

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

Bab ini menyajikan hasil perancangan, pembuatan, dan pengujian sistem pompa kalor (*heat pump*) sebagai penyedia udara pengering ceri kopi skala laboratorium. Hasil yang diperoleh dianalisis untuk mengetahui kinerja sistem berdasarkan parameter temperatur, tekanan, kapasitas perpindahan kalor, dan nilai *Coefficient of Performance* (COP). Selain itu, dilakukan pembahasan terhadap hasil pengujian dengan mengacu pada teori siklus kompresi uap serta penelitian terdahulu yang relevan.

4.1 Proses Penentuan Morfologi Prinsip Kerja

Berikut ini proses penentuan morfologi prinsip kerja dari *heat pump* yang ditujukan pada Tabel 4.1

Tabel 4.1 Morfologi prinsip kerja

Solusi Prinsip Kerja Sub Sistem		Konsep 1	Konsep 2	Konsep 3	Konsep 4
1.	Sumber energi	Listrik PLN	Panel surya	Generator	<i>Hybrid</i> PLN-Surya
2.	Sistem refrigerasi	<i>Single stage</i>	<i>Multi stage</i>	<i>Cascade</i>	
3.	Sistem kompresi	Kompresor <i>scroll</i>	Kompresor <i>rotary</i>	Kompresor <i>screw</i>	Kompresor <i>reciprocating</i>
4.	Refrigeran	R32	R134a	R290	R401A
5.	<i>Heat exchanger</i>	<i>Double pipe</i>	<i>Fin-tube condenser</i>	<i>Plate</i>	
6.	Katup ekspansi	TXV	EEV	Pipa kapiler	AEV
7.	Sistem sirkulasi udara	<i>Centrifugal fan</i>	<i>Axial fan</i>	<i>Mixed flow fan</i>	<i>Cross flow fan</i>

4.2 Proses Eliminasi

Proses eliminasi ini dilakukan dengan cara memberi nilai pada masing-masing konsep pada setiap sub-sistem dengan cara pemberian notasi (+), (-), dan (0) yang memiliki nilai:

$$(+) = 1, (0) = 0, (-) = -1$$

4.2.1 Sumber Energi

Pada sub-sistem sumber energi terdapat 4 konsep yang akan dieliminasi, meliputi listrik PLN, panel surya, generator, dan *hybrid* PLN-surya yang akan dieliminasi sesuai kebutuhan seperti pada Tabel 4.2.

Tabel 4.2 Tabel eliminasi sumber energi

No.	Kriteria	Listrik PLN	Panel surya	Generator	<i>Hybrid</i> PLN-surya
1.	Biaya	+	-	-	-
2.	Keamanan	+	+	0	+
3.	Perawatan	+	0	-	0
4.	Spesifikasi	+	0	-	+
Jumlah (+)		4	1	0	2
Jumlah (0)		0	2	1	2
Jumlah (-)		0	1	3	1
Nilai bersih		+4	0	-3	+1
Keputusan		Lanjut	Eliminasi	Eliminasi	Lanjut

Hasil evaluasi pada Tabel 4.2 menunjukkan bahwa listrik PLN memperoleh nilai bersih tertinggi sebesar +4 karena memiliki biaya investasi awal yang relatif rendah, tingkat keamanan yang baik, kebutuhan perawatan yang minimal, serta mampu menyediakan pasokan daya yang stabil dan sesuai dengan kebutuhan pengoperasian *heat pump* skala laboratorium, sehingga dipilih sebagai sumber energi utama. Alternatif *hybrid* PLN-surya memperoleh nilai bersih +1 dan masih layak dipertimbangkan karena mampu meningkatkan efisiensi penggunaan energi melalui pemanfaatan energi terbarukan, namun memerlukan investasi awal yang lebih besar dan sistem kendali yang lebih kompleks. Panel surya memperoleh nilai bersih 0 karena meskipun aman dan ramah lingkungan, kinerjanya sangat

dipengaruhi oleh intensitas radiasi matahari sehingga kurang mampu menjamin kontinuitas operasi laboratorium tanpa sistem penyimpanan energi. Sementara itu, generator memperoleh nilai bersih -3 akibat biaya operasional yang tinggi, kebutuhan perawatan yang lebih intensif, tingkat kebisingan yang besar, serta emisi gas buang yang dihasilkan, sehingga kurang sesuai digunakan sebagai sumber energi utama. Oleh karena itu, berdasarkan hasil eliminasi menggunakan metode Pahl & Beitz, listrik PLN dan *hybrid* PLN-surya dipilih sebagai sumber energi yang memenuhi aspek teknis, ekonomis, dan operasional untuk mendukung sistem *heat pump* sebagai penyedia udara pengering ceri kopi skala laboratorium.

4.2.2 Sistem Refrigerasi

Pada sub-sistem sistem refrigerasi terdapat 3 konsep yang akan dieliminasi, meliputi *single stage*, *multi stage*, dan *cascade* yang akan dieliminasi sesuai kebutuhan seperti pada Tabel 4.3.

Tabel 4.3 Tabel eliminasi sistem refrigerasi

No.	Kriteria	<i>Single Stage</i>	<i>Multi Stage</i>	<i>Cascade</i>
1.	Biaya	+	-	-
2.	Keamanan	+	0	-
3.	Perawatan	+	-	-
4.	Spesifikasi	+	0	-
Jumlah (+)		4	0	0
Jumlah (0)		0	2	0
Jumlah (-)		0	2	4
Nilai bersih		+4	-2	-4
Keputusan		Lanjut	Eliminasi	Eliminasi

Hasil evaluasi pada Tabel 4.3 menunjukkan bahwa *single stage* memperoleh nilai bersih tertinggi sebesar +4 karena memiliki biaya investasi yang paling rendah, tingkat keamanan yang baik akibat jumlah komponen yang lebih sedikit, perawatan yang sederhana, serta spesifikasi yang telah mampu memenuhi kebutuhan temperatur udara pengering sebesar $40\text{--}45\text{ }^{\circ}\text{C}$ pada skala laboratorium. *Multi stage* memperoleh nilai bersih -2 karena meskipun mampu meningkatkan rasio kompresi dan menghasilkan temperatur yang lebih tinggi, sistem ini memerlukan komponen

yang lebih banyak, biaya investasi lebih besar, serta perawatan yang lebih kompleks sehingga tidak memberikan keuntungan yang signifikan untuk kebutuhan penelitian ini. Sementara itu, *cascade* memperoleh nilai bersih -4 karena menggunakan dua siklus refrigerasi yang terhubung melalui *heat exchanger*, sehingga memiliki biaya investasi paling tinggi, kompleksitas sistem dan perawatan yang lebih besar, serta spesifikasi yang dirancang untuk aplikasi temperatur ekstrem sehingga tidak sesuai dengan kebutuhan pengeringan ceri kopi. Oleh karena itu, berdasarkan hasil eliminasi menggunakan metode Pahl & Beitz, konfigurasi *single stage* dipilih sebagai alternatif terbaik karena memberikan keseimbangan paling baik antara aspek teknis, ekonomis, dan operasional serta telah memenuhi kebutuhan sistem *heat pump* sebagai penyedia udara pengering ceri kopi skala laboratorium.

4.2.3 Sistem kompresi

Pada sub-sistem sistem kompresi terdapat 4 konsep yang akan dieliminasi, meliputi kompresor *scroll*, *rotary*, *twin screw*, dan *reciprocating* yang akan dieliminasi sesuai kebutuhan seperti pada Tabel 4.4.

Tabel 4.4 Tabel eliminasi sistem kompresi

No.	Kriteria	Kompresor <i>scroll</i>	Kompresor <i>Rotary</i>	Kompresor <i>Screw</i>	Kompresor <i>reciprocating</i>
1.	Biaya	-	+	-	0
2.	Keamanan	+	+	0	0
3.	Perawatan	+	+	-	-
4.	Spesifikasi	+	+	-	0
Jumlah (+)		3	4	0	0
Jumlah (0)		0	0	1	3
Jumlah (-)		1	0	3	1
Nilai bersih		+2	+4	-3	-1
Keputusan		Lanjut	Lanjut	Eliminasi	Eliminasi

Hasil evaluasi pada Tabel 4.4 menunjukkan bahwa kompresor *rotary* memperoleh nilai bersih tertinggi sebesar +4 karena memiliki biaya yang relatif ekonomis, tingkat keamanan yang baik, perawatan yang sederhana, serta spesifikasi yang paling sesuai untuk aplikasi *heat pump* skala laboratorium, sehingga dipilih

sebagai alternatif terbaik. Kompresor *scroll* memperoleh nilai bersih +2 dan masih layak dipertimbangkan karena memiliki efisiensi tinggi, getaran rendah, dan perawatan yang mudah, namun biaya investasinya lebih tinggi. Sementara itu, kompresor *reciprocating* memperoleh nilai bersih -1 akibat tingkat getaran yang lebih tinggi dan kebutuhan perawatan yang lebih intensif, sedangkan kompresor *screw* memperoleh nilai bersih -3 karena biaya investasi yang tinggi, sistem pelumasan dan perawatan yang lebih kompleks, serta lebih sesuai untuk aplikasi berkapasitas menengah hingga besar. Oleh karena itu, berdasarkan hasil eliminasi menggunakan metode Pahl & Beitz, kompresor *rotary* dan *scroll* dipilih sebagai konsep yang memenuhi kebutuhan perancangan *heat pump* sebagai penyedia udara pengering ceri kopi skala laboratorium karena memberikan keseimbangan terbaik antara aspek teknis, ekonomis, dan operasional.

4.2.4 Heat Exchanger

Pada sub-sistem *heat exchanger* terdapat 3 konsep yang akan dieliminasi, yang mana keseluruhan *heat exchanger* yang digunakan merupakan *air cooled heat exchanger* karena media yang didinginkan adalah udara, jenis-jenis *heat exchanger* meliputi *double pipe*, *fin-tube*, dan *plate* yang akan dieliminasi sesuai kebutuhan seperti pada Tabel 4.5.

Tabel 4.5 Tabel eliminasi *heat exchanger*

No.	Kriteria	<i>Double pipe</i>	<i>Fin-tube</i>	<i>Plate</i>
1.	Biaya	-	+	-
2.	Keamanan	+	+	0
3.	Perawatan	0	+	-
4.	Spesifikasi	-	+	0
Jumlah (+)		1	4	0
Jumlah (0)		1	0	2
Jumlah (-)		2	0	2
Nilai bersih		-1	+4	-2
Keputusan		Eliminasi	Lanjut	Eliminasi

Hasil evaluasi pada Tabel 4.5 menunjukkan bahwa *fin-tube heat exchanger* memperoleh nilai bersih tertinggi sebesar +4 karena memiliki biaya yang relatif

ekonomis terhadap kapasitas perpindahan kalor yang dihasilkan, tingkat keamanan yang tinggi, perawatan yang sederhana, serta spesifikasi yang paling sesuai untuk pertukaran kalor antara refrigeran dan udara pada sistem *heat pump*. Sementara itu, *double pipe heat exchanger* memperoleh nilai bersih -1 karena lebih sesuai digunakan untuk perpindahan kalor antar fluida dibandingkan aplikasi refrigeran-ke-udara, sedangkan *plate heat exchanger* memperoleh nilai bersih -2 akibat biaya investasi yang lebih tinggi, kebutuhan perawatan yang lebih kompleks, serta penggunaannya yang lebih umum pada sistem perpindahan kalor cair-ke-cair. Oleh karena itu, berdasarkan hasil eliminasi menggunakan metode Pahl & Beitz, *fin-tube heat exchanger* dipilih sebagai alternatif terbaik karena mampu memberikan keseimbangan paling baik antara aspek teknis, ekonomis, dan operasional, serta memenuhi kebutuhan perpindahan kalor pada *heat pump* sebagai penyedia udara pengering ceri kopi skala laboratorium.

4.2.5 Katup Ekspansi

Pada sub-sistem katup ekspansi terdapat 4 konsep yang akan dieliminasi, meliputi TXV, kapiler, AXV, dan EEV yang akan dieliminasi sesuai kebutuhan seperti pada Tabel 4.6.

Tabel 4.6 Tabel eliminasi katup ekspansi

No.	Kriteria	TXV	Kapiler	AXV	EEV
1.	Biaya	0	+	-	-
2.	Keamanan	+	0	0	+
3.	Perawatan	0	+	-	-
4.	Spesifikasi	+	-	0	+
Jumlah (+)		2	2	0	2
Jumlah (0)		2	1	2	0
Jumlah (-)		0	1	2	2
Nilai bersih		+2	+1	-2	0
Keputusan		Lanjut	Lanjut	Eliminasi	Eliminasi

Hasil evaluasi pada Tabel 4.6 menunjukkan bahwa TXV memperoleh nilai bersih tertinggi sebesar $+2$ karena mampu mengatur laju aliran refrigeran berdasarkan derajat *superheat* sehingga operasi evaporator lebih stabil, melindungi

kompresor dari masuknya refrigeran cair, serta memiliki biaya dan kompleksitas yang masih sesuai untuk sistem *heat pump* skala laboratorium. Pipa kapiler memperoleh nilai bersih +1 sehingga masih layak dipertimbangkan karena memiliki biaya paling rendah dan hampir tidak memerlukan perawatan, namun kurang mampu menyesuaikan perubahan beban pendinginan sehingga performanya lebih rendah dibandingkan TXV. *Electronic Expansion Valve* (EEV) memperoleh nilai bersih 0 karena memiliki kemampuan pengaturan aliran refrigeran yang paling presisi dan efisiensi tinggi, tetapi memerlukan investasi, sistem kontrol, dan perawatan yang lebih kompleks sehingga kurang ekonomis untuk penelitian ini. Sementara itu, *Automatic Expansion Valve* (AXV) memperoleh nilai bersih -2 karena kemampuan pengendaliannya kurang sesuai untuk aplikasi *heat pump* yang mengalami perubahan beban, serta memiliki biaya dan kebutuhan perawatan yang lebih tinggi dibandingkan manfaat yang diperoleh. Oleh karena itu, berdasarkan hasil eliminasi menggunakan metode Pahl & Beitz, TXV dan kapiler dipilih sebagai alat ekspansi yang paling sesuai karena memberikan keseimbangan terbaik antara aspek teknis, ekonomis, dan operasional dalam mendukung kinerja *heat pump* sebagai penyedia udara pengering ceri kopi skala laboratorium.

4.2.6 Refrigeran

Pada sub-sistem refrigeran terdapat 4 konsep yang akan dieliminasi, meliputi R290, R32, R134a, dan R410a yang akan dieliminasi sesuai kebutuhan seperti pada Tabel 4.7.

Tabel 4.7 Tabel eliminasi refrigeran

No.	Kriteria	R290	R32	R134a	R410a
1.	Dampak lingkungan	+	0	-	-
2.	Efisiensi energi	+	+	0	0
3.	Tekanan operasi	0	-	+	-
4.	Kemampuan perpindahan panas	+	+	0	+
5.	Ketersediaan di pasaran	+	+	+	+
6.	Keamanan (ASHRAE 34)	0	0	+	0

Lanjutan Tabel 4.7 Tabel eliminasi refrigeran

No.	Kriteria	R290	R32	R134a	R410a
7.	Biaya refrigeran	+	0	-	-
	Jumlah (+)	5	3	2	1
	Jumlah (0)	2	3	2	2
	Jumlah (-)	0	1	3	4
	Nilai bersih	+5	+2	-1	-3
	Keputusan	Lanjut	Lanjut	Eliminasi	Eliminasi

Hasil evaluasi pada Tabel 4.7 menunjukkan bahwa R290 memperoleh nilai bersih tertinggi sebesar +5 karena memiliki *Global Warming Potential* (GWP) yang sangat rendah, tidak merusak lapisan ozon (ODP = 0), efisiensi energi dan kemampuan perpindahan panas yang tinggi, mudah diperoleh di pasaran, serta biaya refrigeran yang relatif rendah. Meskipun termasuk refrigeran A3 yang mudah terbakar sehingga memerlukan penerapan aspek keselamatan yang lebih baik, karakteristik tersebut masih dapat diakomodasi pada sistem *heat pump* skala laboratorium melalui desain yang sesuai. R32 memperoleh nilai bersih +2 sehingga masih layak dipertimbangkan karena memiliki efisiensi tinggi dan performa perpindahan panas yang baik, namun tekanan operasinya lebih tinggi dan nilai GWP lebih besar dibandingkan R290. Sementara itu, R134a memperoleh nilai bersih -1 karena meskipun memiliki tingkat keamanan yang tinggi sebagai refrigeran kelas A1, nilai GWP yang tinggi menyebabkan dampak lingkungan lebih besar. R410A memperoleh nilai bersih -3 akibat tekanan operasi dan nilai GWP yang tinggi, sehingga kurang sesuai dengan tujuan penelitian yang mengutamakan efisiensi energi dan keberlanjutan lingkungan. Oleh karena itu, berdasarkan hasil eliminasi menggunakan metode Pahl & Beitz, R290 dipilih sebagai refrigeran yang paling sesuai untuk digunakan pada *heat pump* sebagai penyedia udara pengering ceri kopi skala laboratorium karena memberikan keseimbangan terbaik antara performa termodinamika, aspek ekonomi, dan dampak lingkungan.

4.2.7 Sistem Sirkulasi Udara

Pada sub-sistem sirkulasi udara terdapat 4 konsep yang akan dieliminasi, meliputi *centrifugal fan*, *axial fan*, *mixed flow fan*, dan *cross flow fan* yang akan dieliminasi sesuai kebutuhan seperti pada Tabel 4.8.

Tabel 4.8 Tabel eliminasi sistem sirkulasi udara

No.	Kriteria	<i>Centrifugal fan</i>	<i>Axial fan</i>	<i>Mixed flow fan</i>	<i>Cross flow fan</i>
1.	Biaya	0	+	-	-
2.	Keamanan	+	+	0	0
3.	Perawatan	0	+	-	0
4.	Spesifikasi	+	-	0	-
Jumlah (+)		2	3	0	0
Jumlah (0)		2	0	2	2
Jumlah (-)		0	1	2	2
Nilai bersih		+2	+2	-2	-2
Keputusan		Lanjut	Lanjut	Eliminasi	Eliminasi

Hasil evaluasi pada Tabel 4.8 menunjukkan bahwa *centrifugal fan* dan *axial fan* sama-sama memperoleh nilai bersih sebesar +2. Meskipun demikian, *centrifugal fan* dipilih karena memiliki spesifikasi yang lebih sesuai dengan kebutuhan sistem *heat pump* skala laboratorium. Kipas ini mampu menghasilkan tekanan statis yang lebih tinggi, sehingga aliran udara tetap stabil saat melewati evaporator, kondensor, *ducting*, dan ruang pengering yang menyebabkan kehilangan tekanan (*pressure drop*). Sementara itu, *axial fan* masih layak dipertimbangkan karena memiliki biaya lebih rendah dan perawatan yang lebih sederhana, tetapi karakteristiknya lebih sesuai untuk aplikasi dengan hambatan aliran yang rendah sehingga kurang optimal untuk sistem yang menggunakan *ducting*. Di sisi lain, *mixed flow fan* dan *cross flow fan* masing-masing memperoleh nilai bersih -2 karena memiliki biaya yang lebih tinggi serta karakteristik aliran udara yang tidak memberikan keuntungan signifikan pada sistem *heat pump* yang dirancang. Oleh karena itu, berdasarkan hasil eliminasi menggunakan metode Pahl & Beitz, *centrifugal fan* dan *axial fan* dipilih sebagai alternatif terbaik karena mampu memberikan keseimbangan antara aspek teknis, ekonomis, dan operasional,

serta memenuhi kebutuhan tekanan statis untuk mendukung distribusi udara pengering pada *heat pump* skala laboratorium.

4.3 Alternatif Desain

Setelah dilakukan eliminasi, maka didapatkan beberapa alternatif desain seperti pada Tabel 4.9.

Tabel 4.9 Alternatif desain

No	Sub sistem	Alternatif I	Alternatif II	Alternatif III	Alternatif IV
1.	Sumber energi	Listrik PLN	Hybrid PLN-surya	Listrik PLN	Listrik PLN
2.	Sistem refrigerasi	<i>Single stage</i>	<i>Single stage</i>	<i>Single stage</i>	<i>Single stage</i>
3.	Sistem kompresi	<i>Rotary</i>	<i>Scroll</i>	<i>Rotary</i>	<i>Scroll</i>
4.	<i>Heat exchanger</i>	<i>Fin-tube</i>	<i>Fin-tube</i>	<i>Fin-tube</i>	<i>Fin-tube</i>
5.	Katup ekspansi	TXV	TXV	Kapiler	Kapiler
6.	Refrigeran	R290	R134a	R290	R134a
7.	Sistem sirkulasi udara	<i>Centrifugal fan</i>	<i>Axial fan</i>	<i>Axial fan</i>	<i>Centrifugal fan</i>

4.4 Kriteria dan Bobot Nilai

Tahap kriteria dan bobot nilai dilakukan penilaian terhadap masing-masing alternatif desain berdasarkan kriteria yang telah ditentukan, penilaian dapat dilihat pada Tabel 4.10.

Tabel 4.10 Kriteria dan bobot nilai

Kriteria	Bobot (B)	Alternatif desain I		Alternatif desain II		Alternatif desain III		Alternatif desain IV	
		Nilai (N)	NxB	Nilai (N)	NxB	Nilai (N)	NxB	Nilai (N)	NxB
Biaya	0.2	4	0.8	2	0.4	4	0.8	4	0.8
Keamanan	0.2	4	0.8	4	0.8	4	0.8	3	0.6
Spesifikasi	0.35	3	1.05	3	1.05	4	1.4	3	1.05
Perawatan	0.15	4	0.6	3	0.45	3	0.45	3	0.45
Material	0.1	4	0.4	4	0.4	4	0.4	4	0.4

Lanjutan Tabel 4.10 Kriteria dan bobot nilai

Kriteria	Bobot (B)	Alternatif desain I	Alternatif desain II	Alternatif desain III	Alternatif desain IV
Total	1	3.65	3.1	3.85	3.3

Tahap penilaian pada Tabel 4.10 dilakukan menggunakan metode Pahl & Beitz dengan memberikan bobot pada setiap kriteria sesuai tingkat kepentingannya terhadap tujuan perancangan *heat pump*. Kriteria spesifikasi diberikan bobot terbesar (0,35) karena keberhasilan sistem sangat ditentukan oleh kemampuannya menghasilkan udara pengering dengan temperatur, kelembapan relatif, dan laju aliran udara sesuai target penelitian. Selanjutnya, biaya dan keamanan masing-masing diberi bobot 0,20, mengingat prototipe harus ekonomis serta aman dioperasikan, terutama karena menggunakan refrigeran R290. Kriteria perawatan diberi bobot 0,15 agar sistem mudah dipelihara selama pengujian, sedangkan material memperoleh bobot 0,10 karena seluruh alternatif menggunakan material yang telah memenuhi standar aplikasi refrigerasi. Hasil penilaian menunjukkan bahwa Alternatif III memperoleh nilai total tertinggi sebesar 3,85, diikuti Alternatif I sebesar 3,65, Alternatif IV sebesar 3,30, dan Alternatif II sebesar 3,10. Alternatif III memiliki keunggulan utama pada penggunaan *fin-tube heat exchanger* yang memberikan efisiensi perpindahan kalor paling baik serta konfigurasi sistem yang sederhana dengan sumber energi PLN dan siklus *single stage*, sehingga mampu memenuhi kebutuhan performa *heat pump* laboratorium dengan biaya yang relatif rendah. Oleh karena itu, berdasarkan metode evaluasi Pahl & Beitz, Alternatif III dipilih sebagai konsep rancangan terbaik untuk dikembangkan pada penelitian ini.

4.5 Pra-kalkulasi

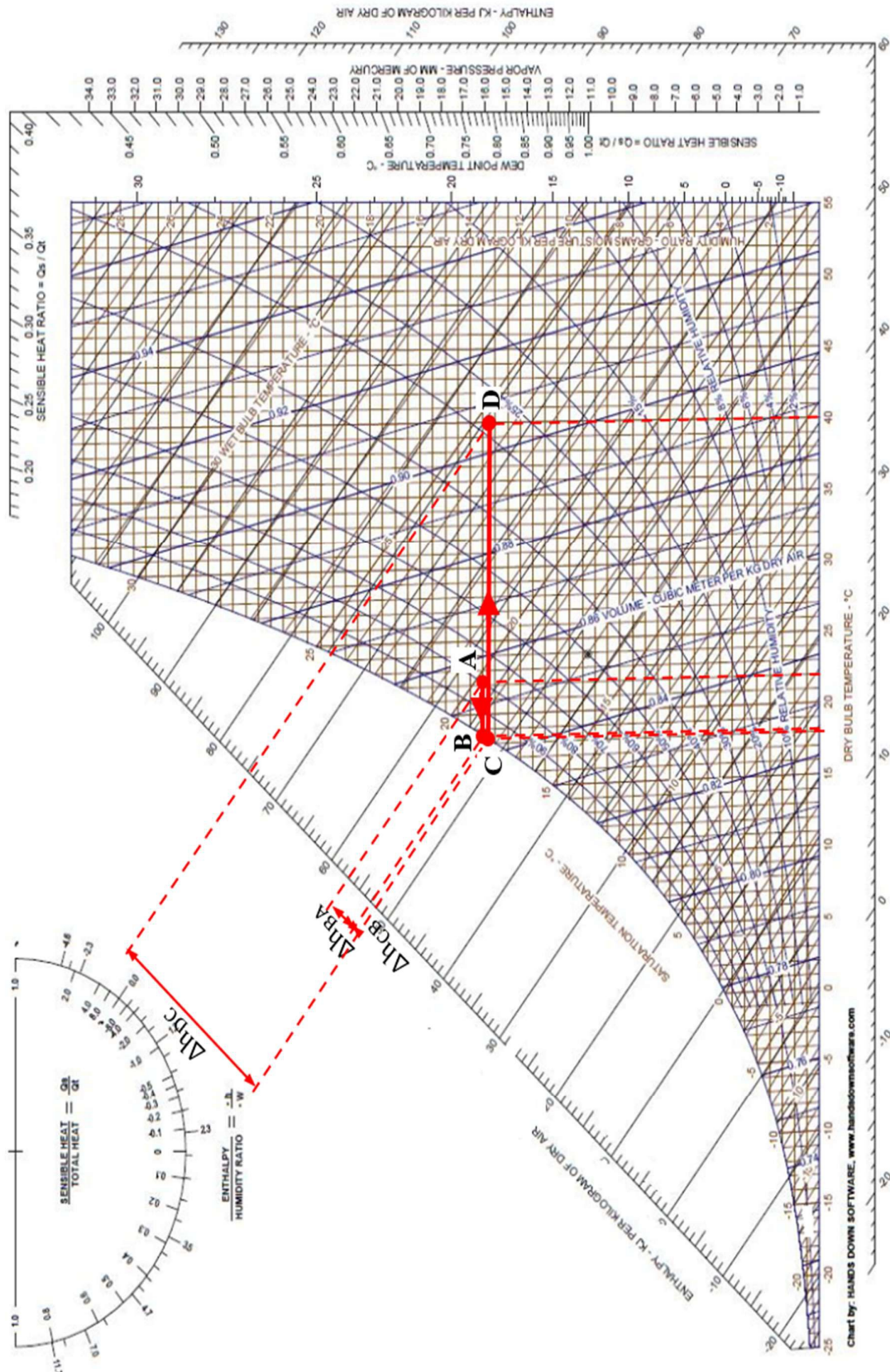
Pra-kalkulasi dilakukan untuk menentukan spesifikasi di mana menggunakan basis desain sebagai acuan dalam perancangan pompa kalor (*heat pump*) sebagai penyedia udara pengering kopi skala laboratorium. Basis desain ini digunakan untuk menentukan kondisi operasi sistem yang selanjutnya menjadi dasar dalam analisis termodinamika menggunakan diagram *Mollier* refrigeran dan diagram psikrometrik udara.

Parameter basis desain meliputi kondisi udara lingkungan perkebunan kopi dan kondisi udara keluar *heat pump*. Kondisi udara lingkungan perkebunan kopi

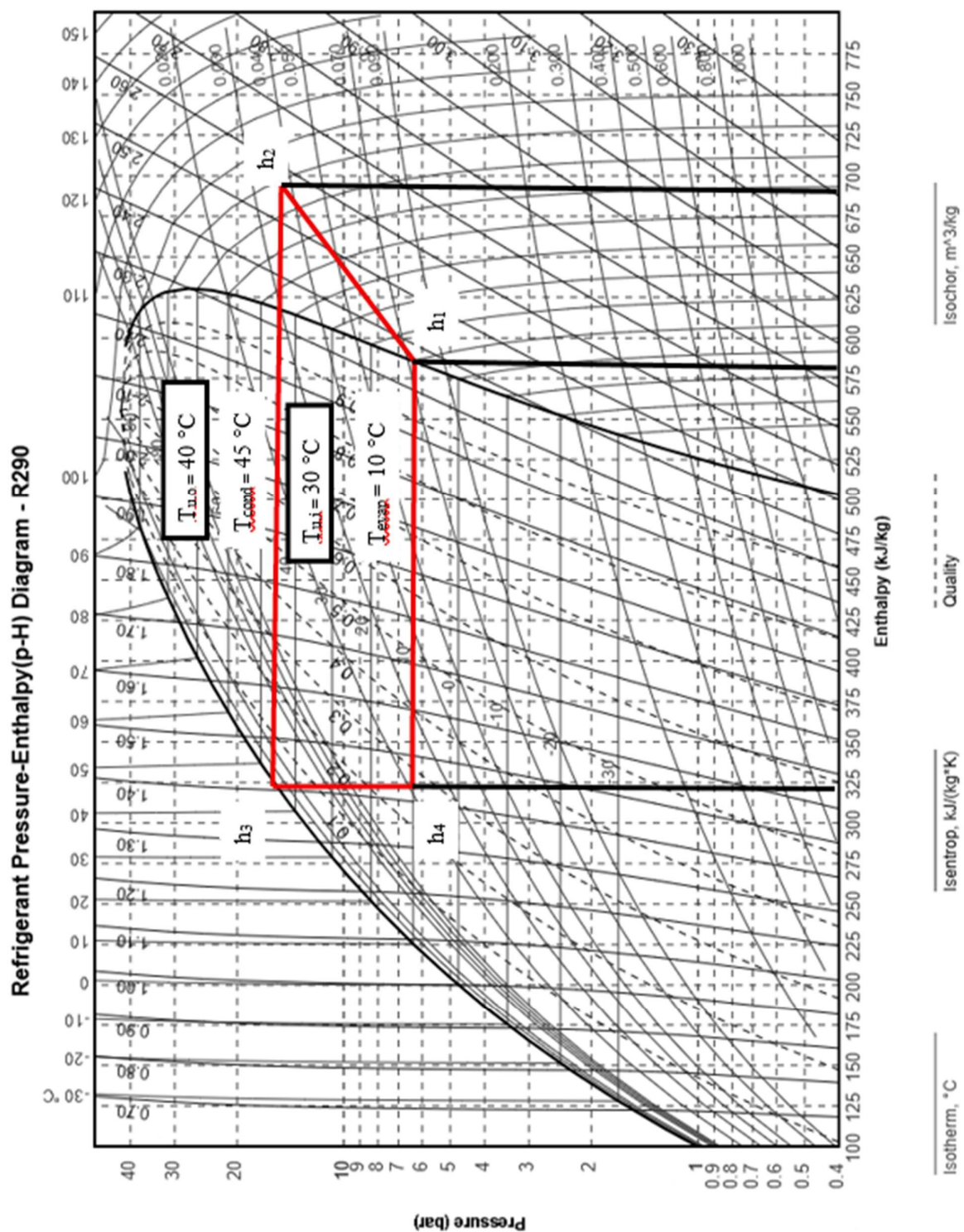
ditetapkan berdasarkan temperatur sebesar 22°C dan kelembaban relatif sebesar 80%. Sementara itu, kondisi udara keluar *heat pump* ditentukan dengan temperatur 40–45°C, kelembaban relatif 25–30%, serta kecepatan udara sebesar 1 m/s. Parameter tersebut digunakan untuk menggambarkan kondisi udara sebelum dan sesudah mengalami proses pemanasan serta penurunan kelembaban pada sistem.

Berdasarkan basis desain tersebut, analisis diagram psikrometrik dilakukan untuk memperoleh karakteristik udara berupa nilai entalpi dan perubahan energi udara selama proses pengeringan. Selain itu, basis desain digunakan untuk menentukan kondisi kerja refrigeran untuk suhu kondensasi berada pada 50 °C dan suhu evaporasi berada pada 10 °C. Parameter suhu kondensasi diasumsikan suhu kerja refrigeran untuk menghasilkan suhu udara sebesar 45 °C dengan menggunakan *rule of thumb*, sedangkan untuk suhu evaporasi diasumsikan sebagai kerja refrigeran pada sistem AC konvensional. Parameter-parameter tersebut lalu diplot ke dalam diagram *Mollier*, sehingga diperoleh nilai entalpi refrigeran pada setiap titik siklus (h_1 , h_2 , h_3 , dan h_4) yang digunakan dalam perhitungan kapasitas evaporator, kapasitas kondensor, kerja kompresor, dan nilai *Coefficient of Performance* (COP).

Penentuan basis desain dilakukan dengan mempertimbangkan kebutuhan temperatur udara pengering, kondisi lingkungan, serta karakteristik proses pengeringan ceri kopi skala laboratorium. Nilai basis desain tersebut selanjutnya digunakan sebagai acuan dalam pemilihan komponen utama sistem *heat pump*, seperti kompresor, kondensor, evaporator, katup ekspansi, dan refrigeran yang digunakan. Nilai-nilai tersebut didapat berdasarkan Gambar 4.1 dan Gambar 4.2.



Gambar 4.1 Diagram psikrometrik basis desain
(Handsdownsoftware, 2026)



Gambar 4.2 Diagram *mollier* basis desain

(flycarpet, 2026)

Dari hasil analisis siklus pada Gambar 4.1 dan Gambar 4.2 diperoleh nilai entalpi refrigeran dan entalpi udara pada masing-masing titik pada Tabel 4.11.

Tabel 4.11 Kebutuhan entalpi refrigeran dan udara desain

Titik	Entalpi (kJ/kg)
h_1 (keluar evaporator)	580
h_2 (keluar kompresor)	695
h_3 (keluar kondensor)	323
h_4 (keluar katup ekspansi)	323
h_A (entalpi udara di titik A)	55.966
h_B (entalpi udara di titik B)	51.008
h_C (entalpi udara di titik C)	47.927
h_D (entalpi udara di titik D)	70.051

Penyerapan energi di evaporator, $\Delta h_{evap} = h_A - h_C = 55.966 - 47.927 = 8.039 \text{ (kJ/kg d. a)}$

Pelepasan energi di kondensor, $\Delta h_{cond} = h_D - h_C = 70.051 - 47.927 = 22.124 \text{ (kJ/kg d. a)}$

Berdasarkan kebutuhan dari desain dengan kecepatan udara 1 m/s dan luas penampang berbentuk lingkaran dengan diameter 22 cm, kondisi udara pada Gambar 4.1, dan kondisi refrigeran pada Gambar 4.2, maka perhitungan spesifikasi kebutuhan:

1. Laju alir massa udara $\dot{m}_u$

$$\dot{m}_u = v \times A \times \rho$$

$$\dot{m}_u = 1 \text{ m/s} \times 0.0379 \text{ m}^2 \times 1.2 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_u = 0.0455 \text{ kg/s}$$

2. Laju perpindahan kalor udara di kondensor

$$\dot{Q}_{cond \text{ desain}} = \dot{m}_u (h_D - h_C)$$

$$\dot{Q}_{cond \text{ desain}} = 0.0455 \cdot (70.051 - 47.927)$$

$$\dot{Q}_{cond \text{ desain}} = 1.007 \text{ kW}$$

3. Laju perpindahan kalor udara di evaporator

$$\dot{Q}_{evap\ desain} = \dot{m}_u(h_A - h_C)$$

$$\dot{Q}_{evap\ desain} = 0.0455(55.966 - 47.927)$$

$$\dot{Q}_{evap\ desain} = 0.366\ kW$$

4. Laju alir massa refrigeran ($\dot{m}_{reff\ desain}$)

$$\dot{m}_{reff\ desain} = \frac{\dot{m}_u(h_D - h_C)}{(h_2 - h_3)}$$

$$\dot{m}_{reff\ desain} = \frac{0.0455(70.051 - 47.927)}{(695 - 323)}$$

$$\dot{m}_{reff\ desain} = 0.00271\ kg/s$$

5. Laju perpindahan kalor di kondensor dengan $\dot{m}_{reff\ desain}$

$$\dot{Q}_{cond\ desain} = \dot{m}_{reff\ desain} (h_2 - h_3)$$

$$\dot{Q}_{cond\ desain} = 0.00271 (695 - 323)$$

$$\dot{Q}_{cond\ desain} = 1.008\ kW$$

6. Perpindahan kalor di evaporator dengan $\dot{m}_{reff\ desain}$

$$\dot{Q}_{evap\ desain} = \dot{m}_{reff} (h_1 - h_4)$$

$$\dot{Q}_{evap\ desain} = 0.00271 (580 - 323)$$

$$\dot{Q}_{evap\ desain} = 0.696\ kW$$

7. Daya kompresor

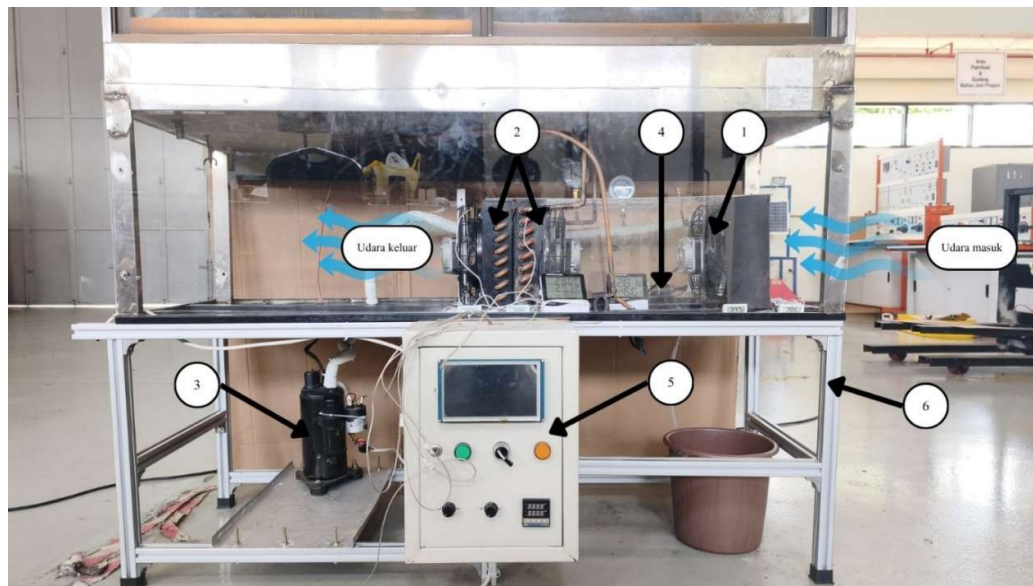
$$W_{comp\ desain} = \dot{m}_{reff\ desain} (h_2 - h_1)$$

$$W_{comp\ desain} = 0.00271 (695 - 580)$$

$$W_{comp\ desain} = 0.3\ kW$$

4.6 Pabrikasi Alat

Berdasarkan hasil perhitungan dan analisis desain yang telah dilakukan pada tahap sebelumnya, selanjutnya dilakukan proses pabrikasi alat untuk merealisasikan rancangan menjadi sebuah sistem pompa kalor skala laboratorium. Pabrikasi dilakukan sesuai spesifikasi desain yang telah ditentukan, meliputi pembuatan rangka, pemasangan komponen utama, serta perakitan sistem refrigerasi. Tahap ini menghasilkan prototipe yang siap digunakan untuk pengujian performa sistem. Gambar 4.3 menunjukkan hasil pabrikasi alat.



Gambar 4.3 Hasil pabrikasi alat

Untuk spesifikasi komponen yang digunakan dapat dilihat pada Tabel 4.12.

Tabel 4.12 Spesifikasi alat

No.	Nama Komponen	Spesifikasi
1	Evaporator	Ukuran tube : 3/4 “
		Material tube : Tembaga
		Jumlah lekukan : 8
		Material sirip : Aluminium
		Dimensi : 280 × 230 × 155 mm
2	Kondensor	Ukuran tube : 3/4 “
		Material tube : Tembaga
		Jumlah lekukan : 8
		Material sirip : Aluminium
		Dimensi : 280 × 230 × 155 mm
3	Kompresor	Merk : LG QA075PAC
		Kapasitas : 1/2 PK (setara ± 5.000 BTU/h)
		Tegangan : 220V - 240V
		Frekuensi : 50 Hz
		Tipe : Rotary
4	Pipa Kapiler	Jenis Freon : R22
		Material : Tembaga
5	Panel Box	Ukuran : ID 0,031 inci (0,79 mm), OD ±2 mm
6	Rangka	Ukuran : 300 x 400 x 180 mm
		Material : Aluminium <i>profile</i> 30x30 mm

Lanjutan Tabel 4.12 Spesifikasi alat

No.	Nama Komponen	Spesifikasi
		Ukuran : 1430 x 520 x 515 mm

4.7 Kalkulasi Hasil Aktual

Dari hasil pengamatan pada sistem *heat pump* yang sudah dibuat didapatkan data rata-rata untuk kalkulasi perhitungan.

Dari data rata-rata hasil pengamatan didapatkan:

1. Data pada refrigeran

Data pada refrigeran dapat digunakan pada diagram *mollie* untuk mengetahui nilai entalpi dari sistem refrigerasi, parameter tersebut dapat dilihat pada Tabel 4.13.

Tabel 4.13 Parameter kondisi refrigeran

No.	Parameter	Nilai
1.	Suhu refrigeran keluar evaporator (T_1)	11,16 °C
2.	Suhu refrigeran keluar kompresor (T_2)	57,86 °C
3.	Suhu refrigeran keluar kondensor (T_3)	47,85 °C
4.	Suhu refrigeran masuk evaporator (T_4)	9,88 °C
5.	Tekanan <i>discharge</i> refrigeran (P_2)	17 bar
6.	Tekanan <i>suction</i> refrigeran (P_1)	4,93 bar

Tabel 4.13 menunjukkan parameter kondisi refrigeran pada setiap titik utama siklus kompresi uap selama pengujian sistem pompa kalor. Refrigeran keluar dari evaporator (T_1) pada suhu 11,16 °C, yang menandakan bahwa refrigeran telah menyerap kalor dari udara yang melewati evaporator dan berada pada kondisi uap sebelum memasuki kompresor. Setelah mengalami proses kompresi, suhu refrigeran meningkat menjadi 57,86 °C (T_2) dengan tekanan *discharge* sebesar 17 bar akibat kenaikan energi yang diberikan oleh kompresor. Selanjutnya, refrigeran melepaskan kalor di kondensor sehingga suhunya turun menjadi 47,85 °C (T_3), namun tetap berada pada tekanan tinggi. Setelah melewati katup ekspansi, tekanan refrigeran turun menjadi 4,93 bar (*suction pressure*) dan suhunya menjadi 9,88 °C (T_4) sebelum kembali memasuki evaporator untuk menyerap kalor dari udara. Perbedaan tekanan antara sisi tekanan tinggi dan tekanan rendah menunjukkan bahwa siklus refrigerasi berlangsung dengan baik sehingga sistem mampu

menghasilkan udara panas pada sisi kondensor dan udara dingin pada sisi evaporator. Dari data-data tersebut nantinya akan diplot ke diagram *mollier* seperti pada Gambar 4.4.

2. Data pada udara

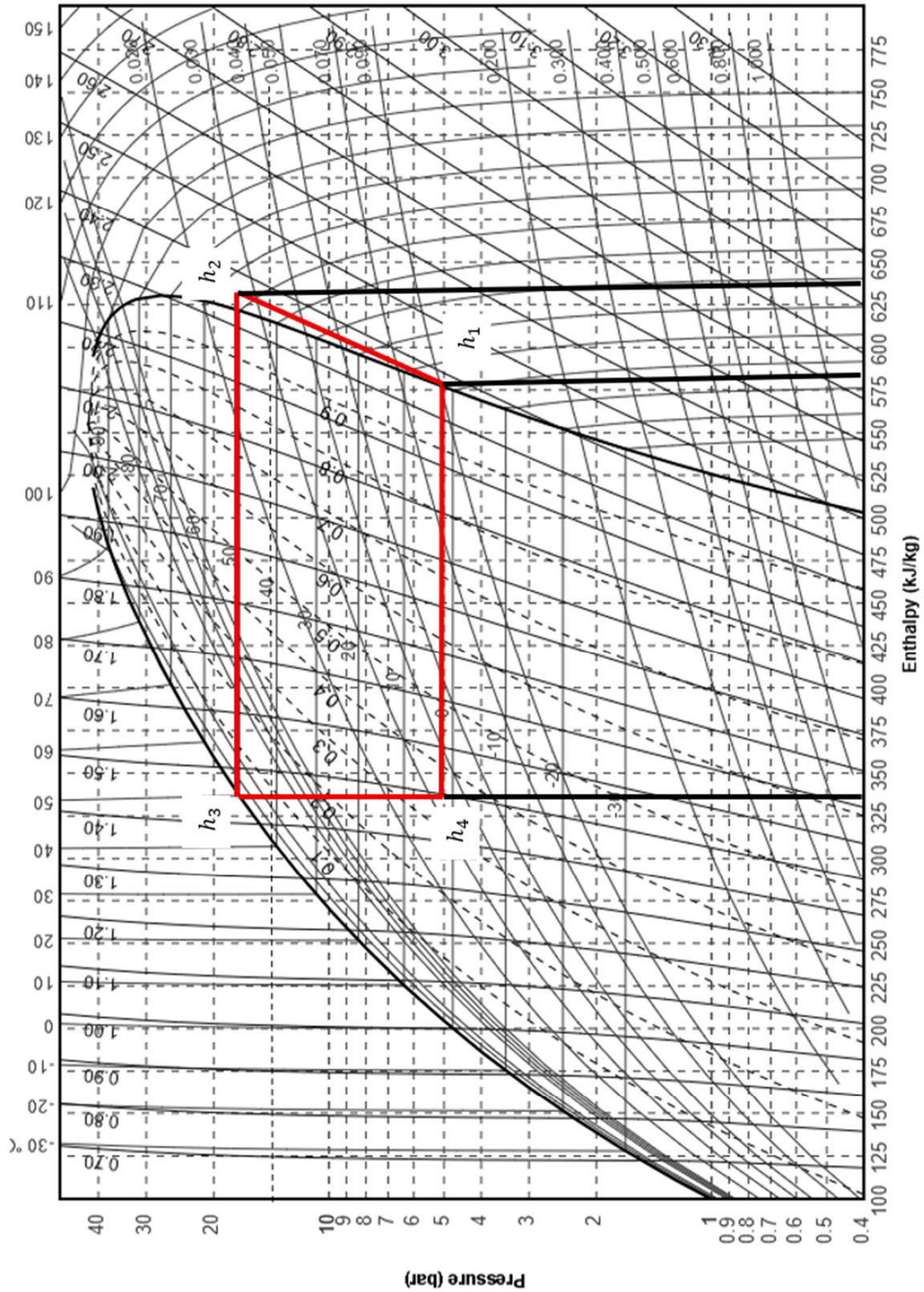
Data parameter pada udara digunakan untuk mengetahui entalpi udara pada sistem *heat pump*, parameter tersebut dapat dilihat pada Tabel 4.14.

Tabel 4.14 Parameter kondisi udara

No.	Parameter	Nilai
1.	Suhu udara lingkungan ($^{\circ}\text{C}$)	31 $^{\circ}\text{C}$
2.	<i>RH</i> udara lingkungan (%)	50 %
3.	Suhu udara keluar evaporator ($^{\circ}\text{C}$)	19 $^{\circ}\text{C}$
4.	<i>RH</i> udara keluar evaporator (%)	65 %
5.	Suhu udara keluar pompa kalor ($^{\circ}\text{C}$)	46,6 $^{\circ}\text{C}$
6.	<i>RH</i> udara keluar pompa kalor (%)	19 %

Tabel 4.14 menunjukkan perubahan kondisi udara setelah melewati setiap komponen utama pada sistem pompa kalor. Udara lingkungan memiliki suhu awal 31 $^{\circ}\text{C}$ dengan kelembapan relatif (*RH*) sebesar 50%. Setelah melewati evaporator, suhu udara turun menjadi 19 $^{\circ}\text{C}$, sedangkan *RH* meningkat menjadi 65%. Penurunan suhu ini terjadi karena udara melepaskan kalor ke refrigeran di evaporator sehingga udara menjadi lebih dingin. Selanjutnya, udara dialirkan menuju kondensor untuk dipanaskan kembali. Pada sisi keluaran pompa kalor, suhu udara meningkat hingga 46,6 $^{\circ}\text{C}$, sementara *RH* turun secara signifikan menjadi 19%. Kondisi tersebut menunjukkan bahwa kondensor berhasil memanfaatkan kalor yang dilepaskan refrigeran untuk menghasilkan udara panas dengan kelembapan relatif yang rendah. Udara dengan temperatur tinggi dan *RH* rendah merupakan kondisi yang sesuai untuk proses pengeringan, karena memiliki kemampuan yang lebih baik dalam menyerap uap air dari bahan yang dikeringkan. Dengan demikian, hasil pengujian menunjukkan bahwa sistem pompa kalor mampu menghasilkan kondisi udara yang memenuhi kebutuhan sebagai media pengering pada skala laboratorium. Dari data tersebut akan diplot ke dalam diagram psikrometri seperti pada Gambar 4.5

a. Grafik pada diagram *mollier*



Gambar 4.4 Diagram *mollier* pada hasil pengamatan

(flycarpet, 2026)

Diagram *Mollier* ($P-h$ diagram) pada sistem *heat pump* menunjukkan hubungan antara tekanan (*pressure*) dan entalpi (*enthalpy*) refrigeran selama siklus kerja. Pada Gambar 4.4, refrigeran yang digunakan adalah R290 dan siklus yang ditampilkan merupakan siklus kompresi uap (*vapor compression cycle*). Siklus dimulai pada titik h_1 , yaitu kondisi refrigeran keluar evaporator dan masuk ke kompresor dalam bentuk uap bertekanan rendah. Selama proses kompresi ($h_1 - h_2$), tekanan dan temperatur refrigeran meningkat sehingga entalpi bertambah akibat kerja kompresor. Refrigeran kemudian memasuki kondensor pada titik h_2 dan mengalami proses pelepasan kalor pada tekanan tinggi hingga mencapai titik h_3 . Kalor yang dilepas pada proses ($h_2 - h_3$) dimanfaatkan untuk memanaskan udara pengering pada sistem *heat pump dryer*.

Setelah keluar dari kondensor, refrigeran cair bertekanan tinggi melewati katup ekspansi dan mengalami penurunan tekanan secara isentalpik, sehingga nilai entalpi pada proses ($h_3 - h_4$) relatif tetap. Refrigeran selanjutnya memasuki evaporator pada titik h_4 dan menyerap kalor dari udara lingkungan selama proses evaporasi ($h_4 - h_1$), sehingga entalpi meningkat kembali hingga mencapai kondisi uap pada titik h_1 . Proses ini berlangsung secara kontinu dan membentuk siklus tertutup.

Di mana dari hasil pengujian pada Gambar 4.4 didapatkan nilai berikut:

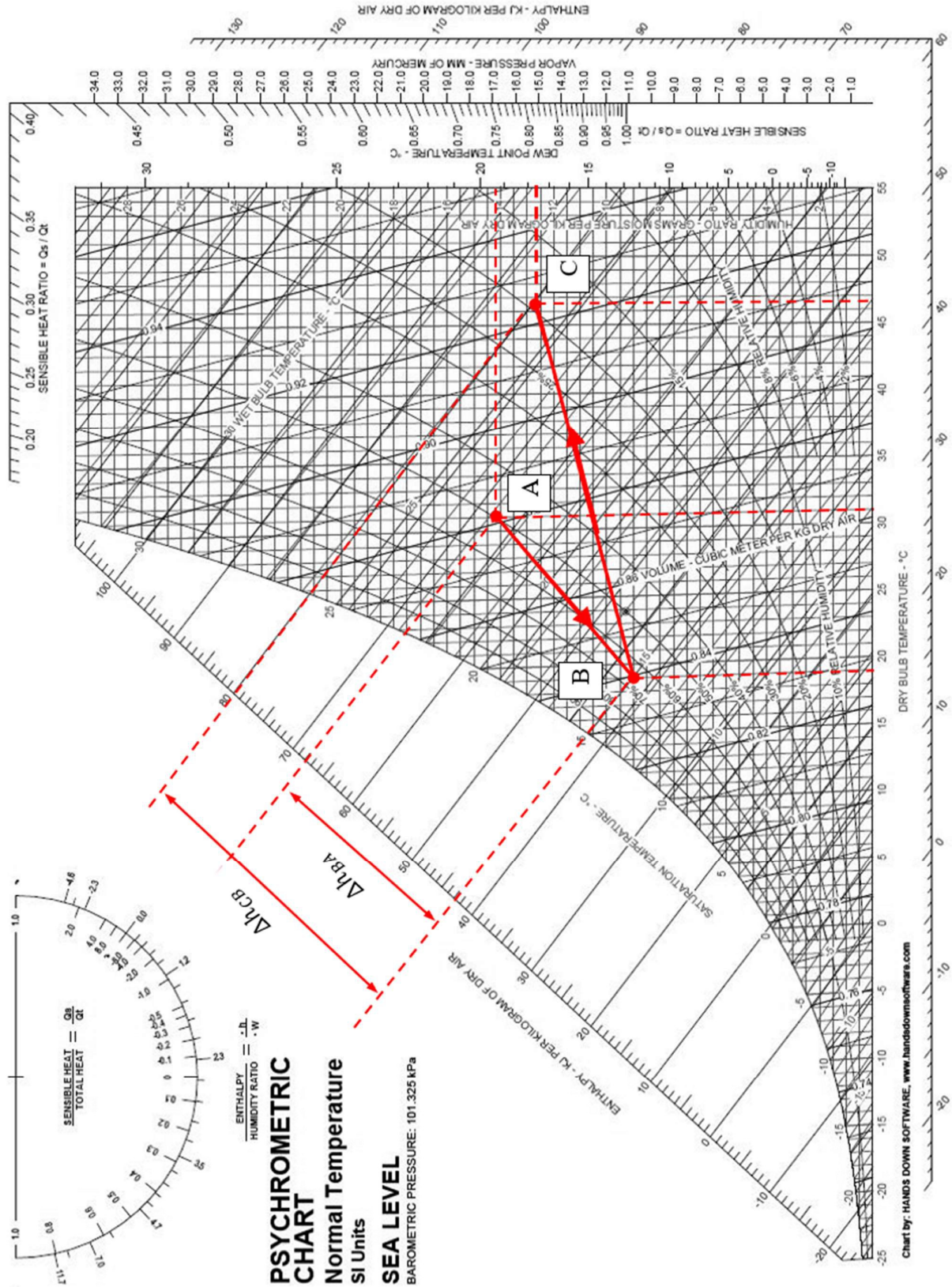
$$h_1 = 588 \text{ (kJ/kg)}$$

$$h_2 = 640 \text{ (kJ/kg)}$$

$$h_3 = 335 \text{ (kJ/kg)}$$

$$h_4 = 335 \text{ (kJ/kg)}$$

b. Grafik pada diagram psikrometrik

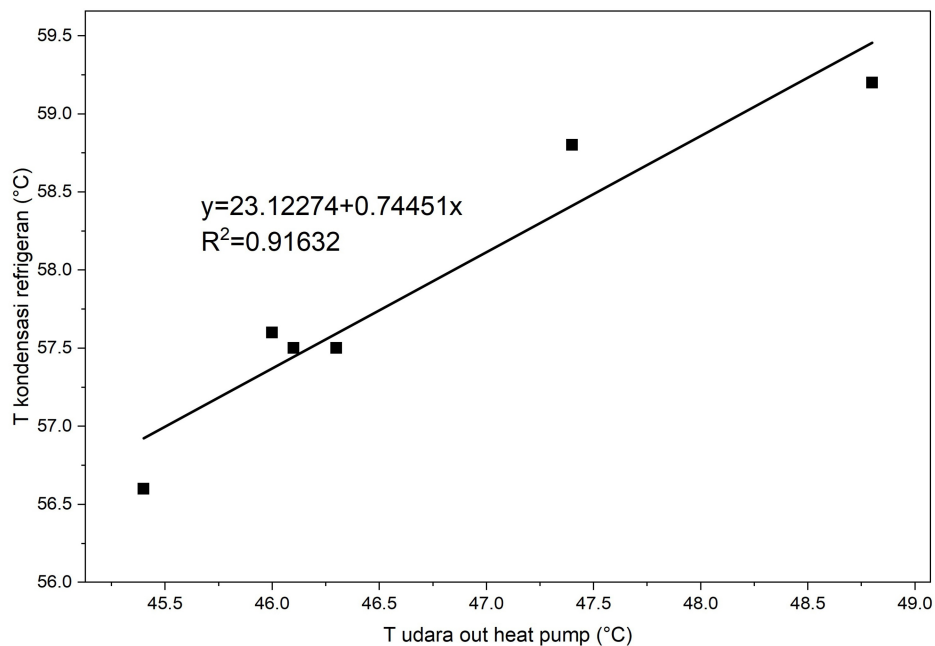


Gambar 4.5 Diagram psikrometrik hasil pengamatan
(Handsdownsoftware, 2026)

Grafik pada Gambar 4.5 menunjukkan bahwa udara lingkungan pertama kali memasuki evaporator pada kondisi A. Selama melewati evaporator, udara mengalami proses pendinginan dan dehumidifikasi sehingga temperatur udara, *humidity ratio*, dan entalpi menurun menjadi kondisi B. Penurunan entalpi sebesar Δh_{BA} merupakan kalor yang diserap evaporator. Selanjutnya udara dialirkan menuju kondensor untuk dipanaskan kembali sehingga temperatur meningkat tanpa adanya penambahan kadar uap air. Akibatnya entalpi udara meningkat menjadi h_c dengan perubahan entalpi sebesar Δh_{CB} sebesar 37,1 kJ/kg.

c. Grafik temperatur refrigeran vs temperatur keluar *heat pump*

Analisis hubungan antara temperatur refrigeran dan temperatur udara keluar *heat pump* dilakukan untuk mengetahui pengaruh perubahan temperatur refrigeran terhadap temperatur udara hasil pemanasan. Hubungan kedua parameter tersebut ditampilkan dalam bentuk grafik pada Gambar 4.6.



Gambar 4.6 Grafik T refrigeran vs T udara keluar pompa kalor

Berdasarkan Gambar 4.6, hubungan antara temperatur kondensasi refrigeran dengan temperatur udara keluar *heat pump* menunjukkan kecenderungan linear positif. Temperatur kondensasi refrigeran berada pada rentang 56,6 – 59,2°C, sedangkan temperatur udara keluar *heat pump* berada pada rentang 45,4 – 48,8°C. Hasil regresi linear menghasilkan persamaan ($y = 0,74451x + 23,12274$) dengan

nilai ($R^2 = 0,91632$). Nilai (R^2) sebesar 0,9163 menunjukkan bahwa 91,63% variasi temperatur udara keluar *heat pump* dapat dijelaskan oleh perubahan temperatur kondensasi refrigeran pada rentang pengujian, sehingga hubungan kedua parameter dapat dikategorikan sangat kuat (Lin et al., 2018).

Kecenderungan tersebut terjadi karena kondensor pada sistem *heat pump* berfungsi memindahkan kalor dari refrigeran menuju udara. Refrigeran yang memasuki kondensor berada pada kondisi temperatur dan tekanan tinggi sehingga melepaskan kalor selama proses kondensasi. Kalor tersebut kemudian diterima oleh udara yang mengalir melewati kondensor sehingga temperatur udara meningkat. Oleh karena itu, peningkatan temperatur kondensasi refrigeran menyebabkan temperatur refrigeran pada sisi perpindahan kalor menjadi lebih tinggi dan meningkatkan kemampuan pemanasan udara. Secara termodinamika, laju perpindahan kalor pada kondensor dapat dinyatakan melalui persamaan (3.4), sehingga kondisi refrigeran pada sisi kondensor berpengaruh terhadap jumlah kalor yang dapat ditransfer ke udara.

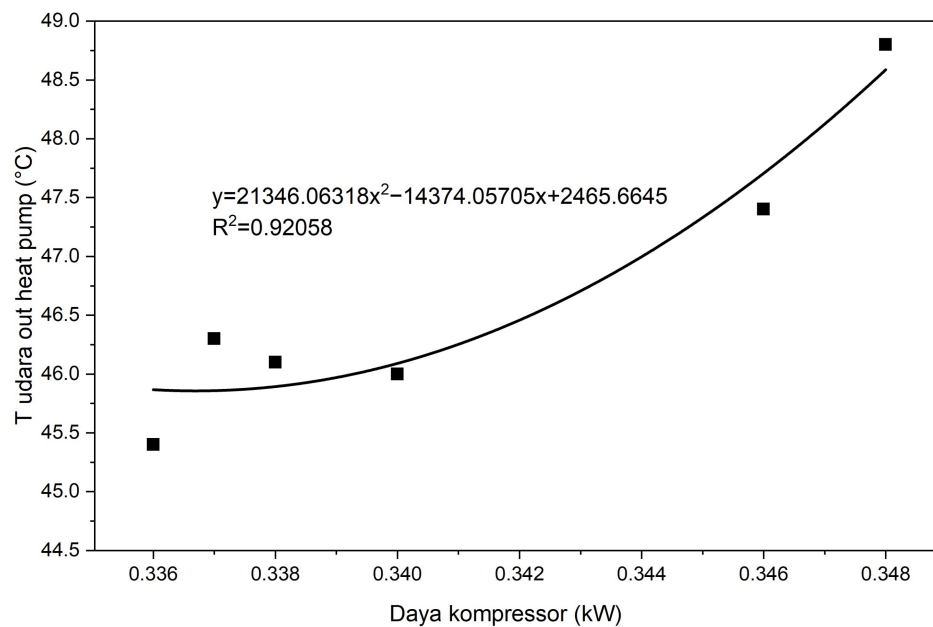
Pada hasil pengujian, temperatur kondensasi terendah sekitar $56,6^{\circ}\text{C}$ menghasilkan temperatur udara keluar sekitar $45,4^{\circ}\text{C}$, sedangkan temperatur kondensasi tertinggi sekitar $59,2^{\circ}\text{C}$ menghasilkan temperatur udara keluar sekitar $48,8^{\circ}\text{C}$. Perbedaan temperatur antara refrigeran dan udara tersebut merupakan kondisi yang diperlukan agar perpindahan kalor dapat berlangsung dari refrigeran menuju udara. Temperatur udara keluar tidak mencapai temperatur kondensasi refrigeran karena terdapat tahanan perpindahan kalor pada *heat exchanger* serta adanya perbedaan temperatur antara refrigeran, dinding pipa, *fin*, dan udara. Hasil ini sejalan dengan karakteristik *heat pump dryer* yang menunjukkan bahwa kondensor berfungsi sebagai pemanas udara proses setelah udara mengalami proses pendinginan dan dehumidifikasi pada evaporator. Penelitian eksperimental pada *heat pump dryer* juga menunjukkan adanya kondisi temperatur kondensasi refrigeran yang lebih tinggi dibandingkan temperatur udara pengering setelah kondensor.

Dengan demikian, hasil pengujian menunjukkan bahwa temperatur kondensasi refrigeran merupakan salah satu parameter penting yang memengaruhi temperatur udara keluar *heat pump*. Peningkatan temperatur kondensasi pada penelitian ini

diikuti oleh peningkatan temperatur udara keluar dengan kecenderungan yang kuat, sebagaimana ditunjukkan oleh nilai ($R^2 = 0,9163$). Hasil tersebut mendukung prinsip kerja sistem *heat pump*, yaitu memanfaatkan kalor yang dilepaskan refrigeran pada kondensor untuk meningkatkan temperatur udara yang digunakan sebagai media pengering.

d. Grafik daya kompresor vs temperatur keluar pompa kalor

Grafik berikut menunjukkan hubungan antara daya kompresor dan temperatur udara keluar *heat pump*, yang menggambarkan perubahan konsumsi daya kompresor terhadap variasi temperatur keluaran sistem.



Gambar 4.7 Grafik daya kompresor vs T udara keluar pompa kalor

Berdasarkan grafik pada Gambar 4.7, hubungan antara temperatur udara keluar *heat pump* dengan daya kompresor menunjukkan kecenderungan positif, yaitu peningkatan temperatur udara keluar *heat pump* diikuti oleh peningkatan daya kompresor. Temperatur udara keluar *heat pump* berada pada rentang 45,4 – 48,8°C, sedangkan daya kompresor berada pada rentang 0,336 – 0,348 kW. Hasil regresi polinomial menghasilkan persamaan ($y = 21346,06318x^2 - 14374,05705x + 2465,6645$) dengan nilai ($R^2 = 0,92058$). Nilai (R^2) sebesar 0,92058 menunjukkan bahwa 92,058% variasi daya kompresor dapat dijelaskan oleh perubahan temperatur udara keluar *heat pump* pada rentang pengujian (Lin et al., 2018).

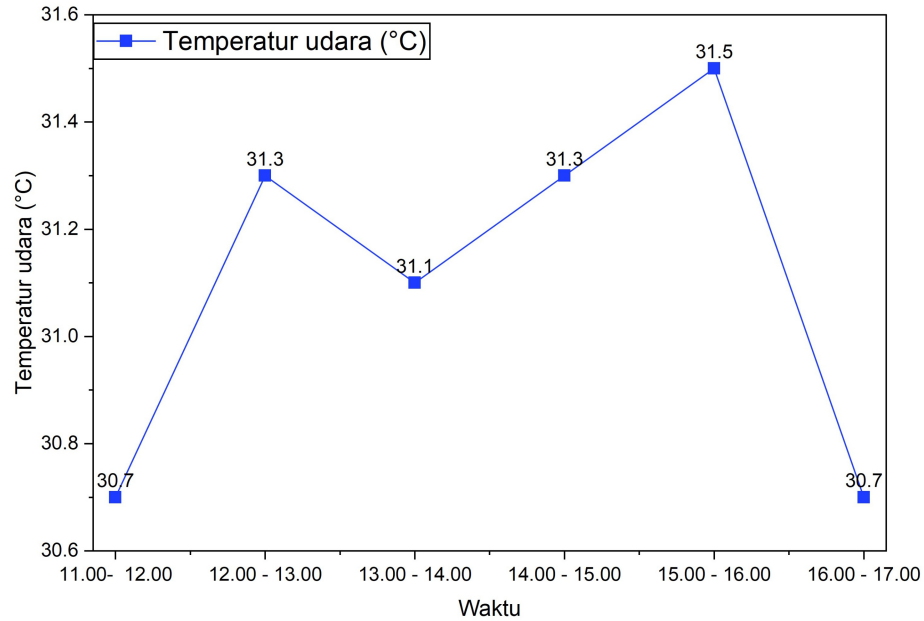
Kecenderungan peningkatan daya kompresor terhadap temperatur udara keluar dapat dijelaskan berdasarkan prinsip siklus kompresi uap. Kompresor berfungsi meningkatkan tekanan dan temperatur refrigeran sebelum refrigeran memasuki kondensor. Untuk menghasilkan temperatur kondensasi yang lebih tinggi, sistem membutuhkan tekanan kondensasi yang lebih tinggi sehingga kompresor harus melakukan kerja yang lebih besar. Secara termodinamika, daya kompresor dapat dinyatakan dengan persamaan (3.3), sehingga peningkatan perubahan entalpi refrigeran selama proses kompresi akan meningkatkan kebutuhan daya kompresor.

Hasil pengujian menunjukkan bahwa pada temperatur udara keluar sekitar 45,4°C, daya kompresor berada pada sekitar 0,336 kW, sedangkan pada temperatur udara keluar sekitar 48,8°C daya kompresor meningkat menjadi sekitar 0,348 kW. Kecenderungan tersebut menunjukkan bahwa pencapaian temperatur udara yang lebih tinggi memerlukan kondisi operasi kompresor yang lebih besar. Hasil ini juga konsisten dengan hubungan pada grafik temperatur kondensasi refrigeran terhadap temperatur udara keluar *heat pump*, yang menunjukkan bahwa peningkatan temperatur kondensasi diikuti oleh peningkatan temperatur udara keluar. Dengan demikian, peningkatan temperatur udara keluar *heat pump* tidak hanya meningkatkan kemampuan pemanasan udara, tetapi juga meningkatkan kebutuhan energi kompresor.

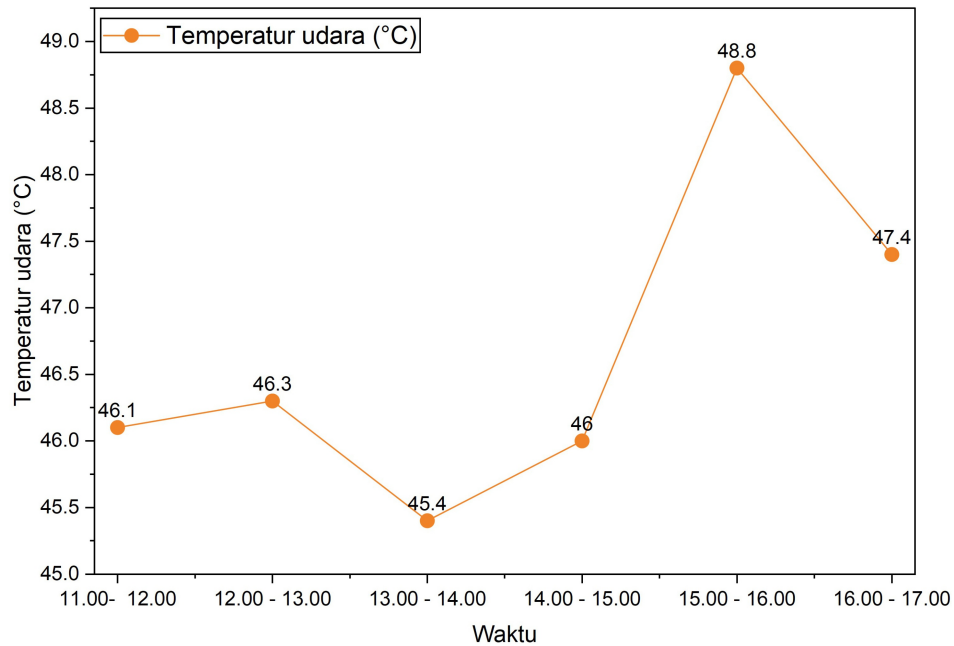
Walaupun demikian, daya kompresor tidak hanya dipengaruhi oleh temperatur udara keluar *heat pump*. Variasi laju aliran refrigeran, tekanan evaporasi dan kondensasi, temperatur udara masuk kondensor, serta efektivitas perpindahan kalor pada heat exchanger dapat menyebabkan perbedaan daya kompresor pada temperatur udara yang relatif sama. Oleh karena itu, persamaan regresi pada Gambar 4.7 digunakan untuk menunjukkan kecenderungan hubungan kedua parameter pada kondisi pengujian, bukan sebagai hubungan universal untuk seluruh kondisi operasi *heat pump*.

e. Grafik perubahan temperatur udara terhadap waktu

Untuk mengetahui kemampuan sistem *heat pump* dalam meningkatkan temperatur udara selama proses pengondisian, dilakukan pengamatan terhadap temperatur udara pada sisi masuk dan keluar sistem. Perubahan temperatur udara selama pengujian ditunjukkan pada Gambar 4.8 dan Gambar 4.9.



Gambar 4.8 Grafik perubahan temperatur udara masuk *heat pump*



Gambar 4.9 Grafik perubahan temperatur udara keluar *heat pump*

Berdasarkan Gambar 4.8 dan Gambar 4.9, temperatur udara masuk dan temperatur udara keluar *heat pump* menunjukkan perubahan selama periode pengujian. Temperatur udara masuk *heat pump* berada pada rentang 30,7 – 31,5°C, sedangkan temperatur udara keluar berada pada rentang 45,4 – 48,8°C. Perubahan temperatur udara masuk relatif kecil dengan rentang sebesar 0,8°C, sehingga

kondisi udara yang masuk ke sistem dapat dikatakan relatif stabil selama pengujian. Sementara itu, temperatur udara keluar mengalami perubahan yang lebih besar dengan rentang sebesar 3,4°C. Perbedaan tersebut menunjukkan adanya pengaruh kondisi operasi *heat pump* terhadap temperatur udara setelah melewati sistem.

Perbandingan temperatur udara masuk dan keluar menunjukkan bahwa temperatur udara selalu mengalami peningkatan setelah melewati *heat pump*. Besarnya peningkatan temperatur dihitung berdasarkan selisih temperatur udara keluar dan udara masuk ($\Delta T = T_{out} - T_{in}$), dengan nilai sebesar 15,4°C pada pukul 11.00–12.00, 15,0°C pada pukul 12.00–13.00, 14,3°C pada pukul 13.00–14.00, 14,7°C pada pukul 14.00–15.00, 17,3°C pada pukul 15.00–16.00, dan 16,7°C pada pukul 16.00–17.00. Berdasarkan data tersebut, rata-rata peningkatan temperatur udara selama pengujian mencapai sekitar 15,57°C. Kondisi ini menunjukkan bahwa *heat pump* mampu mentransfer kalor ke udara sehingga temperatur udara meningkat setelah melewati kondensor.

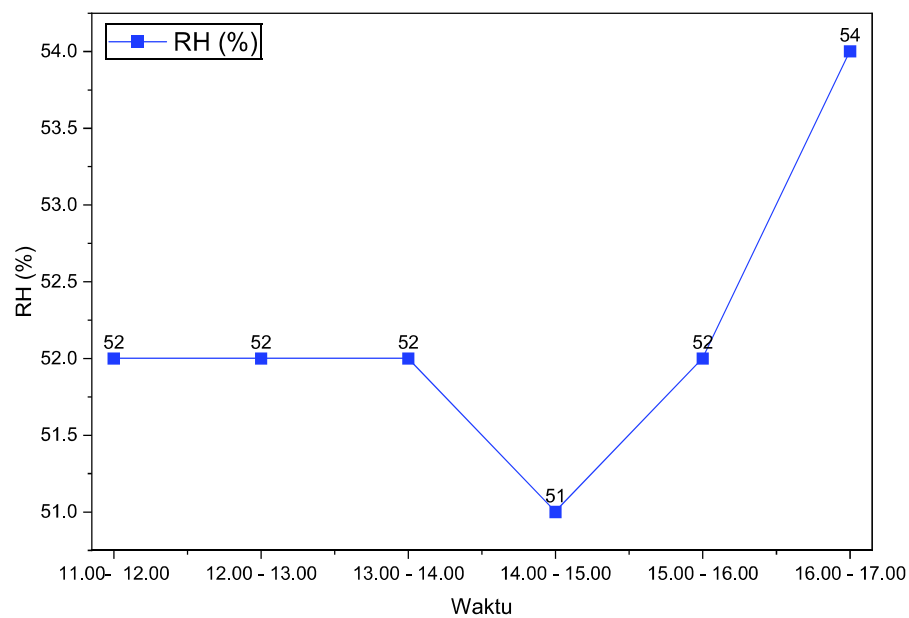
Peningkatan temperatur udara paling tinggi terjadi pada pukul 15.00–16.00, ketika temperatur udara masuk sebesar 31,5°C dan temperatur udara keluar mencapai 48,8°C, sehingga diperoleh peningkatan temperatur sebesar 17,3°C. Kondisi tersebut dapat dikaitkan dengan kondisi operasi kondensor yang menghasilkan temperatur kondensasi refrigeran lebih tinggi. Hasil pengujian sebelumnya menunjukkan adanya hubungan positif antara temperatur kondensasi refrigeran dan temperatur udara keluar *heat pump* dengan nilai ($R^2 = 0,9163$). Peningkatan temperatur kondensasi menyebabkan temperatur refrigeran pada sisi kondensor meningkat sehingga kalor yang dapat ditransfer ke udara juga meningkat. Sebaliknya, pada periode 16.00–17.00, temperatur udara keluar mengalami penurunan menjadi 47,4°C. Penurunan tersebut terjadi bersamaan dengan penurunan temperatur udara masuk dari 31,5°C menjadi 30,7°C dan dapat pula dipengaruhi oleh perubahan kondisi operasi refrigeran serta perpindahan kalor pada kondensor.

Hasil pengujian ini juga berkaitan dengan perubahan daya kompresor. Berdasarkan hasil pengujian sebelumnya, terdapat hubungan positif antara temperatur udara keluar *heat pump* dan daya kompresor dengan nilai ($R^2 = 0,8818$). Hal tersebut menunjukkan bahwa pencapaian temperatur udara keluar yang lebih

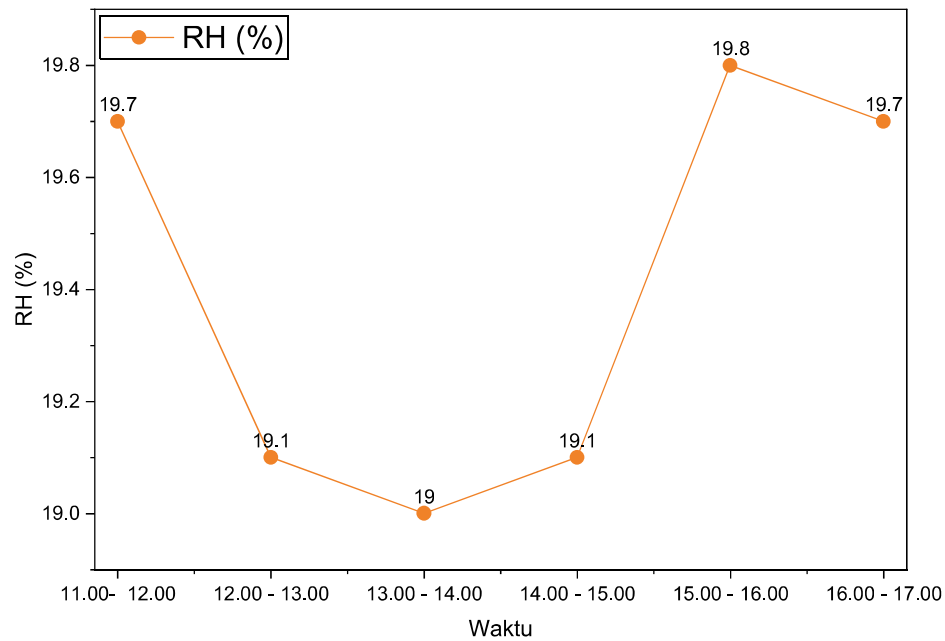
tinggi membutuhkan kondisi kerja kompresor yang lebih besar. Dengan demikian, peningkatan temperatur kondensasi refrigeran akan meningkatkan kemampuan pemanasan kondensor, tetapi pada saat yang sama dapat meningkatkan kebutuhan daya kompresor. Secara keseluruhan, hasil pengujian menunjukkan bahwa *heat pump* mampu meningkatkan temperatur udara dari sekitar 30,7 – 31,5°C menjadi 45,4 – 48,8°C, sehingga sistem menghasilkan udara dengan temperatur yang lebih tinggi dan sesuai dengan prinsip kerja *heat pump* sebagai penyedia udara panas untuk proses pengeringan.

f. Grafik perubahan *RH heat pump* terhadap waktu

Untuk mengetahui perubahan kelembapan udara selama proses pengujian, dilakukan pengamatan terhadap nilai *relative humidity (RH)* pada sisi masuk dan keluar sistem *heat pump*. Hasil pengamatan perubahan *RH* selama periode pengujian ditunjukkan pada Gambar 4.10 dan Gambar 4.11.



Gambar 4.10 Grafik perubahan *RH in heat pump*



Gambar 4.11 Grafik perubahan *RH out heat pump*

Berdasarkan Gambar 4.10 dan Gambar 4.11, *relative humidity* (*RH*) udara mengalami perubahan setelah melewati *heat pump*. *RH* udara masuk berada pada rentang 51 – 54%, sedangkan *RH* udara keluar berada pada rentang 19,0 – 19,8%. Perubahan *RH* udara masuk selama pengujian relatif kecil dengan selisih antara nilai maksimum dan minimum sebesar 3%, sementara *RH* udara keluar hanya mengalami perubahan sebesar 0,8%. Kondisi tersebut menunjukkan bahwa meskipun terdapat perubahan kelembapan udara yang masuk, sistem mampu menghasilkan udara keluar dengan *RH* yang relatif stabil pada kisaran 19 – 20%.

Perbandingan *RH* udara masuk dan keluar menunjukkan adanya penurunan *RH* yang cukup signifikan setelah udara melewati *heat pump*. Penurunan *RH* masing-masing periode pengujian sebesar 32,3%, 32,9%, 33,0%, 31,9%, 32,2%, dan 34,3%, dengan rata-rata penurunan sekitar 32,77 *percentage points*. Penurunan terbesar terjadi pada pukul 16.00–17.00, ketika *RH* udara masuk sebesar 54% dan *RH* udara keluar sebesar 19,7%. Hasil tersebut menunjukkan bahwa sistem mampu menghasilkan udara dengan kelembapan relatif yang jauh lebih rendah dibandingkan kondisi udara masuk.

Penurunan RH pada sistem *heat pump* terjadi melalui kombinasi proses dehumidifikasi dan pemanasan udara. Udara masuk terlebih dahulu mengalami proses pendinginan pada evaporator. Apabila temperatur udara turun hingga mencapai temperatur titik embun, sebagian kandungan uap air mengalami kondensasi sehingga kandungan air dalam udara berkurang. Selanjutnya, udara yang telah mengalami proses dehumidifikasi dipanaskan kembali pada kondensor. Pemanasan tersebut meningkatkan kemampuan udara untuk menampung uap air sehingga, apabila kandungan uap air aktual relatif tetap, nilai RH akan mengalami penurunan. Dengan demikian, rendahnya RH udara keluar tidak hanya disebabkan oleh proses kondensasi pada evaporator, tetapi juga dipengaruhi oleh peningkatan temperatur udara pada kondensor.

Hasil ini dapat dikaitkan dengan data temperatur udara pada Gambar 4.8 dan Gambar 4.9. Temperatur udara masuk berada pada rentang $30,7-31,5^{\circ}\text{C}$, sedangkan temperatur udara keluar meningkat menjadi $45,4-48,8^{\circ}\text{C}$. Peningkatan temperatur tersebut menyebabkan RH udara keluar menjadi lebih rendah. Kondisi paling tinggi terjadi pada pukul 15.00 – 16.00, ketika temperatur udara meningkat dari $31,5^{\circ}\text{C}$ menjadi $48,8^{\circ}\text{C}$, sedangkan RH berubah dari 52% menjadi 19,8%. Kondisi tersebut menunjukkan bahwa *heat pump* tidak hanya meningkatkan temperatur udara, tetapi juga menghasilkan udara dengan kelembapan relatif yang lebih rendah.

Berdasarkan hasil pengujian, sistem *heat pump* mampu menghasilkan udara keluar dengan temperatur $45,4-48,8^{\circ}\text{C}$ dan RH 19,0 – 19,8%. Kondisi tersebut menunjukkan kemampuan sistem dalam menyediakan udara yang lebih panas dan lebih kering dibandingkan udara masuk, sehingga secara prinsip sesuai untuk digunakan sebagai media pengering.

4.7.1 Perhitungan Kinerja Aliran Udara

Laju aliran massa udara dihitung menggunakan persamaan:

$$\dot{m}_u = \rho \times A \times v$$

dengan:

$$\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$$

$$A = 0.0379 \text{ m}^2$$

$$v = 1 \text{ m/s}$$

Substitusi nilai:

$$\dot{m}_u = 1.2 \times 0.0379 \times 1$$

$$\dot{m}_u = 0.0455 \text{ kg/s}$$

Sehingga laju aliran massa udara yang melewati sistem sebesar:

$$\dot{m}_u = 0.0455 \text{ kg/s}$$

Berdasarkan hasil perhitungan menggunakan persamaan laju aliran massa udara, diperoleh nilai sebesar 0,0455 kg/s. Hasil ini menunjukkan bahwa sistem mampu mengalirkan massa udara sebesar 0,0455 kg setiap detik melalui luas penampang aliran yang tersedia. Nilai tersebut diperoleh dari pengaruh massa jenis udara sebesar 1,2 kg/m³, luas penampang sebesar 0,0455 m², dan kecepatan aliran udara sebesar 1 m/s. Besarnya laju aliran massa udara ini menggambarkan kemampuan sistem dalam mendistribusikan udara secara kontinu. Parameter ini penting untuk mengetahui kinerja aliran udara karena berhubungan dengan efektivitas sirkulasi udara serta proses perpindahan panas dalam sistem.

4.7.2 Perpindahan Kalor Udara

Perpindahan kalor udara pada *heat pump* terjadi pada dua tempat, yaitu pada kondensor dan evaporator berdasarkan data pada Gambar 4.5.

- a. Laju perpindahan kalor udara di kondensor

$$\dot{Q}_{u,cond} = \dot{m}_u(h_C - h_B)$$

Dengan:

$$\dot{m}_u = 0.0455 \text{ kg/s}$$

$$h_C = 80 \text{ kJ/kg}$$

$$h_B = 42.9 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{u,cond} = 0.0455(80 - 42.9)$$

$$\dot{Q}_{u,cond} = 1.688 \text{ kW}$$

- b. Laju perpindahan kalor udara di evaporator

Dengan:

$$\dot{Q}_{u,evap} = \dot{m}_u(h_A - h_B)$$

dengan:

$$\dot{m}_u = 0.0455 \text{ kg/s}$$

$$h_A = 68 \text{ kJ/kg}$$

$$h_B = 42.9 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{u,evap} = 0.0455(68 - 42.9)$$

$$\dot{Q}_{u,evap} = 1.142 \text{ kW}$$

Berdasarkan hasil perhitungan, laju perpindahan kalor udara pada kondensor diperoleh sebesar 1,688 kW. Nilai ini menunjukkan jumlah kalor yang dilepaskan oleh udara saat melewati kondensor akibat adanya perbedaan temperatur antara udara masuk dan keluar. Besarnya perpindahan kalor dipengaruhi oleh laju aliran massa udara, kalor jenis udara, serta perubahan temperatur yang terjadi pada kondensor.

Pada evaporator, diperoleh nilai perpindahan kalor udara sebesar 1,142 kW. Nilai ini menunjukkan jumlah kalor yang diserap oleh udara saat melewati evaporator. Perpindahan kalor yang lebih kecil dibandingkan kondensor disebabkan oleh perbedaan temperatur udara masuk dan keluar evaporator yang relatif rendah. Hasil ini menunjukkan bahwa proses pelepasan kalor pada kondensor lebih besar dibandingkan proses penyerapan kalor pada evaporator.

4.7.3 Laju alir massa refrigeran

Laju alir massa refrigeran berguna untuk mengalkulasikan perpindahan kalor pada refrigeran dengan data pada Gambar 4.4.

$$\dot{m}_{ref} = \frac{W_{comp}}{(h_2 - h_1)}$$

Dengan:

$$W_{comp} = 0.34 \text{ kW}$$

$$h_2 = 640 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = 588 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{0.34}{(640 - 588)}$$

$$\dot{m}_{ref} = 0.0065 \text{ kg/s}$$

Berdasarkan hasil perhitungan, diperoleh nilai laju aliran massa refrigeran sebesar 0,0065 kg/s. Nilai ini menunjukkan jumlah massa refrigeran yang mengalir dalam sistem setiap detiknya untuk mendukung proses perpindahan kalor. Perhitungan dilakukan berdasarkan hubungan antara laju aliran massa udara, perubahan entalpi udara, serta perbedaan entalpi refrigeran pada proses pelepasan kalor.

Dari hasil perhitungan diketahui bahwa daya kompresor sebesar 0,34 kW dengan perbedaan entalpi refrigeran sebesar 52 kJ/kg menghasilkan laju aliran massa refrigeran sebesar 0,0065 kg/s. Nilai tersebut menunjukkan kemampuan sistem dalam mensirkulasikan refrigeran selama proses refrigerasi berlangsung. Parameter ini digunakan untuk menentukan kapasitas perpindahan kalor dan mengevaluasi kinerja sistem pendinginan.

4.7.4 Perpindahan kalor dengan laju alir massa refrigeran

Perpindahan kalor refrigeran terjadi pada dua tempat, yaitu pada kondensor dan evaporator, berdasarkan data pada Gambar 4.4 diperoleh hasil pengamatan sebagai berikut:

- a. Perpindahan kalor pada kondensor

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_3)$$

Dengan:

$$\dot{m}_{ref} = 0.0065 \text{ kg/s}$$

$$h_2 = 640 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 335 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{cond} = 0.0065 (640 - 335)$$

$$\dot{Q}_{cond} = 1.982 \text{ kW}$$

Berdasarkan hasil perhitungan, diperoleh nilai laju perpindahan kalor pada kondensor sebesar 1,982 kW. Nilai ini menunjukkan jumlah kalor yang dilepaskan oleh refrigeran saat melewati kondensor akibat adanya penurunan entalpi refrigeran dari 640 kJ/kg menjadi 337 kJ/kg.

Perhitungan tersebut dipengaruhi oleh laju aliran massa refrigeran sebesar 0.0065 kg/s dan perubahan entalpi refrigeran sebesar 305 kJ/kg. Besarnya perpindahan kalor ini menunjukkan kemampuan kondensor dalam membuang panas dari refrigeran ke lingkungan selama proses kondensasi berlangsung. Nilai 1,982 kW dapat digunakan sebagai parameter untuk mengevaluasi kinerja kondensor dalam sistem refrigerasi.

- b. Perpindahan kalor pada evaporator

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_4)$$

Dengan:

$$\dot{m}_{ref} = 0.0065 \text{ kg/s}$$

$$h_1 = 588 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 335 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{evap} = 0.0065(588 - 335)$$

$$\dot{Q}_{evap} = 1.644 \text{ kW}$$

Berdasarkan hasil perhitungan, diperoleh nilai laju perpindahan kalor pada evaporator sebesar 1,644 kW. Nilai ini menunjukkan jumlah kalor yang diserap oleh refrigeran saat melewati evaporator akibat adanya peningkatan entalpi refrigeran dari 335 kJ/kg menjadi 588 kJ/kg. Perhitungan ini dipengaruhi oleh laju aliran massa refrigeran sebesar 0.0065 kg/s dan perubahan entalpi refrigeran sebesar 253 kJ/kg. Nilai perpindahan kalor tersebut menunjukkan kemampuan evaporator dalam menyerap panas dari lingkungan atau ruang yang didinginkan selama proses evaporasi berlangsung, sehingga dapat digunakan sebagai parameter dalam mengevaluasi kinerja sistem refrigerasi.

4.7.5 Penurunan Kelembapan Relatif

Berdasarkan hasil pengukuran diperoleh:

$$RH_{in} = 54\%$$

$$RH_{out} = 19\%$$

Maka:

$$\Delta RH = 54 - 19$$

$$\Delta RH = 35\%$$

Sehingga sistem mampu menurunkan kelembapan relatif udara sebesar:

$$\Delta RH = 35\%$$

Berdasarkan hasil perhitungan, diperoleh penurunan kelembapan relatif udara sebesar 35%. Nilai tersebut menunjukkan bahwa sistem mampu mengurangi kelembapan udara dari kondisi awal sebesar 54% menjadi 19% setelah melewati sistem. Penurunan kelembapan ini terjadi akibat proses pendinginan udara yang menyebabkan sebagian kandungan uap air mengalami kondensasi. Hasil tersebut menunjukkan bahwa sistem memiliki kemampuan dalam mengontrol kelembapan udara, sehingga dapat mendukung tercapainya kondisi udara yang lebih sesuai dengan kebutuhan operasi sistem.

4.7.6 Coefficient of Performance Heat pump

COP *heat pump* dihitung berdasarkan temperatur kerja kompresor dan kondensor.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{W_{comp}}$$

Dengan:

$$\dot{Q}_{cond} = 1.982 \text{ kW}$$

$$W_{comp} = 0.34 \text{ kW}$$

Sehingga:

$$COP = \frac{1.982}{0.34}$$

$$COP = 5.829$$

Maka nilai COP *heat pump* adalah:

$$COP = 5.829$$

Kalor yang dilepaskan oleh refrigeran di kondensor dihitung sebesar 1,982 kW, sedangkan kerja kompresor didapatkan dari hasil pengamatan yaitu sebesar 0,34 kW. Hasil substitusi nilai keduanya ke dalam persamaan menghasilkan nilai COP sebesar 5,829.

Nilai tersebut menunjukkan bahwa setiap 1 kJ energi yang digunakan oleh kompresor mampu menghasilkan sekitar 5,829 kJ energi panas pada kondensor. Dengan demikian, *heat pump* yang dirancang memiliki performa yang baik karena nilai COP lebih besar dari satu, sehingga energi panas yang dihasilkan jauh lebih besar dibandingkan energi listrik yang dikonsumsi kompresor. Hal ini menunjukkan bahwa sistem mampu memanfaatkan kalor dari lingkungan secara efektif melalui siklus kompresi uap.

4.7.7 Condensate Water

Condensate water merupakan air hasil proses kondensasi uap air yang terdapat pada udara ketika melewati permukaan evaporator dengan temperatur lebih rendah dari temperatur titik embun (*dew point*). Pada sistem *heat pump* atau sistem refrigerasi, udara yang bersentuhan dengan evaporator akan mengalami penurunan temperatur sehingga kandungan uap air dalam udara berubah fase menjadi cair dan terbentuk air kondensat.

$$CW_m = \frac{CW_{total}}{waktu\ pengujian}$$

Di mana:

CW_{total} = Udara total yang terkondensasi (gram) = 1308 gram

CW_m = Laju kondensasi udara (gr/m)

waktu pengujian = 6 jam = 360 menit

$$CW_m = \frac{1308}{360}$$

$$CW_m = 3.63\ \text{gr/m}$$

Berdasarkan hasil perhitungan, diperoleh nilai laju kondensasi udara (CW_m) sebesar 3,63 gr/menit. Nilai ini menunjukkan jumlah air kondensat yang terbentuk setiap menit selama proses pengujian berlangsung. Perhitungan dilakukan berdasarkan total air yang terkondensasi sebesar 1308 gram dengan waktu pengujian selama 360 menit.

Pembentukan air kondensat terjadi karena udara yang melewati evaporator mengalami penurunan temperatur hingga berada di bawah titik embun (*dew point*), sehingga uap air dalam udara berubah fase menjadi cair. Nilai laju kondensasi tersebut menunjukkan kemampuan sistem dalam mengurangi kandungan uap air di udara melalui proses pendinginan, sehingga dapat menjadi indikator kinerja sistem dalam mengendalikan kelembapan udara.

4.8 Perbandingan Perhitungan Desain dan Aktual

Perbandingan perhitungan desain dengan hasil aktual disajikan dalam Tabel 4.15.

Tabel 4.15 Perbandingan data desain dan aktual

No.	Keterangan	Aktual	Desain
1.	Laju alir massa udara ($\dot{m}_u$)	0,0455 kg/s	0,0455 kg/s
2.	Laju perpindahan kalor udara di kondensor	1,688 kW	1,007 kW
3.	Laju perpindahan kalor udara di evaporator	1,142 kW	0,366 kW
4.	Laju alir massa refrigeran ($\dot{m}_{ref}$)	0,0065 kg/s	0,00271 kg/s

Lanjutan Tabel 4.15 Perbandingan data desain dan aktual

No.	Keterangan	Aktual	Desain
5.	Laju perpindahan kalor pada kondensor	1,982 kW	1,008 kW
6.	Laju perpindahan kalor pada evaporator	1,644 kW	0,696 kW
7.	Temperatur udara keluar pompa kalor	48,4 °C	40 °C
8.	Temperatur udara masuk pompa kalor	30,7 °C	22 °C

Berdasarkan Tabel 4.15, terdapat perbandingan antara parameter desain dan hasil aktual dari sistem *heat pump*. Secara umum, nilai aktual menunjukkan hasil yang lebih tinggi dibandingkan nilai desain pada sebagian besar parameter. Laju aliran massa udara aktual sebesar 0,0455 kg/s memiliki besar yang sama dibandingkan desain sebesar 0,0455 kg/s, pada laju perpindahan kalor udara pada kondensor dan evaporator juga mengalami peningkatan. Laju perpindahan kalor udara pada kondensor meningkat dari nilai desain 1,007 kW menjadi 1,688 kW, sedangkan pada evaporator meningkat dari 0,366 kW menjadi 1,142 kW.

Peningkatan juga terjadi pada laju aliran massa refrigeran, yaitu dari 0,00271 kg/s pada desain menjadi 0,0065 kg/s pada kondisi aktual. Hal ini menyebabkan laju perpindahan kalor refrigeran pada kondensor dan evaporator lebih besar dibandingkan nilai desain. Laju perpindahan kalor pada kondensor meningkat menjadi 1,982 kW dari 1,008 kW, sedangkan pada evaporator meningkat menjadi 1,644 kW dari 0,696 kW. Selain itu, temperatur udara keluar *heat pump* pada kondisi aktual mencapai 48,8 °C, lebih tinggi dibandingkan temperatur desain sebesar 40 °C, sementara temperatur udara masuk relatif mendekati kondisi desain.

Perbedaan antara kondisi aktual dan desain dapat disebabkan oleh variasi kondisi operasi saat pengujian, seperti perubahan laju aliran udara, kondisi lingkungan, serta karakteristik komponen yang digunakan. Secara keseluruhan, hasil aktual menunjukkan bahwa sistem *heat pump* mampu menghasilkan performa pemanasan yang lebih baik dibandingkan dengan nilai desain, ditunjukkan oleh peningkatan kapasitas perpindahan kalor dan temperatur udara keluar.

4.9 Perbandingan Hasil Proyek Akhir dengan Penelitian Terdahulu

Hasil penelitian pada sistem pompa kalor yang dikembangkan menunjukkan kesesuaian dengan karakteristik kinerja *heat pump dryer* yang dilaporkan oleh (Aktaş et al., 2017). Pada proyek akhir ini, sistem dirancang menghasilkan udara pengering dengan temperatur 40 – 45 °C dan *RH* 25 – 30% sebagai target desain, sedangkan hasil pengujian menunjukkan temperatur udara keluar berkisar 45,4 – 48,8 °C dengan *RH* udara keluar sekitar 19% serta nilai *Coefficient of Performance* (COP) sebesar 5,829.

(Aktaş et al., 2017) melaporkan bahwa sistem *heat pump dryer* bekerja pada temperatur udara pengering sekitar 35 – 55 °C dengan kecepatan udara 0,2 – 0,6 m/s, serta mengevaluasi kinerja sistem menggunakan parameter kapasitas pemanasan kondensor, COP, efisiensi energi, dan analisis eksergi. Selain itu, kapasitas pemanasan kondensor dihitung menggunakan perubahan temperatur udara yang melewati kondensor, sedangkan COP ditentukan dari perbandingan antara kapasitas pemanasan kondensor terhadap daya kompresor.

Dari sisi performa udara pengering, temperatur udara keluar yang diperoleh pada proyek akhir ini telah berada dalam rentang temperatur operasi yang digunakan oleh (Aktaş et al., 2017), sehingga menunjukkan bahwa sistem mampu menyediakan udara panas yang sesuai untuk aplikasi pengeringan. Meskipun *RH* aktual masih lebih tinggi dibandingkan target desain, udara keluar tetap mengalami proses dehumidifikasi yang signifikan sehingga memiliki kemampuan menyerap uap air dari bahan yang dikeringkan. Hal ini menunjukkan bahwa prototipe yang dikembangkan telah memiliki karakteristik operasi yang sejalan dengan konsep *heat pump dryer*, meskipun masih terdapat peluang peningkatan performa dehumidifikasi agar kondisi udara pengering mendekati nilai desain.