

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Analisa Data

4.1.1 Data Hasil Penelitian

Pada saat melakukan pengambilan data, tekanan atmosfer sebesar 96,392 kPa. Adapun variasi yang digunakan saat pengambilan data adalah variasi temperatur udara sebelum memasuki evaporator sebesar 31 ; 33 ; 36 ; 38°C dan variasi kelembaban udara sebelum memasuki evaporator sebesar 73 ; 77 ; 81 %. Dan data-data yang diperoleh ditunjukkan pada tabel 4.1 dan 4.2 sebagai berikut :

Tabel 4.1 Data hasil pengujian dengan variasi temperatur udara

| Temperatur Udara (°C) | Waktu (menit) | T_{DA} (°C) | T_{WA} (°C) | T_{DB} (°C) | T_{WB} (°C) | T_1 (°C) | T_2 (°C) | T_3 (°C) | T_4 (°C) | P_1 (kPa) | P_3 (kPa) |
|-----------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|------------|------------|------------|------------|-------------|-------------|
| 31 | 5 | 33 | 31 | 19 | 18 | 16,55 | 50,95 | 42,4 | 14,5 | 430 | 1155 |
| 33 | 5 | 36 | 33 | 21,5 | 20,5 | 18,95 | 61,5 | 43,55 | 15,45 | 485 | 1190 |
| 36 | 5 | 38 | 36 | 24 | 22,5 | 21,45 | 68,1 | 44,3 | 17,65 | 545 | 1220 |
| 38 | 5 | 42 | 38 | 26 | 24,5 | 23,95 | 70,5 | 46,1 | 19,3 | 605 | 1295 |

Tabel 4.2 Data hasil pengujian dengan variasi kelembaban udara

| Kelembaban Udara (%) | Waktu (menit) | T_{DA} (°C) | T_{WA} (°C) | T_{DB} (°C) | T_{WB} (°C) | T_1 (°C) | T_2 (°C) | T_3 (°C) | T_4 (°C) | P_1 (kPa) | P_3 (kPa) |
|----------------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|------------|------------|------------|------------|-------------|-------------|
| 73 | 5 | 35,5 | 32 | 20,5 | 19,5 | 16,45 | 51,75 | 42 | 13,85 | 470 | 1155 |
| 77 | 5 | 36 | 33 | 21 | 20 | 18,65 | 59,9 | 43,45 | 15,45 | 505 | 1195 |
| 81 | 5 | 36,5 | 34 | 25 | 23,5 | 22 | 67,25 | 44,75 | 18,4 | 535 | 1237,5 |

dimana :

T_{DA} = temperatur udara kering sebelum masuk ke evaporator (°C)

T_{WA} = temperatur udara basah sebelum masuk ke evaporator (°C)

T_{DB} = temperatur udara kering setelah keluar dari evaporator (°C)

T_{WB} = temperatur udara basah setelah keluar dari evaporator (°C)

T_1 = temperatur refrigeran setelah keluar dari evaporator (°C)

T_2 = temperatur refrigeran setelah keluar dari kompresor (°C)

T_3 = temperatur refrigeran setelah keluar dari kondensor (°C)

T_4 = temperatur refrigeran sebelum masuk ke evaporator (°C)

P_1 = tekanan refrigeran setelah keluar dari evaporator (kPa)

P_3 = tekanan refrigeran setelah keluar dari kondensor (kPa)

Data hasil penelitian selengkapnya ditunjukkan pada tabel data hasil penelitian di lampiran 1.

4.1.2 Perhitungan Data

Perhitungan data dilakukan untuk mencari nilai dari besaran-besaran yang diperlukan guna menentukan unjuk kerja dari mesin pendingin. Pada perhitungan data ini akan ditunjukkan data dari hasil penelitian dengan variasi temperatur 31°C, dimana data yang dicantumkan merupakan hasil rata-rata dari 2 kali pengambilan data.

- a. Temperatur udara kering sebelum masuk ke evaporator, $T_{DA} = 33^\circ\text{C}$
- b. Temperatur udara basah sebelum masuk ke evaporator, $T_{WA} = 31^\circ\text{C}$
- c. Temperatur udara kering setelah keluar dari evaporator, $T_{DB} = 19^\circ\text{C}$
- d. Temperatur udara basah setelah keluar dari evaporator, $T_{WB} = 18^\circ\text{C}$
- e. Temperatur refrigeran setelah keluar dari evaporator, $T_1 = 16,55^\circ\text{C}$
- f. Temperatur refrigeran setelah keluar dari kompresor, $T_2 = 50,95^\circ\text{C}$
- g. Temperatur refrigeran setelah keluar dari kondensor, $T_3 = 42,4^\circ\text{C}$
- h. Temperatur refrigeran sebelum masuk ke evaporator, $T_4 = 14,5^\circ\text{C}$
- i. Tekanan refrigeran setelah keluar dari evaporator, $P_1 = 430 \text{ kPa}$
- j. Tekanan refrigeran setelah keluar dari kondensor, $P_3 = 1155 \text{ kPa}$
- k. Tekanan atmosfer saat pengambilan data, $P_{atm} = 96,392 \text{ kPa}$

Proses perhitungan :

1. Perhitungan entalpi udara

diketahui :

$$T_{DA} = 33^\circ\text{C}$$

$$T_{DB} = 19^\circ\text{C}$$

$$T_{WA} = 31^\circ\text{C}$$

$$T_{WB} = 18^\circ\text{C}$$

Entalpi udara dapat dicari dengan menggunakan diagram psikrometri dengan menggunakan temperatur bola basah dan temperatur bola kering sebagai acuan, sehingga didapatkan entalpi udara :

$$h_A = 124,908 \text{ kJ/kg}$$

$$h_B = 68,617 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} q_{1(\text{udara})} &= 134,908 \text{ kJ/kg} - 68,617 \text{ kJ/kg} \\ &= 56,291 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

dengan :

$$h_A = \text{entalpi udara sebelum masuk ke evaporator (kJ/kg)}$$

$$h_B = \text{entalpi udara setelah keluar dari evaporator (kJ/kg)}$$

$q_{1(\text{udara})}$ = entalpi udara yang diserap oleh refrigeran (kJ/kg)

Tabel 4.3 Entalpi udara dari hasil pengujian dengan variasi temperatur udara

| Temperatur Udara (°C) | h_A (kJ/kg) | h_B (kJ/kg) | $q_{1(\text{udara})}$ (kJ/kg) |
|-----------------------|---------------|---------------|-------------------------------|
| 31 | 124,908 | 68,617 | 56,291 |
| 33 | 130,3548 | 77,921 | 52,434 |
| 36 | 140,265 | 84,434 | 55,831 |
| 38 | 146,34 | 94,203 | 52,137 |

Tabel 4.4 Entalpi udara dari hasil pengujian dengan variasi kelembaban udara

| Kelembaban Udara (%) | h_A (kJ/kg) | h_B (kJ/kg) | $q_{1(\text{udara})}$ (kJ/kg) |
|----------------------|---------------|---------------|-------------------------------|
| 73 | 129,159 | 74,432 | 54,727 |
| 77 | 130,441 | 75,8276 | 54,6134 |
| 81 | 138,3988 | 88,388 | 50,0108 |

2. Perhitungan massa alir udara setelah keluar dari evaporator (\dot{m}_B).

Untuk menghitung laju alir massa yang mengalir di *duct* digunakan persamaan 4-1 berikut :

$$\dot{m}_B = \frac{A \cdot v}{V_B} \quad (4-1)$$

dengan :

\dot{m}_B = massa alir udara setelah keluar dari evaporator (kg/s)

A = luas penampang *duct* (m²)

v = kecepatan udara yang mengalir di *duct* (m/s)

V_B = volume spesifik udara setelah keluar dari evaporator (m³/kg)

diketahui :

$$A = 0,00502 \text{ m}^2$$

$$v = 13,03 \text{ m/s}$$

$V_B = 0,849048 \text{ m}^3/\text{kg}$, didapat dari diagram psikrometri udara dengan T_{DB} dan T_{WB} sebagai acuan

maka :

$$\begin{aligned} \dot{m}_B &= \frac{0,00502 \times 13,03}{0,849048} \\ &= 0,07763 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

3. Perhitungan massa alir air kondensasi (\dot{m}_{con})

Untuk menghitung massa alir dari air kondensasi digunakan persamaan berikut:

$$\dot{m}_{con} = \frac{Q_{con}}{V_{con}} \quad (4-2)$$

dengan :

\dot{m}_{con} = massa alir air kondensasi (kg/s)

Q_{con} = debit air kondensasi (m³/s)

V_{con} = volume spesifik air kondensasi (m³/kg)

diketahui :

$T_{con} = 27,5^{\circ}\text{C}$

$Q_{con} = 55 \text{ ml/menit}$

$V_{con} = 0,0010035 \text{ m}^3/\text{kg}$, didapat dari tabel properti H₂O dengan T_{con} sebagai acuan

maka :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{con} &= \frac{\frac{55}{5 \times 60 \times 10^6} \text{ m}^3/\text{s}}{0,0010035 \text{ m}^3/\text{kg}} \\ &= 0,000182694 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

4. Perhitungan massa alir udara sebelum memasuki evaporator (\dot{m}_A).

Untuk menghitung massa alir udara sebelum memasuki evaporator digunakan persamaan 4-3 berikut :

$$\dot{m}_A = \dot{m}_B + \dot{m}_{con} \quad (4-3)$$

dengan :

\dot{m}_A = massa alir udara sebelum memasuki evaporator (kg/s)

\dot{m}_B = massa alir udara setelah keluar dari evaporator (kg/s)

\dot{m}_{con} = massa alir air kondensasi (kg/s)

diketahui :

$\dot{m}_B = 0,07763 \text{ kg/s}$

$\dot{m}_{con} = 0,000182694 \text{ kg/s}$

maka :

$$\begin{aligned} \dot{m}_A &= 0,077509 + 0,000182694 \\ &= 0,077813 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Tabel 4.5 Massa alir udara pada pengujian dengan variasi temperatur udara

| Temperatur Udara (°C) | \dot{m}_A (kg/s) | \dot{m}_B (kg/s) | \dot{m}_{con} (kg/s) |
|-----------------------|--------------------|--------------------|------------------------|
| 31 | 0,077813 | 0,07763 | 0,000182694 |
| 33 | 0,076848 | 0,076665 | 0,000215932 |
| 36 | 0,076125 | 0,075943 | 0,000232496 |
| 38 | 0,075309 | 0,075126 | 0,00023252 |

Tabel 4.6 Massa alir udara pada pengujian dengan variasi kelembaban udara

| Kelembaban Udara (%) | \dot{m}_A (kg/s) | \dot{m}_B (kg/s) | \dot{m}_{con} (kg/s) |
|----------------------|--------------------|--------------------|------------------------|
| 73 | 0,077342 | 0,077059 | 0,000282401 |
| 77 | 0,077143 | 0,076777 | 0,000365461 |
| 81 | 0,075991 | 0,075559 | 0,000431779 |

5. Perhitungan entalpi campuran

Refrigeran LPG merupakan campuran dari dua komponen, yaitu propana dan butana. Karena itu, untuk menentukan nilai entalpi dari refrigeran LPG digunakan rumus entalpi campuran, seperti pada persamaan 4-4 berikut :

$$h_m = \sum_{i=1}^k m f_i h_i \quad (4-4)$$

dengan :

h_m = entalpi refrigeran campuran (kJ/kg)
 h_i = entalpi zat yang dicampur (kJ/kg)
 $m f_i$ = fraksi massa campuran

a. Nilai mol dari masing-masing komponen LPG

Diketahui :

Massa refrigeran LPG = 300 gram

LPG memiliki kandungan propana-butana (50:50%)

Untuk mencari nilai mol dari suatu komponen digunakan persamaan 4-5 berikut:

$$Mol = \frac{m}{Mr} \quad (4-5)$$

dengan :

m = massa komponen (gram)
 Mr = molekul relatif komponen

- Propana (C_3H_8) = 50% ; $Mr = 44$; massa = 150 gram

$$Mol \text{ propana} = \frac{150}{44} = 3,409$$

- Butana (C_4H_{10}) = 50% ; $M_r = 58$; massa = 150 gram

$$\text{Mol butana} = \frac{150}{58} = 2,586$$

- Mol campuran

$$\text{Mol campuran} = 3,409 + 2,586 = 5,995$$

b. Tekanan absolut (P_{absolut})

Tekanan atmosfer saat pengambilan data = 96,392 kPa

- $P_{1(\text{absolut})} = P_1 + P_{\text{atmosfer}}$
 $= 430 \text{ kPa} + 96,392 \text{ kPa}$
 $= 526,392 \text{ kPa}$

- $P_{3(\text{absolut})} = P_3 + P_{\text{atmosfer}}$
 $= 1155 \text{ kPa} + 96,392 \text{ kPa}$
 $= 1251,392 \text{ kPa}$

c. Tekanan parsial refrigeran setelah keluar dari evaporator ($P_{1(\text{parsial})}$)

Untuk menentukan nilai dari tekanan parsial dari suatu komponen digunakan persamaan 4-6 sebagai berikut :

$$\frac{P_{\text{parsial}}}{P_{\text{absolut}}} = \frac{\text{mol komponen}}{\text{mol campuran}} \quad (4-6)$$

dengan :

P_{parsial} = tekanan parsial suatu komponen (kPa)

P_{absolut} = tekanan absolut (kPa)

- Tekanan parsial propana

$$P_{1(\text{parsial})} = \frac{3,409}{5,995} \times 526,392 = 299,306 \text{ kPa}$$

- Tekanan parsial butana

$$P_{1(\text{parsial})} = \frac{2,586}{5,995} \times 526,392 = 227,086 \text{ kPa}$$

d. Tekanan parsial refrigeran setelah keluar dari kondensor ($P_{3(\text{parsial})}$)

- Tekanan parsial propana

$$P_{3(\text{parsial})} = \frac{3,409}{5,995} \times 1251,392 = 711,541 \text{ kPa}$$

- Tekanan parsial butana

$$P_{3(\text{parsial})} = \frac{2,586}{5,995} \times 1251,392 = 539,851 \text{ kPa}$$

Tabel 4.7 Tekanan parsial komponen LPG pada pengujian dengan variasi temperatur udara

| Temperatur Udara (°C) | Tekanan Refrigeran (kPa) | | | |
|-----------------------|--------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| | Propana | | Butana | |
| | P _{1(parsial)} | P _{3(parsial)} | P _{1(parsial)} | P _{3(parsial)} |
| 31 | 299,306 | 711,541 | 227,086 | 539,851 |
| 33 | 330,579 | 731,442 | 250,813 | 554,950 |
| 36 | 364,695 | 748,500 | 276,697 | 567,892 |
| 38 | 398,811 | 791,145 | 302,581 | 600,247 |

Tabel 4.8 Tekanan parsial komponen LPG pada pengujian dengan variasi kelembaban udara

| Kelembaban Udara (%) | Tekanan Refrigeran (kPa) | | | |
|----------------------|--------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| | Propana | | Butana | |
| | P _{1(parsial)} | P _{3(parsial)} | P _{1(parsial)} | P _{3(parsial)} |
| 73 | 322,050 | 711,541 | 244,342 | 539,851 |
| 77 | 341,951 | 734,285 | 259,441 | 557,107 |
| 81 | 359,009 | 758,451 | 272,383 | 575,441 |

e. Nilai entalpi campuran

Dengan memasukkan nilai tekanan parsial disetiap titik ke dalam diagram tekanan-entalpi (P-h) dari masing-masing komponen, maka didapatkan nilai entalpi sebagai berikut :

- Di titik 1 (setelah keluar dari evaporator)

$$h_{\text{propana}} = 604 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{butana}} = 612 \text{ kJ/kg}$$

- Di titik 2 (setelah keluar dari kompresor)

$$h_{\text{propana}} = 653 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{butana}} = 655 \text{ kJ/kg}$$

- Di titik 3 (setelah keluar dari kondensor)

$$h_{\text{propana}} = 235 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{butana}} = 322 \text{ kJ/kg}$$

- Di titik 4 (setelah keluar dari katup ekspansi)

Pada katup ekspansi terjadi penurunan tekanan dan temperatur secara isoentalpi, sehingga besarnya nilai entalpi pada titik 3 dan 4 adalah sama.

$$h_3 = h_4$$

Tabel 4.9 Entalpi propana dan butana pada pengujian dengan variasi temperatur udara

| Temperatur Udara (°C) | Entalpi Refrigeran (kJ/kg) | | | | | | | |
|-----------------------|----------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| | Propana | | | | Butana | | | |
| | h ₁ | h ₂ | h ₃ | h ₄ | h ₁ | h ₂ | h ₃ | h ₄ |
| 31 | 604 | 653 | 235 | 235 | 612 | 655 | 322 | 322 |
| 33 | 607 | 677 | 240 | 240 | 618 | 673 | 330 | 330 |
| 36 | 610 | 683 | 243 | 243 | 620 | 682 | 334 | 334 |
| 38 | 615 | 690 | 250 | 250 | 622 | 687 | 340 | 340 |

Tabel 4.10 Entalpi propana dan butana pada pengujian dengan variasi kelembaban udara

| Kelembaban Udara (%) | Entalpi Refrigeran (kJ/kg) | | | | | | | |
|----------------------|----------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| | Propana | | | | Butana | | | |
| | h ₁ | h ₂ | h ₃ | h ₄ | h ₁ | h ₂ | h ₃ | h ₄ |
| 73 | 609 | 655 | 228 | 228 | 615 | 650 | 325 | 325 |
| 77 | 612 | 675 | 233 | 233 | 618 | 669 | 330 | 330 |
| 81 | 618 | 685 | 244 | 244 | 620 | 682 | 335 | 335 |

Dengan menggunakan persamaan 4-4, nilai entalpi LPG dapat dihitung seperti berikut :

$$h_{1(LPG)} = (0,5 \times 604) + (0,5 \times 612) = 608 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2(LPG)} = (0,5 \times 653) + (0,5 \times 655) = 654 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{3(LPG)} = (0,5 \times 235) + (0,5 \times 322) = 278,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{4(LPG)} = 278,5 \text{ kJ/kg}$$

Tabel 4.11 Entalpi refrigeran LPG pada pengujian dengan variasi temperatur udara

| Temperatur Udara (°C) | Entalpi Campuran (kJ/kg) | | | |
|-----------------------|--------------------------|----------------|----------------|----------------|
| | h ₁ | h ₂ | h ₃ | h ₄ |
| 31 | 608 | 654 | 278,5 | 278,5 |
| 33 | 612,5 | 675 | 285 | 285 |
| 36 | 615 | 682,5 | 288,5 | 288,5 |
| 38 | 618,5 | 688,5 | 295 | 295 |

Tabel 4.12 Entalpi refrigeran LPG pada pengujian dengan variasi kelembaban udara

| Kelembaban Udara (%) | Entalpi Campuran (kJ/kg) | | | |
|----------------------|--------------------------|----------------|----------------|----------------|
| | h ₁ | h ₂ | h ₃ | h ₄ |
| 73 | 612 | 652,5 | 276,5 | 276,5 |
| 77 | 615 | 672 | 281,5 | 281,5 |
| 81 | 619 | 683,5 | 289,5 | 289,5 |

6. Perhitungan efek refrigerasi

Nilai efek refrigerasi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 4-7 seperti berikut :

$$q_1 = h_1 - h_4 \quad (4-7)$$

dengan :

q_1 = efek refrigerasi (kJ/kg)

h_1 = entalpi refrigeran setelah keluar evaporator (kJ/kg)

h_4 = entalpi refrigeran sebelum masuk evaporator (kJ/kg)

diketahui :

h_1 = 608 kJ/kg

h_4 = 278,5 kJ/kg

sehingga efek refrigerasi :

$$\begin{aligned} q_1 &= 608 \text{ kJ/kg} - 278,5 \text{ kJ/kg} \\ &= 329,5 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

7. Perhitungan kerja kompresi

Nilai kerja kompresi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 4-8 seperti berikut :

$$w = h_2 - h_1 \quad (4-8)$$

dengan :

w = kerja kompresi (kJ/kg)

h_2 = entalpi refrigeran setelah keluar kompresor (kJ/kg)

h_1 = entalpi refrigeran sebelum masuk kompresor (kJ/kg)

diketahui :

h_2 = 654 kJ/kg

h_1 = 608 kJ/kg

sehingga kerja kompresi :

$$\begin{aligned} w &= 654 \text{ kJ/kg} - 608 \text{ kJ/kg} \\ &= 46 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

8. Perhitungan massa alir refrigeran (\dot{m}_{ref})

Massa alir refrigeran dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 4-9 seperti berikut :

$$\dot{m}_{ref} = \frac{W_{comp}}{w} \quad (4-9)$$

dengan :

\dot{m}_{ref} = massa alir refrigeran (kg/s)

W_{comp} = daya kompresor (kW)
 w = kerja kompresi (kJ/kg)

diketahui :

$$W_{comp} = 1,120 \text{ kW} \times 80\% = 0,896 \text{ kW}$$

$$w = 46 \text{ kJ/kg}$$

maka :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{ref} &= \frac{0,896}{46} \\ &= 0,019478 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Tabel 4.13 Massa alir refrigeran pada pengujian dengan variasi temperatur udara

| Temperatur Udara (°C) | \dot{m}_{ref} (kg/s) |
|-----------------------|------------------------|
| 31 | 0,01947826 |
| 33 | 0,014336 |
| 36 | 0,01327407 |
| 38 | 0,0128 |

Tabel 4.14 Massa alir refrigeran pada pengujian dengan variasi kelembaban udara

| Kelembaban Udara (%) | \dot{m}_{ref} (kg/s) |
|----------------------|------------------------|
| 73 | 0,02212346 |
| 77 | 0,0157193 |
| 81 | 0,01389147 |

9. Perhitungan kapasitas refrigerasi teoritis ($Q_{ref\text{teoritis}}$)

Untuk menghitung $Q_{ref\text{teoritis}}$ digunakan persamaan 4-10 berikut :

$$Q_{ref\text{teoritis}} = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_4) \quad (4-10)$$

dengan :

$Q_{ref\text{teoritis}}$ = kapasitas refrigerasi teoritis (kW)

\dot{m}_{ref} = massa alir refrigeran (kg/s)

h_1 = entalpi refrigeran setelah keluar evaporator (kJ/kg)

h_4 = entalpi refrigeran sebelum masuk evaporator (kJ/kg)

diketahui :

$$\dot{m}_{ref} = 0,019478 \text{ kg/s}$$

$$h_1 = 608 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 278,5 \text{ kJ/kg}$$

maka :

$$\begin{aligned} Q_{ref_{teoritis}} &= 0,019478 \times (608 - 278,5) \\ &= 6,418 \text{ kW} \end{aligned}$$

10. Perhitungan koefisien prestasi ideal (COP_{ideal})

Untuk menghitung COP_{ideal} digunakan persamaan 4-11 berikut :

$$COP_{ideal} = \frac{q_1}{W} \quad (4-11)$$

diketahui :

$$q_1 = 329,5 \text{ kJ/kg}$$

$$w = 46 \text{ kJ/kg}$$

sehingga koefisien prestasi :

$$\begin{aligned} COP_{ideal} &= \frac{329,5}{46} \\ &= 7,16 \end{aligned}$$

11. Perhitungan kapasitas refrigerasi aktual ($Q_{ref_{aktual}}$)

Untuk menghitung $Q_{ref_{aktual}}$ digunakan persamaan 4-12 berikut :

$$Q_{ref_{aktual}} = \dot{m}_A \cdot h_A - (\dot{m}_B \cdot h_B + \dot{m}_{con} \cdot h_{con}) \quad (4-12)$$

dengan :

$Q_{ref_{aktual}}$ = kapasitas refrigerasi aktual (kW)

\dot{m}_A = massa alir udara sebelum memasuki evaporator (kg/s)

h_A = entalpi udara sebelum masuk ke evaporator (kJ/kg)

\dot{m}_B = massa alir udara setelah keluar dari evaporator (kg/s)

h_B = entalpi udara setelah keluar dari evaporator (kJ/kg)

\dot{m}_{con} = massa alir air kondensasi (kg/s)

h_{con} = entalpi air kondensasi (kJ/kg)

diketahui :

$$\dot{m}_A = 0,07781 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_B = 0,07763 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{con} = 0,000182694 \text{ kg/s}$$

$$h_A = 124,908 \text{ kJ/kg}$$

$$h_B = 68,617 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{con} = 115,28 \text{ kJ/kg, didapat dari tabel properti H}_2\text{O dengan } T_{con} \text{ sebagai acuan}$$

maka :

$$\begin{aligned} Q_{ref_{aktual}} &= 0,07781 \times 124,908 - ((0,07763 \times 68,617) + (0,000182694 \times 115,28)) \\ &= 4,37 \text{ kW} \end{aligned}$$

12. Perhitungan koefisien prestasi aktual (COP_{aktual})

Untuk menghitung COP_{aktual} digunakan persamaan 4-13 berikut :

$$COP_{aktual} = \frac{Q_{ref\ aktual}}{W_{comp}} \quad (4-13)$$

dengan :

$Q_{ref\ aktual}$ = kapasitas pendinginan aktual (kW)

W_{comp} = daya kompresor (kW)

diketahui :

$Q_{ref\ aktual} = 4,37$ kW

$W_{comp} = 1,120$ kW x 80% = 0,896 kW

maka :

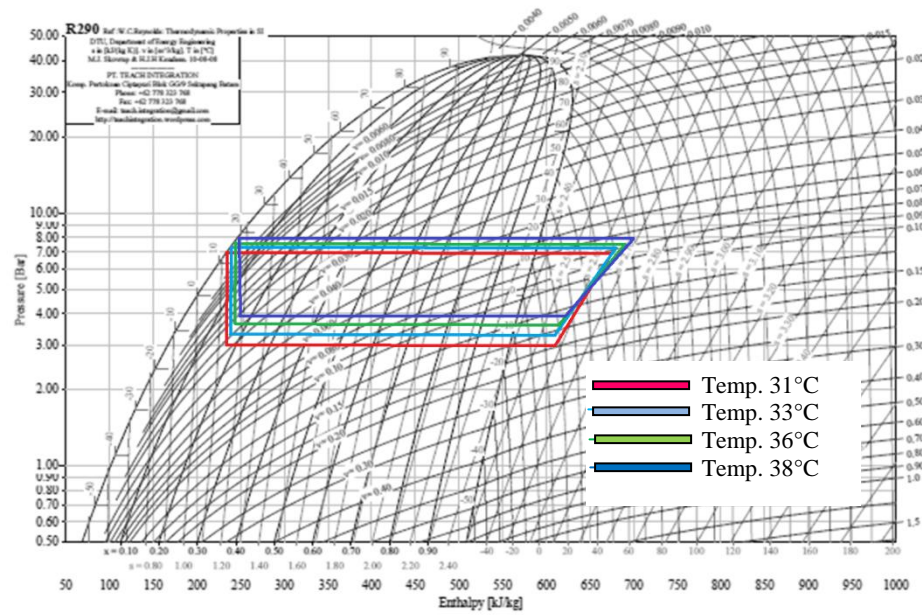
$$\begin{aligned} COP_{aktual} &= \frac{4,37}{0,896} \\ &= 4,87 \end{aligned}$$

4.1.3 Data Hasil Perhitungan

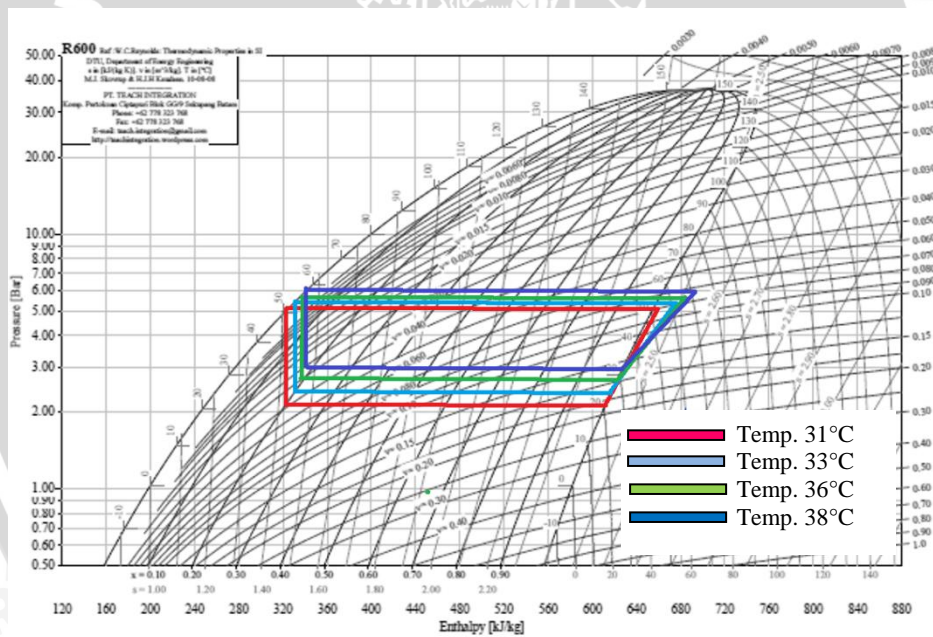
Data hasil perhitungan selengkapnya ditunjukkan pada tabel data hasil perhitungan di lampiran 2.

4.2. Hasil dan Pembahasan

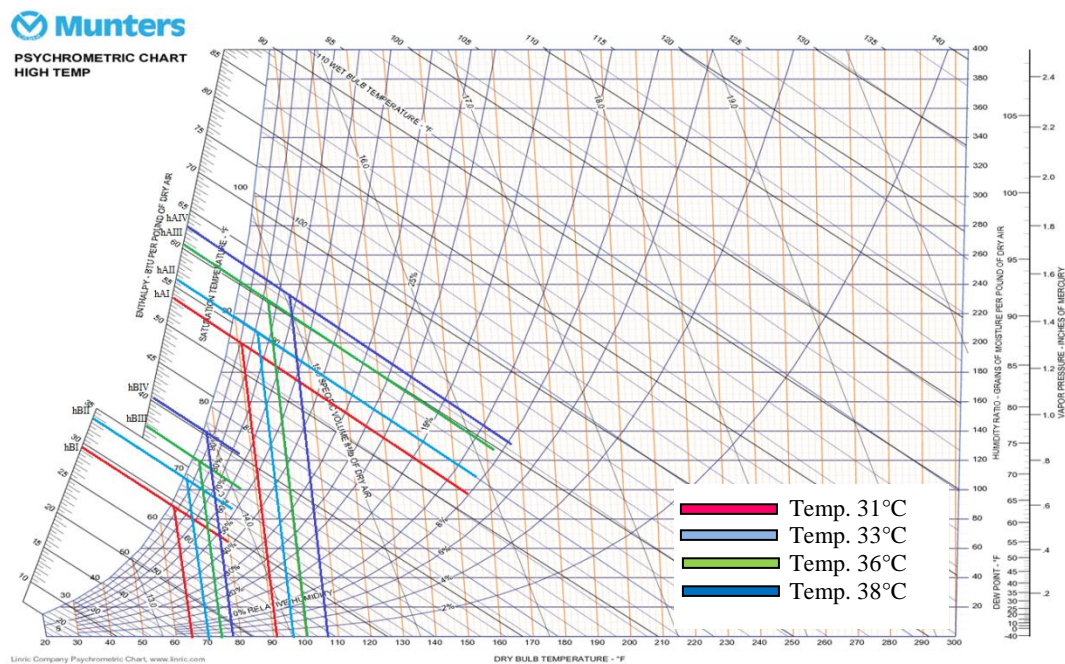
Variabel bebas yang digunakan dalam penelitian ini ada dua variabel, yang pertama adalah temperatur udara sebelum memasuki evaporator yang nilainya dapat divariasikan dengan mengatur daya dari *heater* dengan tujuan memberikan efek pemanasan pada udara yang mengalir di dalam *duct*. Sedangkan variabel bebas yang kedua adalah kelembaban udara sebelum memasuki evaporator yang nilainya dapat divariasikan dengan mengatur daya dari *boiler* dengan tujuan supaya uap dari boiler bercampur dengan udara yang mengalir dari di dalam dalam *duct* sebelum memasuki evaporator. Dari data yang diperoleh, peneliti menggunakan diagram tekanan-entalpi (P-h) untuk mengetahui nilai entalpi dari setiap masing-masing gas dan diagram psikrometri untuk mengetahui nilai entalpi udara yang melewati evaporator. Diagram P-h dan psikrometri ditunjukkan pada gambar 4-1 hingga gambar 4-6 sebagai berikut :



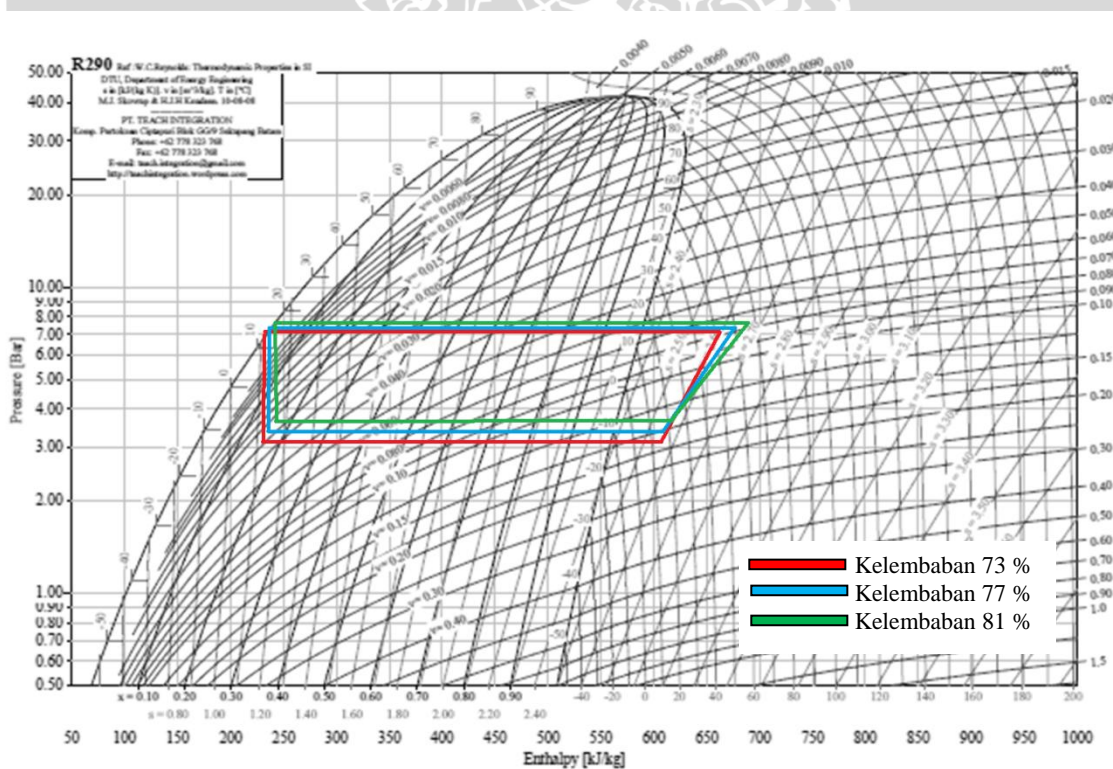
Gambar 4.1. Diagram P-h propana dengan variasi temperatur udara



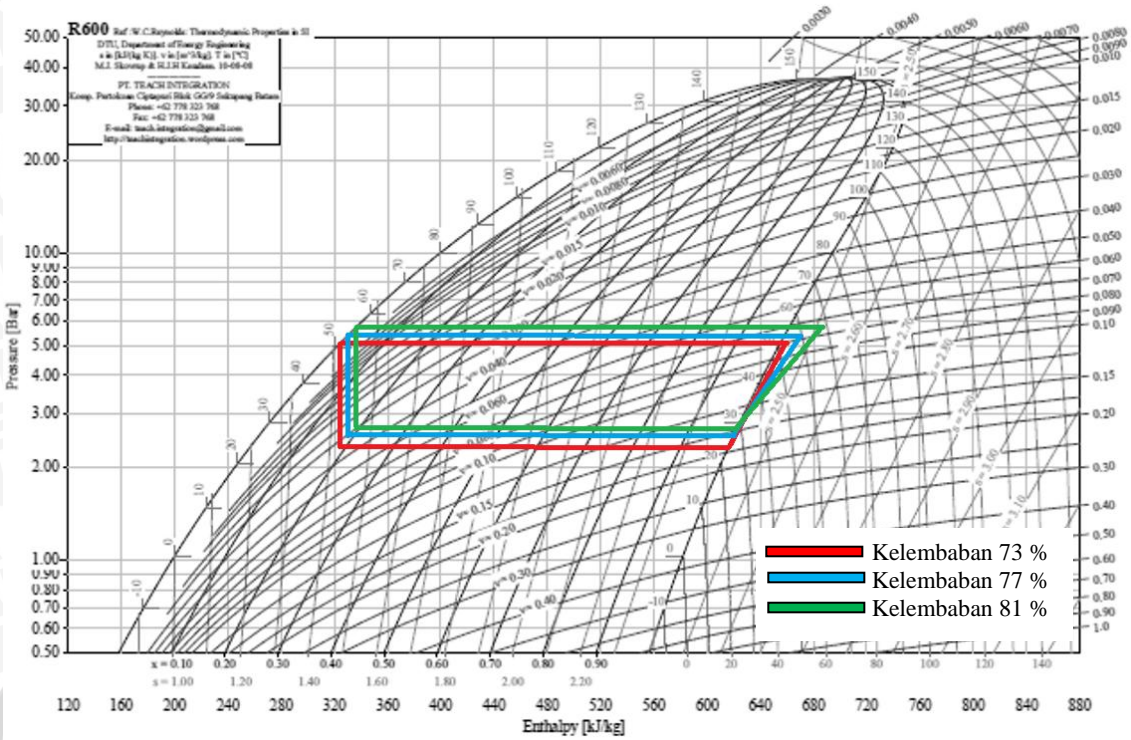
Gambar 4.2. Diagram P-h butana dengan variasi temperatur udara



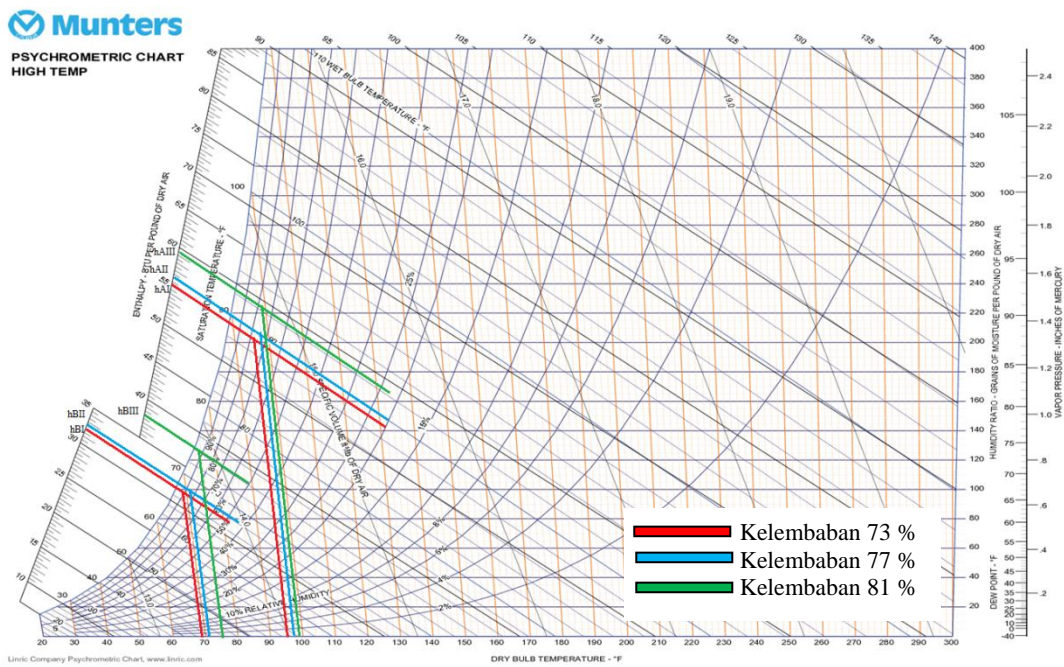
Gambar 4.3. Diagram psikrometri udara dengan variasi temperatur udara



Gambar 4.4. Diagram P-h propana dengan variasi kelembaban udara

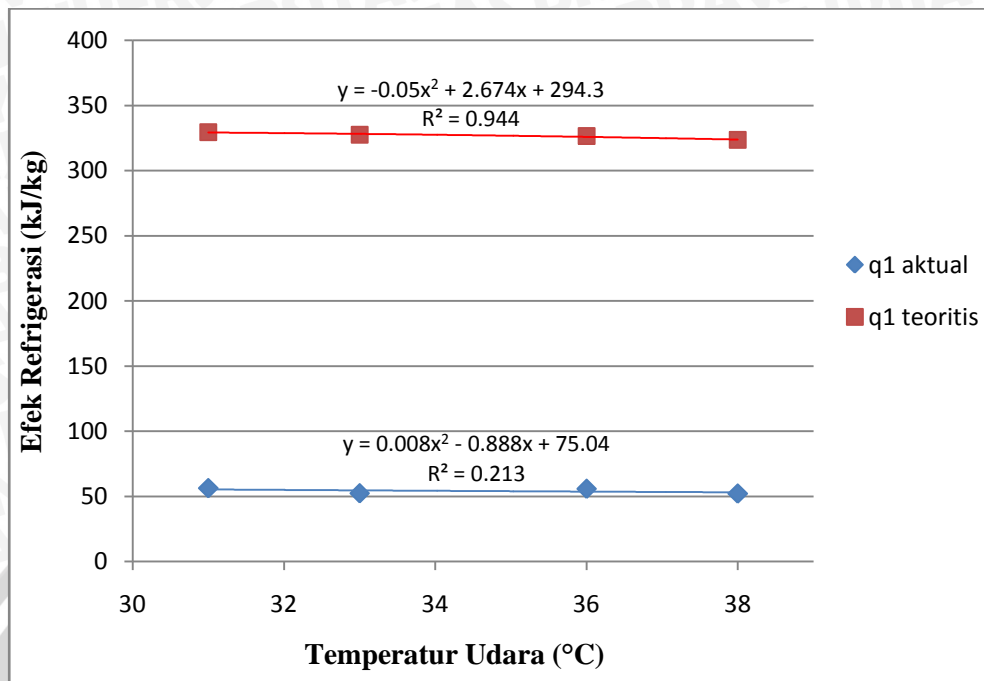


Gambar 4.5. Diagram P-h butana dengan variasi kelembaban udara



Gambar 4.6. Diagram psikrometri udara dengan variasi kelembaban udara

4.2.1 Pengaruh Variasi Temperatur Udara Terhadap Efek Refrigerasi



Gambar 4.7. Grafik pengaruh variasi temperatur udara terhadap efek refrigerasi

Pada gambar 4.7 menunjukkan adanya pengaruh variasi temperatur udara sebelum memasuki evaporator terhadap efek refrigerasi mesin pendingin teoritis maupun aktual, yang terjadi di evaporator. Pada grafik efek refrigerasi teoritis dapat dilihat bahwa dengan semakin meningkatnya temperatur udara sebelum masuk ke evaporator maka efek refrigerasi cenderung mengalami penurunan. Hal ini disebabkan karena dengan semakin meningkatnya temperatur udara sebelum masuk ke evaporator maka jumlah kalor yang diserap oleh refrigeran akan semakin besar, yang akan mengakibatkan terjadinya peningkatan temperatur dan tekanan pada refrigeran. Peningkatan temperatur dan tekanan pada refrigeran akan berpengaruh pada nilai entalpi refrigeran, dimana beda entalpi yang terjadi di evaporator akan semakin kecil, seperti ditunjukkan pada rumus efek refrigerasi berikut :

$$q_1 = h_1 - h_4$$

dengan :

q_1 = efek refrigerasi (kJ/kg)

h_1 = entalpi refrigeran setelah keluar evaporator (kJ/kg)

h_4 = entalpi refrigeran sebelum masuk evaporator (kJ/kg)

Pada grafik efek refrigerasi aktual dapat dilihat bahwa efek refrigerasi juga cenderung mengalami penurunan seiring dengan semakin meningkatnya temperatur udara sebelum memasuki evaporator. Hal ini disebabkan karena pada kondisi aktual,

dengan semakin meningkatnya temperatur udara sebelum memasuki evaporator maka beda temperatur antara udara sebagai media yang didinginkan dengan refrigeran sebagai media pendingin semakin besar. Dengan perbedaan temperatur antara udara dan refrigeran di evaporator yang semakin besar maka proses penyerapan kalor oleh refrigeran tidak berlangsung optimal, dan jumlah kalor yang diserap oleh refrigeran akan semakin kecil, seperti dapat dilihat pada tabel 4.15 berikut :

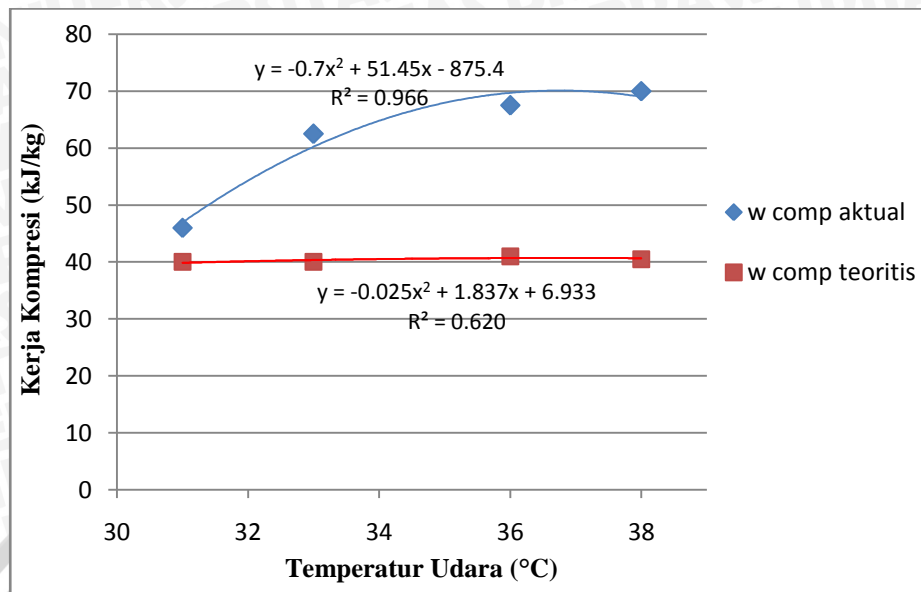
Tabel 4.15 Kalor yang diserap refrigeran pada pengujian dengan variasi temperatur udara

| Temperatur Udara (°C) | q_1 (udara) (kJ/kg) |
|-----------------------|-----------------------|
| 31 | 56,291 |
| 33 | 52,434 |
| 36 | 55,831 |
| 38 | 52,137 |

Dari grafik hasil pengujian dapat dilihat bahwa nilai efek refrigerasi aktual jauh lebih rendah bila dibandingkan dengan efek refrigerasi teoritis. Hal ini dikarenakan pada kondisi aktual, nilai efek refrigerasi aktual dipengaruhi oleh *losses* energi yang terjadi di sepanjang saluran udara (*duct*). Semakin besar *losses* yang terjadi maka jumlah kalor di udara yang diserap oleh refrigeran akan semakin berkurang.

Pada kondisi teoritis, pengujian dengan variasi temperatur udara 31°C memiliki nilai efek refrigerasi tertinggi yaitu sebesar 329,5 kJ/kg dan nilai efek refrigerasi terendah terjadi pada pengujian dengan variasi temperatur udara 38°C yaitu sebesar 323,5 kJ/kg. Sedangkan pada kondisi aktual, pengujian dengan variasi temperatur udara 31°C memiliki nilai efek refrigerasi tertinggi yaitu sebesar 56,291 kJ/kg dan nilai efek refrigerasi terendah terjadi pada pengujian dengan variasi temperatur udara 38°C yaitu sebesar 52,137 kJ/kg

4.2.2 Pengaruh Variasi Temperatur Udara Terhadap Kerja Kompresi



Gambar 4.8. Grafik pengaruh variasi temperatur udara terhadap kerja kompresi

Pada gambar 4.8 menunjukkan adanya pengaruh variasi temperatur udara sebelum memasuki evaporator terhadap kerja kompresi teoritis dan aktual dari mesin pendingin. Dari grafik kerja kompresi teoritis dapat dilihat bahwa seiring meningkatnya temperatur udara sebelum memasuki evaporator maka kerja kompresi cenderung konstan. Hal tersebut dikarenakan pada kondisi teoritis tekanan refrigeran saat masuk kompresor dan tekanan refrigeran saat keluar kompresor tetap sehingga beda entalpi refrigeran di sisi masuk dan sisi keluar kompresor juga tetap.

Pada grafik kerja kompresi aktual dapat dilihat bahwa seiring meningkatnya temperature udara sebelum memasuki evaporator maka kerja kompresi cenderung mengalami peningkatan. Hal ini disebabkan karena dengan semakin meningkatnya temperatur udara maka kalor yang diserap oleh refrigeran akan semakin besar, dimana hal ini akan berpengaruh pada temperatur dan tekanan refrigeran yang akan juga ikut meningkat. Semakin tinggi tekanan dari refrigeran maka kerja dari kompresor juga akan semakin meningkat. Selain itu, beda entalpi yang terjadi pada saat refrigeran masuk dan keluar kompresor juga semakin besar, seperti ditunjukkan pada rumus kerja kompresi berikut :

$$w = (h_2 - h_1)$$

dengan :

w = kerja kompresi (kJ/kg)

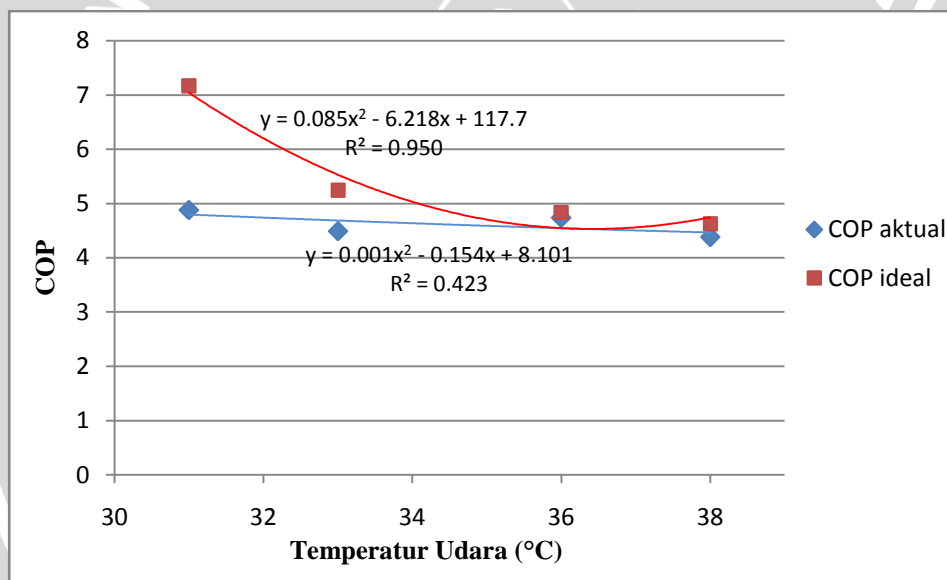
h_1 = entalpi refrigeran masuk kompresor (kJ/kg)

h_2 = entalpi refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)

Dari gambar 4.8 terlihat adanya perbedaan antara nilai kerja kompresi aktual dan kerja kompresi teoritis, dimana nilai kerja kompresi aktual lebih tinggi bila dibandingkan kerja kompresi teoritis. Hal ini disebabkan karena pada kondisi aktual, proses kompresi refrigeran di dalam kompresor tidak berlangsung secara isentropik, sehingga menyebabkan selisih antara entalpi refrigeran setelah keluar kompresor (h_2) dan entalpi refrigeran sebelum masuk kompresor (h_1) semakin besar.

Pada hasil pengujian secara teoritis didapatkan nilai kerja kompresi cenderung konstan yaitu sebesar 40 kJ/kg. Sedangkan pada hasil pengujian aktual didapatkan nilai kerja kompresi terendah terjadi saat pengujian dengan variasi temperatur udara 31°C yaitu sebesar 46 kJ/kg, dan nilai kerja kompresi tertinggi terjadi pada pengujian dengan variasi temperatur udara 38°C yaitu sebesar 70 kJ/kg.

4.2.3 Pengaruh Variasi Temperatur Udara Terhadap COP



Gambar 4.9. Grafik pengaruh variasi temperatur udara terhadap COP

Pada gambar 4.9 menunjukkan adanya pengaruh variasi temperatur udara sebelum memasuki evaporator terhadap COP atau koefisien prestasi ideal dan aktual dari mesin pendingin. Pada grafik hasil pengujian ideal dapat dilihat bahwa dengan semakin meningkatnya temperatur udara sebelum masuk ke evaporator maka nilai COP cenderung mengalami penurunan. Hal ini disebabkan karena terjadinya penurunan nilai dari efek refrigerasi dari mesin pendingin serta peningkatan pada kerja kompresi. Hubungan antara COP ideal, efek refrigerasi dan kerja kompresi dapat dilihat pada persamaan berikut :

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{q_1}{w} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)}$$

dengan :

q_1 = efek refrigerasi (kJ/kg)

w = kerja kompresi (kJ/kg)

h_1 = entalpi refrigeran keluar evaporator (kJ/kg)

h_2 = entalpi refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)

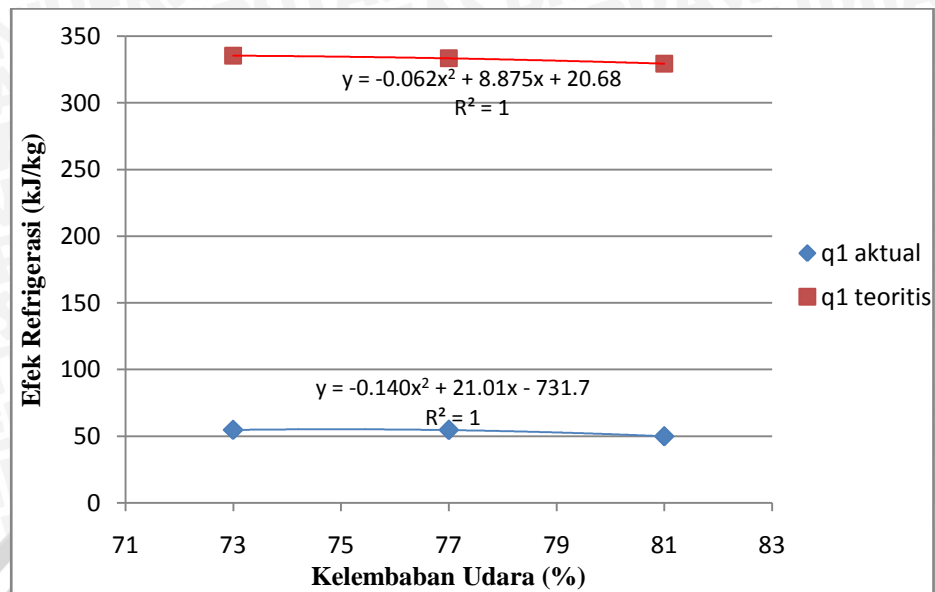
h_4 = entalpi refrigeran masuk evaporator (kJ/kg)

Pada hasil pengujian aktual juga dapat dilihat bahwa nilai COP aktual mengalami penurunan seiring dengan semakin meningkatnya temperatur udara sebelum memasuki evaporator. Hal ini dikarenakan nilai efek refrigerasi aktual yang semakin menurun akibat dari peningkatan temperatur udara sebelum masuk evaporator, yang menyebabkan perbedaan antara temperatur udara dan temperatur refrigeran semakin besar sehingga mengakibatkan proses penyerapan kalor oleh refrigeran tidak berlangsung secara optimal.

Pada gambar 4.9 menunjukkan adanya perbedaan nilai COP teoritis dan COP aktual, dimana nilai COP aktual lebih rendah bila dibandingkan dengan nilai COP teoritis. Hal ini dikarenakan pada perhitungan COP aktual digunakan efek refrigerasi aktual pada udara, yang nilainya dipengaruhi beberapa faktor, seperti laju massa alir udara dan kemungkinan adanya *losses* yang terjadi di *duct*.

Dari grafik kondisi teoritis diketahui bahwa nilai COP tertinggi didapatkan pada pengujian dengan variasi temperatur udara 31°C yaitu sebesar 7,16, dan nilai COP terendah terjadi pada pengujian dengan variasi temperatur udara 38°C yaitu sebesar 4,62. Sedangkan pada grafik kondisi aktual diketahui bahwa nilai COP tertinggi didapatkan pada pengujian dengan variasi temperatur udara 31°C yaitu sebesar 4,88, dan nilai COP terendah terjadi pada pengujian dengan variasi temperatur udara 38°C yaitu sebesar 4,37.

4.2.4 Pengaruh Variasi Kelembaban Udara Terhadap Efek Refrigerasi



Gambar 4.10. Grafik pengaruh variasi kelembaban udara terhadap efek refrigerasi

Pada gambar 4.10 menunjukkan adanya pengaruh variasi kelembaban udara sebelum memasuki evaporator terhadap efek refrigerasi mesin pendingin teoritis maupun aktual, yang terjadi di evaporator. Pada grafik efek refrigerasi teoritis dapat dilihat bahwa dengan semakin meningkatnya kelembaban udara sebelum masuk ke evaporator maka efek refrigerasi cenderung mengalami penurunan. Peningkatan kelembaban udara sebelum masuk ke evaporator terjadi karena adanya penambahan uap panas dari *boiler*, yang akan berpengaruh pada kandungan kalor dan temperatur udara. Dengan semakin meningkatnya temperatur udara sebelum masuk ke evaporator maka jumlah kalor yang diserap oleh refrigeran akan semakin besar, yang akan mengakibatkan terjadinya peningkatan temperatur dan tekanan pada refrigeran. Peningkatan temperatur dan tekanan pada refrigeran akan berpengaruh pada nilai entalpi refrigeran, dimana beda entalpi yang terjadi di evaporator akan semakin kecil, seperti ditunjukkan pada rumus efek refrigerasi berikut :

$$q_1 = h_1 - h_4$$

Pada grafik efek refrigerasi aktual dapat dilihat bahwa efek refrigerasi juga cenderung mengalami penurunan seiring dengan semakin meningkatnya kelembaban udara sebelum memasuki evaporator. Hal ini disebabkan karena pada kondisi aktual, dengan semakin meningkatnya kelembaban udara sebelum memasuki evaporator maka akan menyebabkan proses penyerapan kalor oleh refrigeran tidak berlangsung optimal,

dan jumlah kalor yang diserap oleh refrigeran akan semakin kecil, seperti dapat dilihat pada tabel 4.16 berikut :

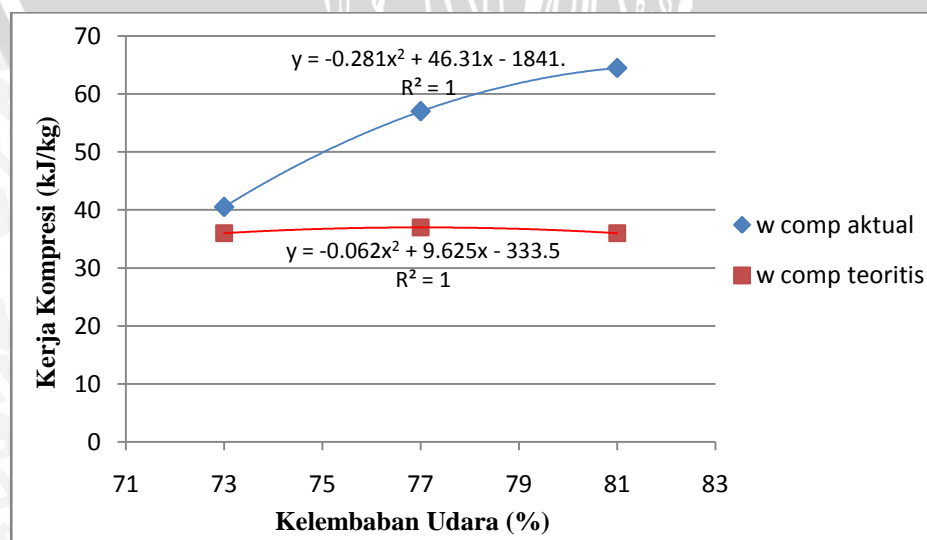
Tabel 4.16 Kalor yang diserap refrigeran pada pengujian dengan variasi kelembaban udara

| Kelembaban Udara (%) | q_1 (udara) (kJ/kg) |
|----------------------|-----------------------|
| 73 | 54,727 |
| 77 | 54,6134 |
| 81 | 50,0108 |

Dari grafik hasil pengujian dapat dilihat bahwa nilai efek refrigerasi aktual jauh lebih rendah bila dibandingkan dengan efek refrigerasi teoritis. Hal ini dikarenakan pada kondisi aktual, nilai efek refrigerasi aktual dipengaruhi oleh *losses* energi yang terjadi di sepanjang saluran udara (*duct*). Semakin besar *losses* yang terjadi maka jumlah kalor di udara yang diserap oleh refrigeran akan semakin berkurang.

Pada kondisi teoritis, pengujian dengan variasi kelembaban udara 73% memiliki nilai efek refrigerasi tertinggi yaitu sebesar 335,5 kJ/kg dan nilai efek refrigerasi terendah terjadi pada pengujian dengan variasi kelembaban udara 81% yaitu sebesar 329,5 kJ/kg. Sedangkan pada kondisi aktual, pengujian dengan variasi kelembaban udara 73% memiliki nilai efek refrigerasi tertinggi yaitu sebesar 54,727 kJ/kg dan nilai efek refrigerasi terendah terjadi pada pengujian dengan variasi temperatur udara 81% yaitu sebesar 50,0108 kJ/kg.

4.2.5 Pengaruh Variasi Kelembaban Udara Terhadap Kerja Kompresi



Gambar 4.11. Grafik pengaruh variasi kelembaban udara terhadap kerja kompresi

Pada gambar 4.11 menunjukkan adanya pengaruh variasi kelembaban udara sebelum memasuki evaporator terhadap kerja kompresi dari mesin pendingin. Dari grafik kerja kompresi teoritis dapat dilihat bahwa seiring meningkatnya kelembaban udara sebelum memasuki evaporator maka kerja kompresi cenderung konstan. Hal tersebut dikarenakan pada kondisi teoritis tekanan refrigeran saat masuk kompresor dan tekanan refrigeran saat keluar kompresor tetap sehingga beda entalpi refrigeran di sisi masuk dan sisi keluar kompresor juga tetap.

Dari grafik kerja kompresi aktual dapat dilihat bahwa seiring meningkatnya kelembaban udara sebelum memasuki evaporator maka kerja kompresi cenderung mengalami peningkatan. Hal ini disebabkan karena dengan semakin meningkatnya kelembaban udara akan menyebabkan terjadinya peningkatan temperatur udara karena uap panas yang diberikan oleh *boiler*, dimana hal tersebut akan berpengaruh pada jumlah kalor yang diserap oleh refrigeran. Semakin besar jumlah kalor yang diserap oleh refrigeran maka temperatur dan tekanan refrigeran juga ikut meningkat, dan menyebabkan kerja dari kompresor juga akan semakin meningkat. Selain itu, beda entalpi yang terjadi pada saat refrigeran masuk dan keluar kompresor juga semakin besar, seperti ditunjukkan pada rumus kerja kompresi berikut :

$$w = (h_2 - h_1)$$

dengan :

w = kerja kompresi (kJ/kg)

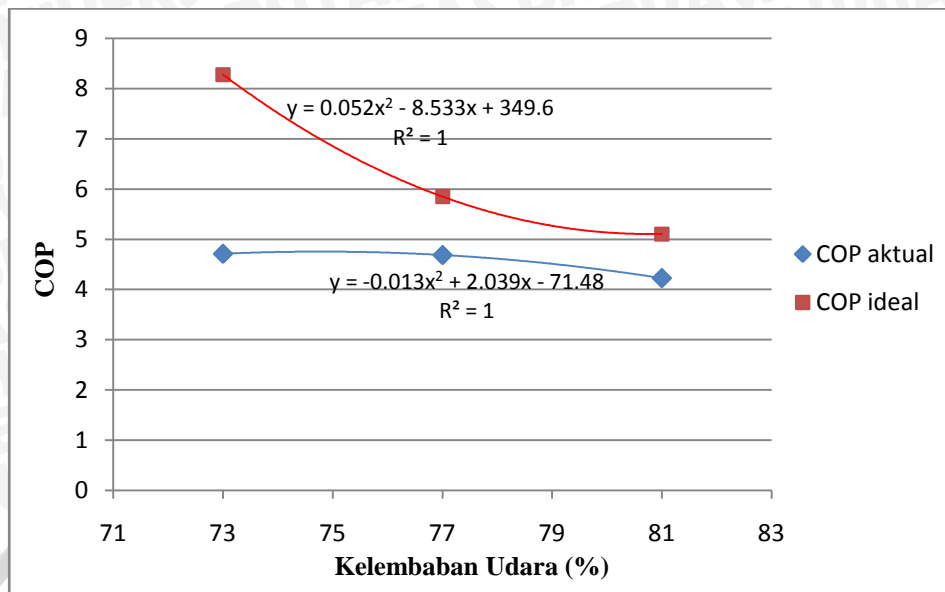
h_1 = entalpi refrigeran masuk kompresor (kJ/kg)

h_2 = entalpi refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)

Dari gambar 4.11 terlihat adanya perbedaan antara nilai kerja kompresi aktual dan kerja kompresi teoritis, dimana nilai kerja kompresi aktual lebih tinggi bila dibandingkan kerja kompresi teoritis. Hal ini disebabkan karena pada kondisi aktual, proses kompresi refrigeran di dalam kompresor tidak berlangsung secara isentropik, sehingga menyebabkan selisih antara entalpi refrigeran setelah keluar kompresor (h_2) dan entalpi refrigeran sebelum masuk kompresor (h_1) semakin besar.

Pada hasil pengujian secara teoritis didapatkan nilai kerja kompresi cenderung konstan yaitu sebesar 36 kJ/kg. Sedangkan pada hasil pengujian aktual didapatkan nilai kerja kompresi terendah terjadi saat pengujian dengan variasi kelembaban udara 73% yaitu sebesar 40,5 kJ/kg, dan nilai kerja kompresi tertinggi terjadi pada pengujian dengan variasi temperatur udara 81% yaitu sebesar 64,5 kJ/kg.

4.2.6 Pengaruh Variasi Kelembaban Udara Terhadap COP



Gambar 4.12 Grafik pengaruh variasi kelembaban udara terhadap COP

Pada gambar 4.12 menunjukkan adanya pengaruh variasi kelembaban udara sebelum memasuki evaporator terhadap COP atau koefisien prestasi ideal dan aktual dari mesin pendingin. Pada grafik hasil pengujian ideal dapat dilihat bahwa dengan semakin meningkatnya kelembaban udara sebelum masuk ke evaporator maka nilai COP cenderung mengalami penurunan. Hal ini disebabkan karena terjadinya penurunan nilai dari efek refrigerasi dari mesin pendingin serta peningkatan pada kerja kompresi. Hubungan antara COP ideal, efek refrigerasi dan kerja kompresi dapat dilihat pada persamaan berikut :

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{q_1}{w} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)}$$

dengan :

q_1 = efek refrigerasi (kJ/kg)

w = kerja kompresi (kJ/kg)

h_1 = entalpi refrigeran keluar evaporator (kJ/kg)

h_2 = entalpi refrigeran keluar kompresor (kJ/kg)

h_4 = entalpi refrigeran masuk evaporator (kJ/kg)

Pada hasil pengujian aktual juga dapat dilihat bahwa nilai COP aktual mengalami penurunan seiring dengan semakin meningkatnya kelembaban udara sebelum memasuki evaporator. Hal ini dikarenakan nilai efek refrigerasi aktual yang semakin menurun akibat dari peningkatan kelembaban udara sebelum masuk evaporator, yang menyebabkan perbedaan antara temperatur udara dan temperatur

refrigeran semakin besar sehingga mengakibatkan proses penyerapan kalor oleh refrigeran tidak berlangsung secara optimal.

Pada gambar 4.12 menunjukkan adanya perbedaan nilai COP teoritis dan COP aktual, dimana nilai COP aktual lebih rendah bila dibandingkan dengan nilai COP teoritis. Hal ini dikarenakan pada perhitungan COP aktual digunakan efek refrigerasi aktual pada udara, yang nilainya dipengaruhi beberapa faktor, seperti laju massa alir udara dan kemungkinan adanya *losses* yang terjadi di *duct*.

Dari grafik kondisi teoritis diketahui bahwa nilai COP tertinggi didapatkan pada pengujian dengan variasi kelembaban udara 73% yaitu sebesar 8,28, dan nilai COP terendah terjadi pada pengujian dengan variasi kelembaban udara 83% yaitu sebesar 5,11. Sedangkan pada grafik kondisi aktual diketahui bahwa nilai COP tertinggi didapatkan pada pengujian dengan variasi kelembaban udara 73% yaitu sebesar 4,71, dan nilai COP terendah terjadi pada pengujian dengan variasi kelembaban udara 83% yaitu sebesar 4,23.

