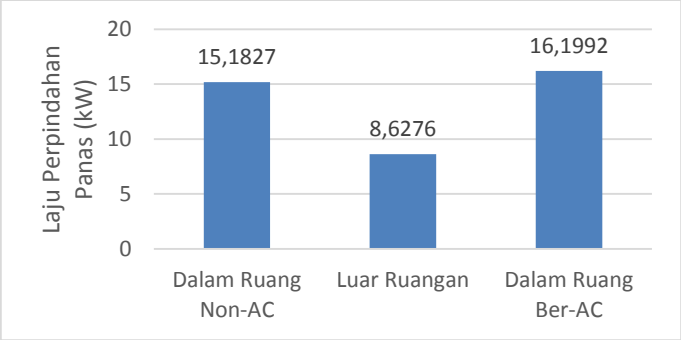
	Dalam Ruang Non-AC		Luar Ruangan		Dalam Ruang Ber-AC	
	TH_{in}	TH_{out}	TH_{in}	TH_{out}	TH_{in}	TH_{out}
Suhu Udara (°C)	28.6	68.7	36.2	68.5	25.2	62.8
***Relative Humidity* (%)**	71	10	56	10	56	10
***Humidity Ratio* (g_w/kg_{da})**	17.622	18.717	21.465	18.550	11.269	14.295
***Enthalpy* (kJ/kg)**	73.750	118.235	91.498	117.587	54.044	100.540

Berdasarkan data pada tabel di atas, diketahui udara memiliki potensi untuk pengeringan karena memiliki entalpi. Entalpi sendiri didefinisikan sebagai jumlah total energi dari energi internal (U) dan hasil P x V, entalpi berasal dari bahasa Yunani entalpien yang berarti panas (Cengel *et al*., 2011).

Terlihat untuk ruangan non-AC, terjadi peningkatan entalpi sebesar 60% dan begitu pun terjadi pada kondisi luar ruangan dan ruangan ber-AC, peningkatan entalpi sebesar 28% dan 86%. Untuk pengujian di dalam ruangan ber-AC, capaian angka entalpi sebesar 100.540 kJ/kg dikarenakan mesin refrigerasi itu sendiri ikut berada di dalam ruang ber-AC (bersuhu dingin) tersebut, sehingga capaian energinya tidak maksimal. Percobaan ini menunjukkan efektivitas mesin refrigerasi dengan berbagai kondisi suhu lingkungan. Selanjutnya dapat dilakukan penelitian lebih lanjut dengan menggunakan ruang pengering.

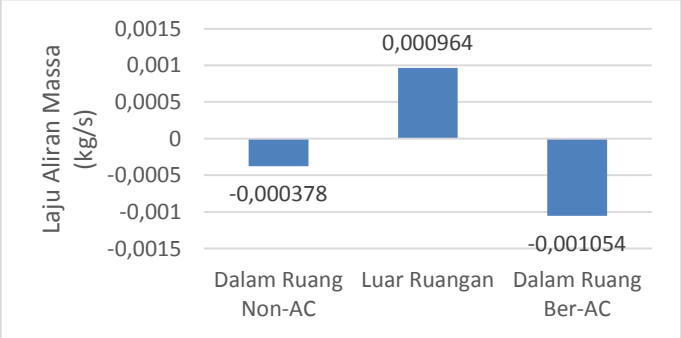
Dari hasil perhitungan, diketahui bahwa pada penggunaan mesin di dalam ruangan non-AC, mesin ini mengurangi kelembaban udara sebesar -0.000378 kg/s dan melepaskan

udara panas sebesar 15.1827 kW. Pada penggunaan mesin di luar ruangan, mesin ini mampu mengurangi kelembaban udara sebesar 0.000964 kg/s dan melepaskan udara panas sebesar 8.6276 kW. Dan untuk penggunaan mesin di dalam ruangan ber-AC -0.001054 kg/s, dan kelembaban udara yang dikurangi sebesar udara panas yang mampu dilepaskan sebesar 16.1992 kW. Pada ruangan ber-AC sistem AC dirancang untuk menyerap dan membuang panas agar suhu dalam ruangan tetap dingin. Laju perpindahan panas yang tinggi menunjukkan efisiensi sistem pendingin, meskipun juga berarti beban energi yang besar. Luar ruangan, sirkulasi udara alami membantu menurunkan laju perpindahan panas karena perbedaan suhu udara tidak terlalu mencolok di area terbuka. Non-AC, tanpa pendingin udara, panas dari luar ruangan dapat masuk dan menaikkan suhu ruangan, namun perpindahan panas lebih stabil dibandingkan ruangan dengan sistem AC (Incropera *et al*., 1996). Grafik perbandingan laju perpindahan panas udara dapat dilihat pada Gambar 14. di bawah



Gambar 14. Grafik Laju Perpindahan Panas Udara

Untuk kelembaban udara, terlihat dari Tabel 4. bahwa kelembaban relatif mengalami penurunan hingga 10% pada setiap percobaan. Tetapi dari perhitungan laju aliran massa uap air dengan *humidity ratio* pada percobaan di dalam ruangan baik non-AC maupun ruangan ber-AC, terlihat bahwa laju aliran massa uap air bernilai negatif atau dapat diartikan uap air mengalami penambahan, hal ini juga terlihat dari *psychrometric chart* yang menunjukkan *humidity ratio* pada udara panas buang mengalami peningkatan. Ini dikarenakan pengukuran udara panas buang terpengaruh dengan udara lingkungan yang sudah memiliki kelembaban yang cukup tinggi. Berbeda dengan percobaan di luar ruangan, di mana *psychrometric chart* menunjukkan pengurangan *humidity ratio* pada udara panas buang, dan perhitungan laju aliran massa uap air bernilai positif yang berarti uap air mengalami pengurangan. Grafik perbandingan laju aliran massa uap air dapat dilihat pada Gambar 15.



Gambar 15. Grafik Laju Aliran Massa Uap Air

Untuk perhitungan perpindahan panas sendiri, diketahui bahwa perpindahan panas terbesar terjadi pada ruangan ber-AC, kemudian diikuti pada ruangan non-AC, dan yang

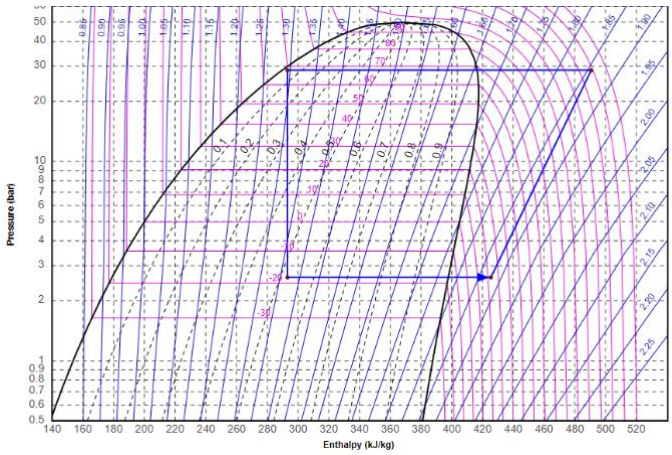
terkecil terjadi pada luar ruangan. Hal ini menunjukkan bahwa semakin rendah suhu lingkungan, maka mesin refrigerasi dapat lebih banyak melepaskan panas. Dan pada suhu lingkungan yang lebih tinggi, panas yang dikeluarkan oleh mesin ini akan berkurang cukup signifikan.

Analisis Cop Mesin Refrigerasi

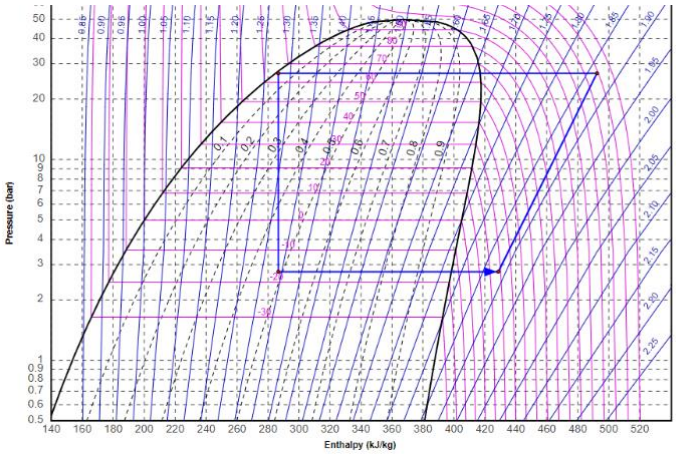
Untuk mencari nilai COP dari masing-masing mesin refrigerasi, perlu diketahui terlebih dahulu nilai entalpi dari setiap titik pada siklus refrigerasi. Entalpi bisa diketahui berdasarkan data tekanan dan suhu refrigeran yang sudah diuji, dan kemudian melihat nilai Entalpi pada data properti termodinamika R-22 dari DuPont.

Tabel 5. Data refrigeran pada pengujian dalam ruangan non-AC

		¾ PK		1 PK
Suhu Refrigeran (°C)	T_1	24.0	T_4	32.5
	T_2	47.5	T_5	84.7
	T_3	18.5	T_6	30.5
Tekanan (Psi)	P_1	38	P_3	40
	P_2	420	P_4	390
***Enthalpy* (kJ/kg)**	h_1	425.5	h_1	428.7
	h_2	490.7	h_2	492.4
	$h_3 = h_4$	293.1	$h_3 = h_4$	286.7



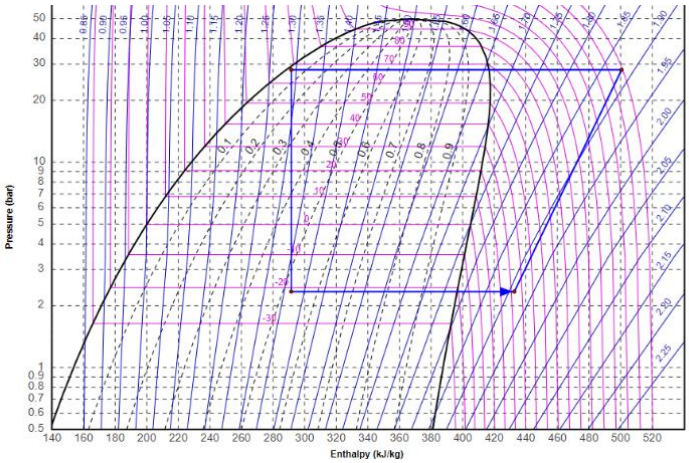
Gambar 16. Diagram P-h Kompresor ¾ PK Dalam Ruangan Non-AC



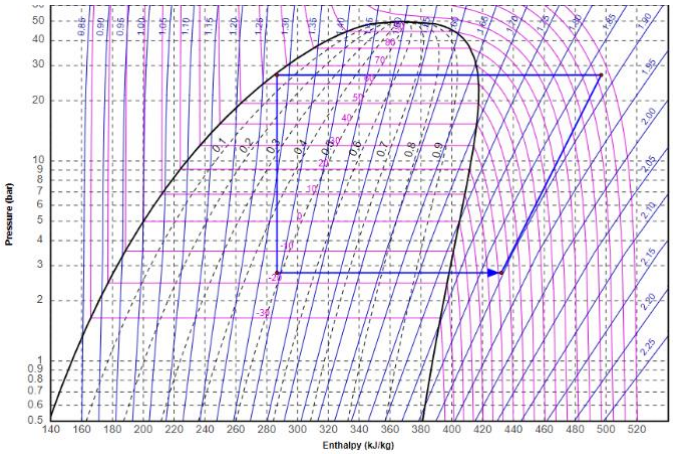
Gambar 17. Diagram P-h Kompresor 1 PK Dalam Ruangan Non-AC

Tabel 6. Data refrigeran pada pengujian luar ruangan

		¾ PK		1 PK
Suhu Refrigeran (°C)	T_1	35.1	T_4	36.6
	T_2	56.5	T_5	68.3
	T_3	11.1	T_6	30.5
Tekanan (Psi)	P_1	34	P_3	40
	P_2	409	P_4	390
***Enthalpy* (kJ/kg)**	h_1	432.7	h_1	432.2
	h_2	500.7	h_2	496.9
	$h_3 = h_4$	291.5	$h_3 = h_4$	286.7



Gambar 18. Diagram P-h Kompresor ¾ PK Di Luar Ruangan

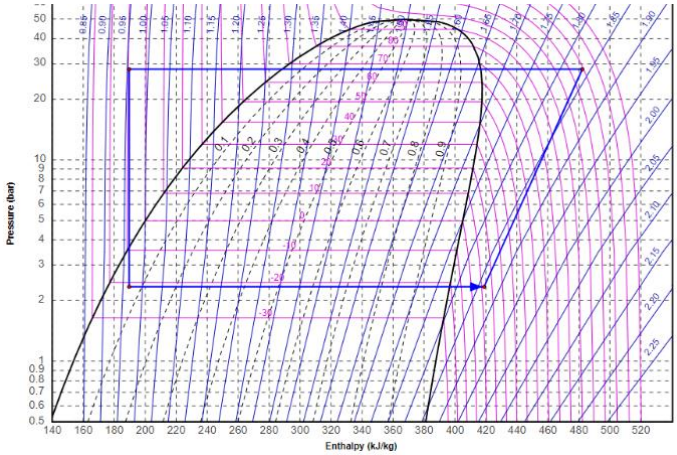


Gambar 19. Diagram P-h Kompresor 1 PK Di Luar Ruangan

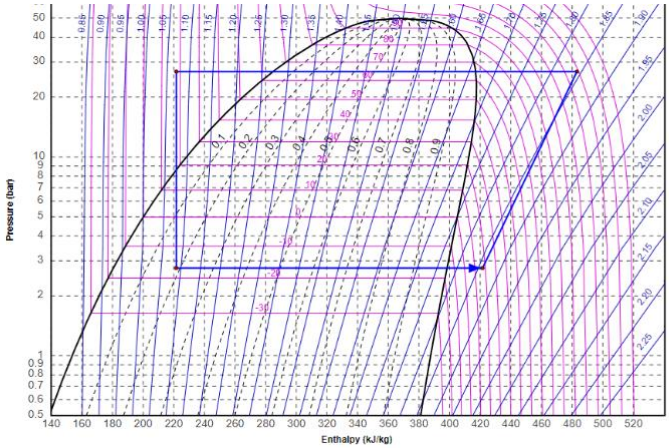
Pengujian Dalam Ruangan Ber-AC

Tabel 7. Data refrigeran pada pengujian dalam ruangan ber-AC

		¾ PK		1 PK
Suhu Refrigeran (°C)	T_1	13.5	T_4	22.5
	T_2	29.5	T_5	53.5
	T_3	1.4	T_6	17.6
Tekanan (Psi)	P_1	34	P_3	40
	P_2	409	P_4	390
***Enthalpy (*kJ/kg)**	h_1	418.8	h_1	421.6
	h_2	482.3	h_2	483.2
	$h_3 = h_4$	189.6	$h_3 = h_4$	221.6



Gambar 20. Diagram P-h Kompresor ¾ PK Dalam Ruangan Non-AC

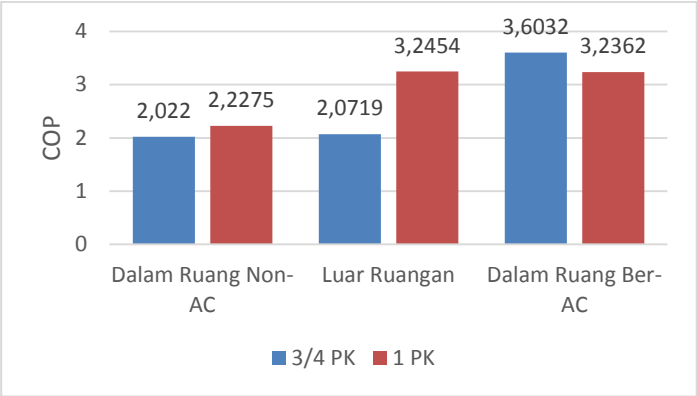


Gambar 21. Diagram P-h Kompresor 1 PK Dalam Ruangan Non-AC

Dari perhitungan COP dari ketiga pengujian di atas. diketahui bahwa pada penggunaan mesin di dalam ruangan non-AC, COP kompresor ¾ PK terhitung sebesar 2.022 dan 1 PK terhitung sebesar 2.2275. Pada penggunaan mesin di luar ruangan, COP kompresor ¾ PK terhitung sebesar 2.0719 dan 1 PK terhitung sebesar 3.2454. Dan untuk penggunaan mesin di dalam ruangan ber-AC, COP kompresor ¾ PK terhitung sebesar 3.6032 dan 1 PK terhitung sebesar 3.2362.

Diketahui bahwa kedua kompresor bekerja dengan efisiensi paling tinggi pada kondisi udara lingkungan yang rendah di dalam ruangan ber-AC. Pada kondisi udara lingkungan yang tinggi di luar ruangan, terlihat dari hasil COP bahwa kedua kompresor

bekerja dengan efisiensi paling rendah. Grafik perbandingan COP dapat dilihat pada gambar di bawah ini



Gambar 4.17 Grafik Perbandingan COP

COP lebih tinggi pada ruangan ber-AC, pada ruangan yang sudah ber-AC, sistem pendingin lebih efisien karena tidak perlu melawan panas yang besar dari luar. AC berkapasitas 1 PK cenderung lebih efisien di beberapa kondisi karena memiliki daya pendingin yang lebih besar. Namun, AC 3/4 PK menunjukkan performa optimal dalam ruangan berinsulasi. Nilai COP tinggi menunjukkan bahwa sistem pendingin tersebut cocok untuk aplikasi di ruangan tertutup, seperti laboratorium atau ruang server. Sebaliknya, COP rendah menunjukkan kebutuhan untuk meningkatkan isolasi atau memperbaiki ventilasi agar lebih hemat energi (Stoecker & Jones, 1982).

KESIMPULAN

Dari pembahasan dan analisa yang dilakukan berdasarkan data hasil pengujian, maka dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Dari hasil pengujian di dalam ruangan non-AC, mesin ini mampu menghasilkan panas buang dengan suhu 68.7 dan RH 10% dengan penurunan kelembaban sebesar -0.000378 kg/s dan melepaskan udara panas sebesar 15.1827 kW. Dari hasil pengujian di luar ruangan, didapatkan suhu panas buang sebesar 68.5 dan RH 10% dengan mengurangi kelembaban udara sebesar 0.000964 kg/s dan melepaskan udara panas sebesar 8.6276 kW. Dari hasil pengujian di dalam ruangan ber-AC, Dan untuk penggunaan mesin di dalam ruangan ber-AC, didapatkan suhu panas buang 62.8 dan RH 10% dengan penurunan kelembaban sebesar -0.001054 kg/s dan udara panas yang mampu dilepaskan sebesar 16.1992 kW.
2. Dari hasil perhitungan refrigeran, diketahui untuk pengujian di dalam ruangan non-AC, didapatkan COP kompresor 3/4 dan 1 PK sebesar 2.022 dan 2.2275. Untuk pengujian di luar ruangan didapatkan COP kompresor 3/4 dan 1 PK sebesar 2.0719 dan 3.2454. Dan untuk pengujian di dalam ruangan ber-AC didapatkan COP kompresor 3/4 dan 1 PK sebesar 3.6032 dan 3.2362.

REFERENSI

Vaughn, M. (2019). ASHRAE Research Report: 2018-2019. ASHRAE Journal, 61(10), 81-95.

Cengel, Y. A., Boles, M. A., & Kanoğlu, M. (2011). Thermodynamics: an engineering approach (Vol. 5). McGraw-hill New York.

Fajar, T. M. (2021). Penyebab Kerusakan Compressor Pada Refrigerator Sistem Pendingin Bahan Makanan Di KN. Kumba PT. Citra Bahari Shipyard [Skripsi]. Universitas Maritim Amni.

Kosasih, E., & Ruhyat, N. (2016). Combination of Electric Air Heater and Refrigeration System to Reduce Energy Consumption: A Simulation of Thermodynamic System. International Journal of Technology, 7, 288. https://doi.org/10.14716/ijtech.v7i2.3004

Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2010). Fundamentals of engineering thermodynamics. John Wiley & Sons.

Petro, P., Danial, D., & Taufiqurrahman, M. (2022). Desain Alat Pengering Memanfaatkan Panas Buang Alat Pengkondisian Udara. JTRAIN: Jurnal Teknologi Rekayasa Teknik Mesin, 3(2), 44–50.

Prasetyo, A. J., Wihangga, H., Ulum, M., Rahmawati, D., Alfita, R., & Nahari, R. V. (2022). Analisa Kinerja Pada Sistem Alat Peraga AC Inverter Tipe Wall Split Kapasitas 0, 5 PK. SinarFe7, 5(1), 106–113.

Purwanto, M. R. (2023). Studi Pemanfaatan Panas Buang Kondensor AC Tipe Split 1PK Untuk Pemanas Air Rumah Tangga [Skripsi]. Universitas Mercu Buana.

Ruhyat, N., Fiqih, H. I., & Nurfuad, H. (2022). Analysis of Drying Air Temperature on Moisture Content in Coffee Beans Using a Fluidized Bed Dryer with Perforated Plates. Food Science and Technology Journal (Foodscitech), 10–21.

Syam, H., Jamaluddin, J., Rais, M., & Lestari, N. (2019). Potensi panas terbuang kondensor AC sebagai sumber pemanas pada cabinet dryer.

Zulyet, R. P. (2017). Simulasi Termodinamik Lemari Pengering Pakaian Dengan Pemanfaatan Panas Buang Kondensor AC [Skripsi]. Universitas Mercu Buana.

Stoecker, W. F., & Jones, J. W. (1982). Refrigeration and Air Conditioning. New York: The McGaw-Hill.

Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (1996). Fundamentals of heat and mass transfer (Vol. 6, p. 116). New York: Wiley.