

## PERANCANGAN SISTEM PENDINGIN MESIN ES KRISTAL KAPASITAS 50 KG/12 JAM

Achmad Baihaki, Priyagung Hartono, Nur Robbi

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Islam Malang

Jl. Mayjen Haryono No. 193 Telp +62-341-565544; Fax.+62-341-552249 Malang 65144

---

### ABSTRAK

*Penyebab kerusakan es karena penyebab, termasuk perubahan suhu yang ekstrem, kotoran atau kontaminan pada permukaan es, atau bahkan gangguan struktur molekul es akibat tekanan atau goyangan yang tidak semestinya. Oleh karena itu para UMKM menyimpan es di suhu ruangan yang sangat rapat. Cara ini terkadang kurang efektif, karena lama kelamaan es yang di simpan akan mencair, dan pendinginan yang dilakukan menjadi tidak sempurna. Salah satu cara untuk mempertahankan mutu dan kualitas es dapat dilakukan dengan menerapkan teknologi refrigerasi yaitu dengan menurunkan suhu es secepat mungkin agar mutu dan kualitas es bisa di konsumsi secara layak. Sehingga dilakukan Perancangan Sistem Pendingin Mesin Es Kristal Kapasitas 50 Kg yang bertujuan untuk mendinginkan air menjadi es, untuk mendapatkan desain dan dimensi dari refrigerator yang berbentuk cetakan.*

*Perancangan Sistem Pendingin (cold storage) dengan data sebagai berikut: Sistem refrigerasi adalah Sistem kompresi uap. Data ruang pendingin untuk panjang = 1 m, lebar = 4 m, tinggi = 0,9 m, temperatur luar ruangan 35 °C, temperatur dalam ruangan -2 °C, bahan ruangan = bahan dinding yang terdiri dari tiga lapisan bahan, lapisan luar, lapisan tembaga, Refrigerant yang digunakan adalah R-22, dimana data kompresor adalah: jenis kompresor torak, beban pendinginan = 1,375 kW , daya kompresor = 0.368 kW Untuk kondensor , susunan pipa segaris, bahan pipa tembaga tipe-K, diameter luar pipa = 0,00953 m, diameter dalam pipa = 0,00775 m tebal pipa = 0,00178 m, jumlah pipa 30, panjang pipa 600 mm,. Untuk evaporator Susunan pipa segaris, bahan pipa tembaga tipe-K, diameter luar pipa = 0,00953, diameter dalam pipa = 0,00775 m, tebal pipa = 0,00178 m, jumlah pipa 10 dan jumlah cetakan 100 buah, panjang pipa = 190 mm, , untuk katup ekspansi yang digunakan adalah katup ekspansi termostatis*

**Kata kunci :** sistem refrigerasi, , sistem kompresi uap, perpindahan panas.

### PENDAHULUAN

Sistem refrigerasi yang salah satunya adalah mesin es kristal. Bisnis menjual es kristal di Indonesia semakin hari semakin banyak. Maraknya para pelaku usaha yang menjual es kristal dengan ukuran yang besar maupun minimum membuat konsumsi energi yang digunakan juga semakin tinggi dan mengenai waktu yang dibutuhkan juga cukup lama. Ada banyak yang dapat mengganggu proses dari produksi es dimana salah satunya adalah listrik padam, dimana untuk memproduksi es kristal adalah hal paling utama dimana energi listrik akan digunakan dalam untuk menghidupkan atau mengoperasikan sistem refrigerasi. Sehingga pada saat listrik padam suhu pendinginan akan naik maka produksi es akan terganggu dimana saat mesin mati temperature akan naik yang menyebabkan es akan mencair, es kristal air yang di cetak di dibekukan biasanya dijadikan komponen pelengkap minuman segar. Es kristal termasuk produk yang penting dalam berbagai bidang usaha seperti usaha kuliner maupun pabrik dan

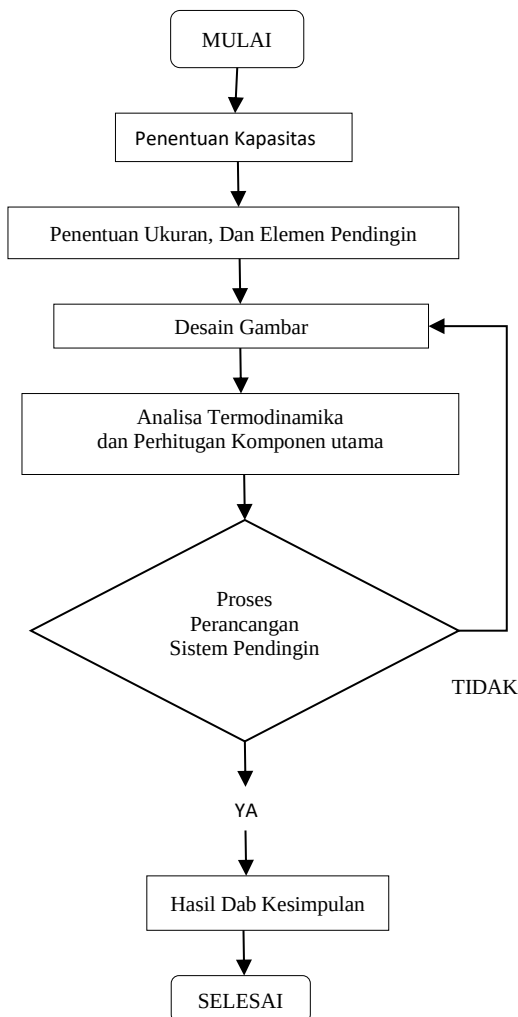
distributor karena dapat digunakan sebagai penyegar minuman dan pendingin makanan seperti daging, ikan dan bahan makanan lainnya.

Seiring berkembangnya zaman maka perkembangan teknologi dibidang industri juga mengalami kemajuan yang pesat, salah satunya adalah berkembangnya teknologi industri di bidang refrigerasi dan pengkondisian udara (Firman,A Muhammad,2019). Berkembangnya teknologi dibidang refrigerasi atau pendingina memberikan banyak keuntungan bagi kebutuhan manusia, manusia menggunakan sistem refrigerasi atau pendinginan sangat berguna untuk kebutuhan industri dan pelaku usaha maupun kebutuhan sehari-hari terutama untuk pembuatan es kristal, sehingga sistem refrigerasi tersebut dapat terjaga kualitas dan kebersihannya sampai bentuk es kristal hingga saat diperlukan untuk didistribusikan kepada konsumen. (Stoecker. 2018)

Perancangan sistem pendingin (*cold storage*) es kristal dengan kapasitas 50 Kg/12 jam yang dapat

digunakan untuk mendinginkan air bersih agar kualitas dan mutu air ketika berada di dalam cetakan mesin pendingin akan tetap bersih dan higienis, sehingga dapat menaikkan harga jual es kristal (Stoecker,2018)

## METODE PERANCANGAN



**Gambar 1** : Diagram alir perancangan

## PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN DIMENSI UNTUK BOX PENDINGIN

Dimensi box pendingin yang direncanakan untuk kapasitas muatan 50 kg adalah sebagai berikut :

- Masa jenis es : 0,00035 kg/m<sup>3</sup> (FAO, Food and Agriculture Organization of the United Nations)
- Isi es : 50 kg
- Volume dalam box :  $V = \frac{m}{\rho} = \frac{50}{0,00035} = 142,14 \text{ m}^3$
- Dimensi dalam cetakan : 3,925

Karena adanya sirkulasi udara dan menghindari ikan agar tidak mengalami kerusakan maka perlu ditentukan faktor keamanan dari tinggi box pendingin dengan batas faktor keamanan 10% - 30 %, dalam mencari tinggi cetakan pendingin ini di ambil faktor keamanan sebesar 30%, sehingga :

$$t = \frac{30}{100} \times 3,925$$

$$= 1,177 + 3,925$$

Jadi, tinggi daricetakan pendingin :

$$t = 1,1773,925$$

$$5,105 \approx 1,05 \text{ m}^2$$

Dari perhitungan diatas diperoleh dimensi dalam Perancangan mesin pendingin:

- Panjang : 650 mm
- Lebar : 600 mm
- Tinggi : 920 mm

Dimensi box cold storange penampung es kristal

- Panjang : 650 mm
- Lebar : 600 mm
- Tinggi : 420 mm

## BEBAN PENDINGIN MELALUI DINDING CETAKAN ES KRISTAL ( $Q_{lt}$ )

Dalam perancangan ini cetakan pending terdiri dari 1 lapisan dinding. Yaitu ,lapisan luar digunakan adalah tembaga, Sehingga untuk mencari beban pendinginan melalui dinding cetakan es kristal dapat dicari degan persamaan 4.1:

$$Q_{lt} = A \times U \times \Delta T$$

Dimana :

A = Luas permukaan dinding (m<sup>2</sup>)

U = koefisien perpindahan panas total (W/m.K)

$\Delta T$  = selisih temperature (K)

- Koefisien perpindahan panas total

$$U = \frac{1}{R_{total}}$$

Dimana :

$R_{total}$  = hambatan termal total (W/m<sup>2</sup>.K)

- Hambatan termal material

$$R_i = \frac{x_i}{k_i}$$

Dimana :

$x_i$  = tebal material (m)

$k_i$  = konduktifitas termal ( W/m.K)

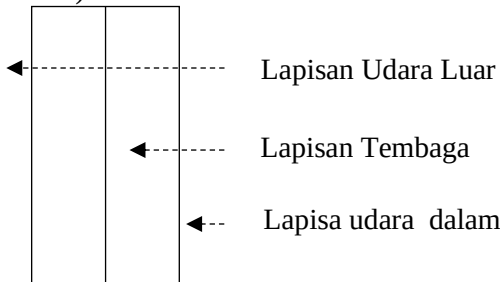
- Perhitungan A = luas permukaan dinding penampung air cetakan (m<sup>2</sup>)

Sisi box penampung cetakan pendingin

- p = 46 cm
- l = 36 cm
- t = 6 cm
- luas dinding sisi A :  
 $L_A = 2 \times p \times t = 2 \times 46 \times 6 = 552 \text{ m}^2$
- Luas dinding sisi B :  
 $L_B = 2 \times l \times t = 2 \times 36 \times 6 = 432 \text{ m}^2$
- Luas dinding sisi C  
 $L_C = 2 \times l \times p = 2 \times 36 \times 46$

$$\begin{aligned}
 &= 3312 \text{ m}^2 \\
 &\text{Jadi luas permukaan dinding pendingin keseluruhan adalah :} \\
 &A = L_A + L_B + L_C \\
 &= 552 + 432 + 3312 \\
 &= 4300 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

➤ Perhitungan U = koefisien perpindahan panas total (W/m<sup>2</sup>K)



**Gambar 2 :** Lapisan cetakan es kristal

Pada gambar 4.2 memperlihatkan konstruksi dari dinding cetakan es kristal pendingin yang dirancang antara lain yaitu, lapisan tembaga lapisan ini mempunyai nilai konduktivitas termal dan tebal yang sama. Sesuai dengan konstruksi dinding diatas, didapat harga hambatan termal sebagai berikut:

- Lapisan udara luar ( $f_i$ )  
Hambatan termal ( $f_i$ ) :  $34,10 \text{ W/m}^2\text{K}$   
Sehingga :  
 $R_0 = \frac{1}{f_i} = \frac{1}{34,10} = 0,029 \text{ W/m}^2\text{K}$
- Lapisan tembaga ( $K_1$ )  
Tebal ( $x_1$ ) :  $0,6 \text{ mm}$   
Konduktivitas termal ( $k_1$ ) :  $386 \text{ W/m.K}$   
Hambatan termal :  $R_1 = \frac{x_1}{k_1} = \frac{0,6}{386} = 0,00155 \text{ W/m}^2\text{K}$
- Lapisan udara dalam ( $f_o$ )  
( $f_o$ ) :  $9,37 \text{ W/m}^2\text{K}$   
Sehingga :  
 $R_4 = \frac{1}{f_o} = \frac{1}{9,37} = 0,107 \text{ W/m}^2\text{K}$

**Table 1** hambatan termal total ( $R_{total}$ ) pada dinding adalah :

| titik | Konstruksi          | $R_i (\text{W/m}^2\text{K})$ |
|-------|---------------------|------------------------------|
| 1     | Lapisan udara luar  | 0,029                        |
| 2     | Lapisan tembaga     | 0,00155                      |
| 3     | Lapisan udara dalam | 0,107                        |
|       | ( $R_{total}$ )     | 0,13755                      |

Jadi koefisien perpindahan panas total (U) adalah :

$$\begin{aligned}
 U &= \frac{1}{R_{total}} \\
 &= \frac{1}{0,13755} \\
 U &= 7,2700 \text{ W/m}^2\text{K}
 \end{aligned}$$

➤ Perhitungan ( $\Delta T$ ) = selisih temperature (K)  
Selisih temperature ( $\Delta T$ ) adalah :

1. Temperature dalam ruangan ( $t_o$ ) :  $-2^\circ\text{C} = -15 + 273 = 288 \text{ K}$
  2. Temperature di luar ruangan ( $t_i$ ) :  $35^\circ\text{C} = -6,5 + 273 = 279,5 \text{ K}$
- Jadi : ( $\Delta T$ ) =  $279,5 - 288 = 8,5^\circ\text{K}$

Sehingga beban pendingin pada dinding ( $Q_{lt}$ ) adalah :

$$\begin{aligned}
 Q_{lt} &= A \times U \times \Delta T \\
 &= 4300 \times 7,2700 \times 8,5 \\
 &= 265718,5 \text{ W} \\
 &= 0,265 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

### BEBAN PENDINGIN AKIBAT PINTU

Beban pendingin akibat pintu dapat dicari dengan persamaan 4.2 :

$$Q_p = A \cdot U \cdot \Delta T$$

Dimana :

- A = luas permukaan pintu (m<sup>2</sup>)
  - U = koefisien perpindahan panas total (W/m<sup>2</sup>.K)
  - $\Delta T$  = selisih temperature (K)
- pintu untuk box pendingin memiliki konstruksi yang sama dengan dinding, ( $R_{total} = 0,1375 \text{ W/m}^2\text{K}$ ), ( $U = 7,2700 \text{ W/m}^2\text{K}$ ), dan ( $\Delta T = 8,5 \text{ K}$ )

a. Luas dinding pintu ( $A_p$ ), adalah :

$$\begin{aligned}
 A_p &= p \cdot l \\
 &= 5 \times 1 \\
 &= 5 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Sehingga beban pendingin akibat pintu ( $Q_p$ ) dapat dihitung dengan persamaan :

$$\begin{aligned}
 Q_p &= A \cdot U \cdot \Delta T \\
 &= 5 \cdot 7,2700 \cdot 8,5 \\
 &= 308,975 \text{ W} \\
 &= 0,308 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

### BEBAN PENDINGIN AKIBAT PRODUK

Beban pendinginan akibat produk dapat dicari dengan persamaan 4.3 :

$$Q_{pr} = m \cdot C \cdot \Delta T$$

Dimana :

- m = massa es,  $0,00035 \text{ kg/m}^3$
- C = kalor jenis air sebelum beku,  $3,18 \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$  (Dossat, 1980 : 208)

$\Delta T$  = perubahan temperatur (K)

Perubahan temperature ikan dapat di cari dengan :

1. Temperature ikan sebelum masuk ( $t_i$ ) :  $28^\circ\text{C} = 28 + 273 = 301 \text{ K}$
  2. Temperature ikan sesudah masuk ( $t_o$ ) :  $-2^\circ\text{C} = -2 + 273 = 271 \text{ K}$
- Jadi,  $\Delta T = t_i - t_o$   
 $= 301 - 271$   
 $= 30 \text{ K}$

Sehingga dapat dihitung dengan :

$$\begin{aligned} Q_{pr} &= m \cdot C \cdot \Delta T \\ &= 997 \cdot 3,18 \cdot 30 \\ &= 95113,8 \text{ Kj} \\ &= 4755,69 \text{ KW} \end{aligned}$$

#### BEBAN PENDINGIN AKIBAT INFILTASI

Infiltrasi dapat terjadi ketika tutup pada kerangka pending dibuka dan di tutup Ketika mengecek kualitas es yang menempel pada kondensor sehingga menyebabkan udara luar masuk kedalam kondensor pendingin, menurut Dossat (2018) perhitungan beban pendingin akibat infiltrasi ini dapat dihitung dengan persamaan 4.4:

$$Q_{in} = m \cdot \Delta H$$

Dimana :

m = laju infiltrasi (kg/s)

$\Delta H$  = faktor perubahan infiltrasi udara (Kj/L)

a. Volume infiltrasi udara (m)

$$\begin{aligned} m &= p \cdot l \cdot t \\ &= 1 \cdot 1 \cdot 5 \\ &= 5 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Tabel 4.2 menunjukkan volume infiltrasi udara berdasarkan volume ruangan yang berbeda-beda, diperoleh sebagai berikut :

**Table 2.** volume infiltrasi udara

| Room Volume (m3) | Infiltrasi Rafe (L/s) |                  |
|------------------|-----------------------|------------------|
|                  | Rooms Above 0 °C      | Rooms Below 0 °C |
| 10               | 3,7                   | 2,8              |
| 15               | 4,4                   | 3,3              |

**Sumber : Dassat, 2018**

Untuk volume ruangan 5 m<sup>3</sup> dapat di cari dengan menggunakan interpolasi didapatkan nilai sebesar 2,82 L/s. sedangkan table 4.3 adalah kondisi infiltrasi udara dari berbagai macam keadaan, diperoleh sebagai berikut :

**Table 3.** Kondisi Infiltrasi Udara

| Storage Room temperature °C | Inlet airtemperature, °C |        |
|-----------------------------|--------------------------|--------|
|                             | 35°                      |        |
|                             | Inlet air RH, %          |        |
|                             | 50                       | 60     |
| 0                           | 0,0820                   | 0,0921 |
| -5                          | 0,0903                   | 0,1004 |

**Sumber : Dossat, 1980**

Dengan menggunakan cara interpolasi, maka untuk temperature -2°C dan kelembapan relatif sebesar 60% dengan temperatur 35°C didapka nilai  $\Delta H$  sebesar 0,09542 Kj/L

Sehingga dapatt dihitung dengan persamaan 4.4 :

$$\begin{aligned} Q_{in} &= m \cdot \Delta H \\ &= 0,79 \cdot 0,09542 \\ &= 0,075 \text{ kW} \end{aligned}$$

#### BEBAN PENDINGIAN AKIBAT RADIASI MATAHARI

beban pendinginan akibat radiasi matahari dapat dicari dengan persamaan 4.5 :

$$Q_w = U \cdot A \cdot (CLTD)$$

Dimana :

U = koefisien perpindahan panas total (W/m<sup>2</sup> . K)

A = luas permukaan atas box (m<sup>2</sup>)

CLTD = beda suhu beban pendingin (K)

CLTD<sub>maks</sub> terjadi pada jam 15.00, maka CLTD<sub>maks</sub> untuk atap datar memiliki harga sebesar 43°C = 43 + 273 = 316 K

$$\begin{aligned} CLTD &= 316 + (35 - (-2)) \\ &= 316 + 37 \\ &= 353 \text{ K} \end{aligned}$$

Sehingga bebaban pendingin akibat radiasi matahari (Q<sub>w</sub>) dapat dihitung dengan persamaan

$$\begin{aligned} Q_w &= U \cdot A \cdot (CLTD) \\ &= 7,2700 \cdot 5 \cdot 353 \\ &= 12831,55 \text{ W} \\ &= 0,12831 \text{ kW} \end{aligned}$$

#### BEBAN PENDINGINAN TOTAL

Beban pendinginan total yang telah di perhitungkan di atas dapat ditabelkan seperti terlihat pada tabel 4.4

**Table 4.** Beban pendinginan total

| No                 | Beban Pendinginan | Notasi          | Jumlah beban pendinginan (kW) |
|--------------------|-------------------|-----------------|-------------------------------|
| 1                  | Dinding           | Q <sub>lt</sub> | 0,265                         |
| 2                  | Pintu             | Q <sub>p</sub>  | 0,308                         |
| 3                  | Produk            | Q <sub>pr</sub> | 0,477                         |
| 4                  | Infiltrasi        | Q <sub>in</sub> | 0,075                         |
| 5                  | Sinar matahari    | Q <sub>w</sub>  | 0,12831                       |
| Q <sub>total</sub> |                   |                 | 1,25                          |

Perancangan kali ini perlu di tentukan faktor keamanan dari beban pendinginan, adapun batas faktor keamanan adalah 5% - 10% (Dossat, 1980). Dalam perancangan box pendingin (*cold storage*) untuk palka kapal kali ini di ambil faktor keamanan sebesar 10%, sehingga :

$$\begin{aligned} Q &= \frac{10}{100} \cdot 1,25 \\ &= 0,125 \text{ kW} \end{aligned}$$

Jadi beban pendinginan total :

$$\begin{aligned} Q_{total} &= 1,25 + 0,125 \\ &= 1,375 \text{ kW} \end{aligned}$$

Maka beban pendinginan yang diterima oleh mesin pendingin selama pengoperasian adalah 1,375 kW. Menurut Arismunandar (2019) bahwa 1 kg refrigerasi = 0,5 BTU/jam, maka kebutuhan refrigerasi :

$$Q_{total} = 1,375 \text{ kW} = 0,6875 \text{ BTU/jam}$$

$$\begin{aligned} TR &= \frac{1}{0,5} \times Q_{total} \\ &= \frac{1}{0,5} \times 0,6875 \text{ BTU/jam} \\ &= 1,375 \text{ Kg refrigerasi} \end{aligned}$$

Sehinggabesarnya beban pendinginan yang dibutuhkan mesin refrigerator selama pengoperasian dapat dihitung

dengan persamaan yang dikemukakan oleh Dossat (1980) sebagai berikut :

$$Q_p = \frac{24 \text{ jam}}{x} Q_{total}$$

Dimana :

$Q_p$  = besar kapasitas pendinginan yang dibutuhkan

$Q_{total}$  = beban pendinginan total

$x$  = lama pengoperasian mesin refrigerator, 24 jam selama 14 hari

sehingga kapasitas yang dibutuhkan ( $Q_p$ ) dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$Q_p = \frac{24}{(12 \times 1)} \cdot 1,375 \\ = 2,75 \text{ kW}$$

## REFRIGERAN

Ririgeran yang digunakan adalah refrigeran R-22, sering dipakai pada cold stoage dan cocok digunakan pada kompresor jenis : torak, rotari, dan sentriugal serta R-22 tidak bersifat korosi terhadap logam yang banyak dipakai pada sistem refrigerasi seperti : besi, tembaga, alumunium, dan lain-lain (Handoko, 2018)

## ANALISA TERMODINAMIKA

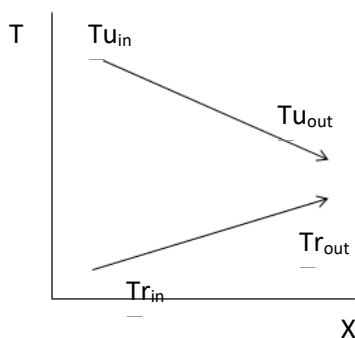
Perhitungan analisa termodinamika memerlukan data-data sebagai berikut :

- Temperatur refrigeran keluar ( $Tr_{out}$ ) = -2 °C
- Temperature refrigerant masuk ( $Tr_{in}$ ) = -3 °C
- Temperature udara masuk ( $Tu_{in}$ ) = 35 °C
- Temperature udara keluar ( $Tu_{out}$ ) = 40 °C

a. Beda Temperature Rata-Rata Log (LMTD)

Beda temperature rata-rata (LMTD) dapat dicari dengan persamaan 4.6. Profil LMTD seperti pada gambar 4.3

$$LMTD = \frac{[(Tu_{in} - Tr_{in}) - (Tu_{out} - (Tr_{out}))]}{\ln \frac{(Tu_{in} - Tr_{in})}{(Tu_{out} - (Tr_{out}))}}$$



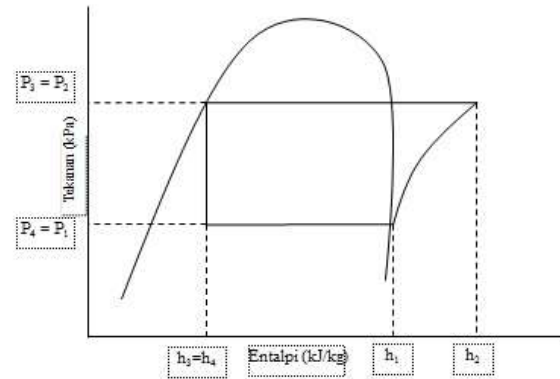
**Gambar 3** : profil LMTD

Maka,

$$LMTD = \frac{[(Tu_{in} - Tr_{in}) - (Tu_{out} - (Tr_{out}))]}{\ln \frac{(Tu_{in} - Tr_{in})}{(Tu_{out} - (Tr_{out}))}} \\ = \frac{[(35 - (-3)) - (40 - (-2))]}{\ln \frac{(30 - (-3))}{(40 - (-2))}} \\ = 39,96 \text{ °C}$$

b. Diagram tekanan – entalpi

Berdasarkan diagram tekanan – entalpi pada gambar 4.4 didapat sebagai berikut :



**Gambar 4** : Diagram Tekanan - Entalpi

Hasil yang diperoleh dari diagram diatas adalah :

Proses 1-2 : proses terjadi pada kompresor

- $t_1$  : -1 °C
- $h_1$  : 404,994 kJ/kg
- $s_1$  : 1,75326 kJ/kg.K
- $P_1$  : 481,57 kPa

Proses 2-3 : proses terjadi pada kondensor

- $t_2$  : 75 °C
- $h_2$  : 460,0 kJ/kg
- $s_2$  : 1,933 kJ/kg.K
- $P_3 = P_2$  : 1729,0 kPa

Proses 3-4 : proses berlangsung di katup ekspansi

- $t_3$  : 45 °C
- $h_3$  : 256,396 kJ/kg
- $s_3$  : 1,18730 kJ/kg.K
- $P_3$  : 1729,0 kPa

Proses 4-1 : proses terjadi pada evaporator

- $t_4$  : -3 °C
- $h_4$  : 256,396 kJ/kg
- $s_4$  : 1,18730 kJ/kg.K
- $P_4 = P_1$  : 481,39 kPa

**Tabel 5** : hasil analisa termodinamika

| Proses | T °C | h (kJ/kg) | s (kJ/kg. °K) | P (kPa) |
|--------|------|-----------|---------------|---------|
| 1 - 2  | -1   | 404,994   | 175,326       | 481,57  |
| 2 - 3  | 75   | 460,0     | 1,933         | 1729,0  |
| 3 - 4  | 45   | 256,396   | 118,730       | 1729,0  |
| 4 - 1  | -3   | 256,396   | 118,730       | 481,39  |

Sehingga :

1. Dampak refrigerasi

Dampak refrigerasi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 4.7 yang dikemukakan oleh stocker (1987)

$$DE = h_1 - h_4$$

Maka,

$$DE = h_1 - h_4$$

$$= 404,996 - 256,396$$

$$= 148,6 \text{ kJ/kg}$$

## 2. Laju aliran refrigeran

Laju aliran refrigeran dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 4.8 yang dikemukakan oleh stoecker (1987)

$$V = \frac{Q_p}{DE}$$

$$= \frac{0,032}{148,529}$$

$$= 0,00021 \text{ kg/s}$$

## 3. Kerja kompresor

Laju aliran refrigeran dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 4.9 yang dikemukakan oleh stoecker (1987)

$$Wk = h_2 - h_1$$

Maka,

$$Wk = h_2 - h_1$$

$$= 460,0 - 404,994$$

$$= 55,006 \text{ kJ/kg}$$

## 4. Daya kompresor

Daya kompresor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 4.10 yang dikemukakan oleh stoecker (1987)

$$P = V \cdot Wk$$

Maka,

$$P = V \cdot Wk$$

$$= 0,00021 \cdot 55,006$$

$$= 0,0115 \text{ kW}$$

## 5. Koefisien prestasi

Koefisien prestasi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 4.11 yang dikemukakan oleh stoecker (1987)

$$COP = \frac{Q_p}{P}$$

Maka,

$$COP = \frac{Q_p}{P}$$

$$= \frac{1,47}{0,539}$$

$$= 3,73$$

## 6. Laju aliran volume

Laju aliran volume dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 4.12 yang dikemukakan oleh stoecker (1987)

$$V_v = V \cdot v$$

Maka,

$$V_v = V \cdot v$$

$$V_v = 0,00021 \cdot 48,6157$$

$$= 0,0102 \text{ L/s}$$

Dimana v merupakan volume spesifik refrigeran pada sisi masuk kompresor, yaitu 48,6157 L/kg

## 7. Daya kompresor per kilowatt refrigerasi

Daya kompresor per kilowatt refrigerasi dapat dihitung dengan persamaan 4.13 yang dikemukakan oleh stoecker (1987)

$$\text{Daya refrigerasi} = \frac{P}{Q_p}$$

Maka,

$$\text{Daya refrigerasi} = \frac{P}{Q_p}$$

$$= \frac{0,0115}{0,032}$$

$$= 0,359 \text{ kW}$$

## KOMPONEN-KOMPONEN MESIN PENDINGIN KOMPRESOR

Handoko (2018) menjelaskan bahwa kompresor pada sistem refrigerasi berguna untuk menghisap bahan pendingin gas dari evaporator dengan suhu dan tekanan rendah, kemudian memampatkan gas tersebut sehingga menjadi gas dengan suhu dan tekanan tinggi, kemudian mengalirkannya ke kondensor.

Jenis kompresor yang digunakan adalah kompresor torak, karena kapasitas pendinginan yang terjadi kurang dari 0,368 kW

## KONDENSOR

Kondensor berfungsi untuk mencairkan uap refrigeran yang bertekanan dan bertemperatur tinggi (yang keluar dari kompresor). data-data rancangan sebagai berikut :

- Kapasitas pendinginan : 2,2087kW
- Fluida didalam pipa
  - Jenis fluida : refrigeran R-22
  - Temperatur gas masuk kondensor : 75°C
  - Temperature refrigeran cair keluar kondensor : 45 °C
- Fluida di luar pipa
  - Jenis fluida : udara
  - Temperatur udara masuk kondensor : 35 °C
  - Temperature udara keluar kondensor: 45 °C
- Pemilihan bahan dan ukuran pipa
  - Bahan pipa : tembaga
  - Dimensi luar (DL) : 0,00953 m
  - Diameter dalam (DD) : 0,00775 m
  - Tebal : 0,00178 m
- Susunan pipa yang direncanakan
  - Susunan sirip : segaris
  - Jumlah pipa : 30, jumlah baris pipa 10 buah, tiap baris terdapat 3 pipa
  - Jarak sumbu pipa mendatar (Sp) : 0,01906 m
  - Jarak sumbu pipa vertikal (Sn) : 0,01906 m

Untuk standart pipa tembaga yang digunakan pada sistem-sistem refrigerasi dapat dilihat pada tabel 4.6

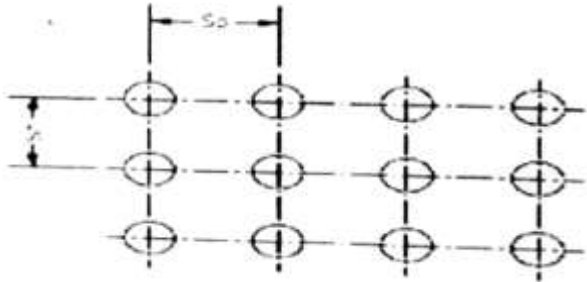
**Tabel 6 :** dimensi pipa tembaga

| DL, mm | DD, mm |
|--------|--------|
|--------|--------|

|       | Jenis K | Jenis L |
|-------|---------|---------|
| 9,53  | 2,25    | 8,00    |
| 12,70 | 10,21   | 10,92   |
| 15,88 | 13,39   | 13,84   |
| 19,05 | 16,56   | 16,92   |
| 22,23 | 18,92   | 19,94   |
| 28,58 | 25,27   | 26,04   |
| 34,93 | 31,62   | 32,13   |
| 41,28 | 37,62   | 38,23   |

Sumber : Stoecker (1987)

Gambar 4.5 merupakan gambar susunan pipa kondensor



**Gambar 4.5** : susunan pipa kondensor (Holman, 1994)

Untuk merancang sebuah kondensor harus mengetahui parameter-parameternya terlebih dahulu, parameter tersebut akan dijelaskan dibawah ini :

1. Koefisiensi perpindahan panas rata-rata pada sisi udara ( $h_f$ )

Koefisiensi perpindahan panas rata-rata pada sisi udara dapat dicari dengan persamaan 4.14 yang dikemukakan oleh Holman (1994) :

$$h_f = \frac{N_u \cdot k}{DL}$$

Dimana :

$h_f$  = koefisiensi perpindahan panas rata-rata pada sisi udara

( $W/m^2 \cdot K$ )

$N_u$  = bilangan Nusselt

$k$  = konduktifitas termal ( $W/m \cdot K$ )

$DL$  = diameter luar pipa (m)

Sifat-sifat udara diketahui sebagai berikut :

- Temperature udara masuk kondensor : 35 °C
- Temperature udara keluar kondensor : 40 °C

Temperatur rata-rata ( $T_f$ )

$$T_f = \frac{35 + 40}{2} = \frac{75}{2}$$

$$= 37.5 \text{ °C} = 310,5 \text{ K}$$

Sifat-sifat udara pada temperatur 310,5 K menurut Holman (1994) adalah sebagai berikut :

- Massa jenis ( $\rho$ ) : 1,14152 kg/m<sup>3</sup>
- Viskositas ( $\mu$ ) : 1,89196 . 10<sup>-5</sup> kg/m.s
- Konduktifitas termal ( $k$ ) : 0,0269 ( $W/m \cdot K$ )
- Bilangan prandtl ( $Pr$ ) : 0,70589

a. Bilangan Reynold

Bilangan Reynold dapat dihitung dengan persamaan 4.15 yang dikemukakan oleh Holman (1994)

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot DL}{\mu}$$

Dimana :

$Re$  = bilangan Reynold

$\rho$  = massa jenis

$V$  = kecepatan udara 2,5 m/s (Arismunandar, 1986)

sehingga bilangan Reynold dapat dihitung dengan persamaan :

$$\begin{aligned} Re &= \frac{\rho \cdot V \cdot DL}{\mu} \\ &= \frac{1,14152 \cdot 2,5 \cdot 0,00953}{1,89196 \cdot 10^{-5}} \\ &= 1437,49 \end{aligned}$$

b. Bilangan Nusselt

Bilangan Nusselt dapat dicari dengan persamaan 4.16 yang dikemukakan oleh Holman (1994)

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^{1/3}$$

Dimana :

$Nu$  = bilangan Nusselt

$Re$  = bilangan Reynold

$C, n$  = konstanta

$Pr$  = bilangan Prandtl

Konstanta  $C$  dan  $n$  digunakan dari table 4.7 dimana

$$\frac{Sp}{d} = \frac{0,01906}{0,00953} = 2 \text{ dan } \frac{Sn}{d} = \frac{0,01906}{0,00953} = 2$$

**Tabel 7** : Kolerasi Grimson untuk perpindahan kalor dalam rangkunan tabung 10 baris atau lebih

| $\frac{Sn}{d}$ |       |       |       |       |       |       |        |      |
|----------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|------|
| $\frac{Sp}{d}$ | 1,25  |       | 1,5   |       | 2,0   |       | 3,0    |      |
|                | C     | n     | C     | n     | C     | n     | C      | n    |
| segaris        |       |       |       |       |       |       |        |      |
| 1,25           | 0,386 | 0,592 | 0,305 | 0,608 | 0,111 | 0,704 | 0,0703 | 1,25 |
| 1,5            | 0,407 | 0,586 | 0,278 | 0,620 | 0,112 | 0,702 | 0,0753 | 1,5  |
| 2,0            | 0,464 | 0,570 | 0,332 | 0,602 | 0,254 | 0,632 | 0,220  | 2,1  |
| 3,0            | 0,322 | 0,601 | 0,396 | 0,584 | 0,415 | 0,518 | 0,317  | 3,1  |

**Sumber : Holman, 2018**

Dari tabel 4.7 diperoleh konstanta  $C$  sebesar 0,254 dan  $n$  sebesar 0,632, sehingga dilangan Nusselt dapat dihitung menggunakan persamaan 4.16 :

$$\begin{aligned} Nu &= C \cdot Re^n \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \\ &= 0,254 \cdot (1437,49)^{0,632} \cdot (0,70589)^{\frac{1}{3}} \\ &= 22,388 \end{aligned}$$

Sehingga koeisiensi perpindahan panas rata-rata pada sisi udara dapat dihitung dengan persamaan 4.14 :

$$\begin{aligned} h_f &= \frac{N_u \cdot k}{DL} \\ &= \frac{22,388 \cdot 0,0269}{0,00953} \\ &= 63,193 \text{ (} W/m^2 \cdot K \text{)} \end{aligned}$$

2. Koeisiensi perpindahan panas rata-rata sisi refrigerant ( $h_i$ )

Koefisien perpindahan panas rata-rata sisi refrigeran dapat dicari dengan persamaan 4.17 yang dikemukakan oleh Stocker (1987)

$$h_i = 0,023 \left[ \frac{k}{DD} \right] \left[ \frac{V \cdot DD \cdot \rho}{\mu} \right]^{0,8} \left[ \frac{C_p \cdot \mu}{k} \right]^{0,4}$$

Dimana :

$h_i$  = Koeisiensi perpindahan panas rata-rata sisi refrigeran

$k$  = konduktifitas termal ( $W/m \cdot K$ )

$DD$  = diameter dalam pipa (m)

$V$  = kecepatan refrigeran melalui pipa (m/s)

$\mu$  = viskositas cair (Pa.s)

$\rho$  = massa jenis ( $kg/m^3$ )

$C_p$  = panas spesifik (kJ/kg.K)

Sifat-sifat refrigeran pada temperature 45°C menurut Stocker(1987) dan Dossat(1980) adalah sebagai berikut :

- Massa jenis ( $\rho$ ) : 1108,61  $kg/m^3$
- Viskositas ( $\mu$ ) : 0,000177 Pa.s
- Konduktifitas termal ( $k$ ) : 0,0779 ( $W/m \cdot K$ )
- Panas spesifik  $C_p$  : 1,18730 (kJ/kg.K)

Kecepatan refrigerant melalui pipa ( $V$ ) dapat dicari dengan persamaan 4.18 :

$$V = \frac{V_v}{\frac{\pi}{4} \cdot DD^2}$$

Dimana :

$V_v$  = laju aliran volume, m/s

$$V_v = \frac{\text{laju aliran refrigeran}}{\rho}$$

$$= \frac{0,0098}{1108,61}$$

$$= 8,839 \cdot 10^{-6} m^3/s$$

$DD$  : diameter dalam pipa, 0,00775 m

Maka :

$$V = \frac{V_v}{\frac{\pi}{4} \cdot DD^2} = \frac{8,839 \cdot 10^{-6}}{\frac{\pi}{4} \cdot 0,00775^2} = 0,187 m/s$$

Sehingga koefisiensi perpindahan panas rata-rata sisi refrigeran dapat dihitung dengan persamaan 4.17 :

$$h_i = 0,023 \left[ \frac{k}{DD} \right] \left[ \frac{V \cdot DD \cdot \rho}{\mu} \right]^{0,8} \left[ \frac{C_p \cdot \mu}{k} \right]^{0,4} = 0,23 \left[ \frac{0,0779}{0,00775} \right] \left[ \frac{0,187 \cdot 0,00775 \cdot 1108,61}{0,000177} \right]^{0,8} \left[ \frac{1,18730 \cdot 0,000177}{0,0779} \right]^{0,4} = 31,862 (W/m^2 \cdot K)$$

### 3. Koefisien sirip

Pipa kondensor akan diberi sirip-sirip plat tembaga untuk memperbesar luas permukaannya, sehingga dapat membuang panas lebih banyak. Sirip yang direncanakan berbentuk segi empat dengan dimensi sebagai berikut :

Panjang (a) : 0,210 m = 210 mm

Lebar (b) : 0,95 m = 95 mm

Tebal (t) : 0,001 m = 1 mm

Koefisiensi sirip dapat diketahui dari parameter yang dikemukakan oleh Holman (1994) sebagai berikut :

a. Panjang koreksi ( $L_c$ )

$$L_c = L + \frac{t}{2}$$

Dimana :

$L_c$  = panjang koreksi (mm)

$L$  = panjang sirip tiap pipa (mm)

$t$  = tebal sirip (mm)

b. Perbandingan  $\frac{r_{2c}}{r_1}$

Dimana :

$r_1$  = jari-jari luar pipa (mm)

$r_{2c}$  = penjumlahan antara  $r_1$  dengan  $L_c$  (mm)

c. Hasil dari  $L_c^{3/2} (h/kAm)^{1/2}$

Dimana :

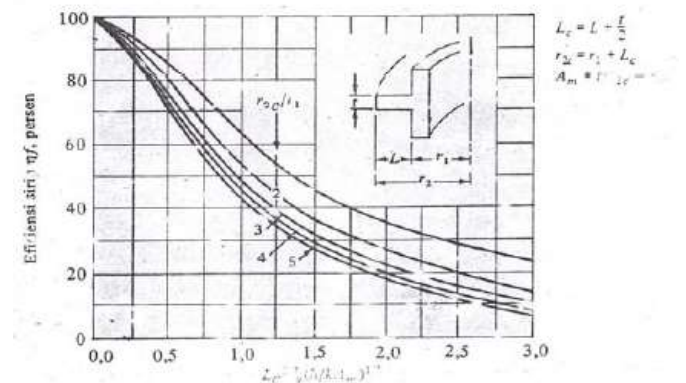
$L_c$  = panjang pipa koreksi (m)

$h$  = koefisien perpindahan rata-rata pada sisi udara ( $W/m^2 \cdot K$ )

$k$  = Konduktifitas termal

$Am$  = luas profil ( $m^2$ )

Setelah parameter tersebut diketahui, koefisien sirip dapat dilihat pada gambar 4.6 :



**Gambar 6** : efisiensi sirip profil siku empat

Maka dari penjelasan diatas diperoleh sebagai berikut :

$$L_c = \frac{a}{\text{Jumlah pipa}} + \frac{t}{2}$$

$$= \frac{210}{30} + \frac{1}{2}$$

$$= 7 + 0,5$$

$$= 7,5 \text{ mm}$$

$$r_1 = \frac{DL}{2}$$

$$= \frac{9,53}{2}$$

$$= 4,765 \text{ mm}$$

$$r_{2c} = r_1 + L_c$$

$$= 4,765 + 7,5$$

$$= 12,265 \text{ mm}$$

$$\frac{r_{2c}}{r_1} = \frac{12,265}{4,765}$$



$$= 2,573 \text{ mm}$$

$$\bullet \quad Am = t (r_{2c} + r_1)$$

$$= 1 (12,265 + 4,765)$$

$$= 17,03 \text{ mm} = 0,01703 \text{ m}$$

$$\bullet \quad Lc^{\frac{3}{2}}(h/kAm)^{\frac{1}{2}} = (0,0075)^{3/2} \left( \frac{63,193}{386 \cdot 0,01703} \right)^{1/2}$$

$$= 0,05407$$

4. Nilai  $Lc^{3/2}(h/kAm)^{1/2}$  digunakan untuk menentukan nilai efisiensi sirip ( $\eta$ ) pada gambar 4.4 nilai  $Lc^{3/2}(h/kAm)^{1/2}$  sebesar 0,05407 diperoleh nilai efisiensi sirip ( $\eta$ ) sebesar 0,99

5. Koefisiensi perpindahan panas total ( $U_o$ )

Koefisiensi perpindahan panas total dapat dicari dengan persamaan 4.19 yang dikemukakan oleh Stoecker (1987)

$$\frac{1}{U_o} = \frac{A_o}{h_f(A_p + \eta \cdot A_e)} + \frac{x \cdot A_o}{k \cdot Am} + \frac{A_o}{h_i A_i}$$

Dimana :

$h_f$  = koefisiensi perpindahan panas total.

$h_i$  = koefisiensi perpindahan panas pada sisi refrigeran

$x$  = ketebalan pipa, 0,00178 m

$k$  = Konduktifitas termal tembaga, 386 w/m. K

$A_o$  = luas permukaan pipa sebelah luar

$A_i$  = luas permukaan pipa sebelah dalam

$Am$  = luas permukaan rata-rata pipa

Untuk luas permukaan pipa sebelah luar menggunakan ( $A_o$ ) persamaan 4.20 :

$$A_o = \frac{\pi}{4} (d_o)^2$$

$$= \frac{3,14}{4} (0,00953)^2$$

$$= 7,129 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Untuk luas permukaan pipa sebelah dalam menggunakan ( $A_i$ ) persamaan 4.21 :

$$A_i = \frac{\pi}{4} (d_i)^2$$

$$= \frac{3,14}{4} (0,00775)^2$$

$$= 4,715 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Untuk luas permukaan pipa rata-rata menggunakan ( $Am$ ) persamaan 4.22 :

$$Am = \frac{A_o + A_i}{2}$$

$$= \frac{7,129 \cdot 10^{-5} + 4,715 \cdot 10^{-5}}{2}$$

$$= 5,92215 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Luas permukaan sisi udara untuk kondensor bersirip, terdiri dari atas dua bagian, yaitu permukaan utama ( $A_p$ ) dan permukaan tambahan ( $A_e$ ). Permukaan utama ( $A_p$ ) adalah permukaan pip diantara sirip-sirip, dan

permukaan tambahan ( $A_e$ ) adalah sirip-sirip. Karena permukaan utama berada pada suhu dasar, maka keefektifan siripnya 1,0. Sedangkan pada permukaan tambahan keefektifan siripnya kurang dari 1,0 (Stoecker, 1987). Perancangan ini mengambil nilai  $A_e$  adalah 0,9 Sehingga dari persamaan 4.19 Didapat

$$\frac{1}{U_o} = \frac{A_o}{h_f(A_p + \eta \cdot A_e)} + \frac{x \cdot A_o}{k \cdot Am} + \frac{A_o}{h_i A_i}$$

$$= \frac{7,129 \cdot 10^{-5}}{63,193(1 + 0,99 \cdot 0,9)} + \frac{0,00178 \cdot 7,129 \cdot 10^{-5}}{386 \cdot 5,92215 \cdot 10^{-5}} + \frac{31,862 \cdot 4,715 \cdot 10^{-5}}{7,129 \cdot 10^{-5}}$$

$$= 0,0474$$

$$U_o = \frac{1}{0,0474} = 21,097 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}$$

6. Beda temperatur rata-rata logaritma (LMTD)

Beda temperatur rata-rata logaritma untuk kondensor dapat dicari dengan persamaan 4.23 yang dikemukakan oleh stoecker (1987)

$$LMTD = \frac{[(T_c - T_i) - (T_c - T_o)]}{\ln \frac{(T_c - T_i)}{(T_c - T_o)}}$$

Dimana :

$T_o$  = temperatur udara keluar kondensor, 40 °C

$T_i$  = temperatur udara masuk kondensor, 35 °C

$T_c$  = temperatur gas masuk kondensor, 75 °C

Sehingga,

$$LMTD = \frac{[(75 - 35) - (75 - 40)]}{\ln \frac{(75 - 35)}{(75 - 40)}}$$

$$= 37,44 \text{ } ^\circ\text{C}$$

7. Luas bidang kontak perpindahan panas pada kondensor (A)

Luas bidang kontak perpindahan panas pada kondensor dapat dicari dengan persamaan 4.24 yang dikemukakan oleh Stoecker (1987)

$$A = \frac{Q_{kondensor}}{U_o \cdot LMTD}$$

Dimana :

$Q_{kondensor}$  = laju perpindahan panas pada kondensor

$$Q_{kondensor} = V \cdot W_{kondensor}$$

Dimana :

$V$  = laju aliran refrigerant

$W_{kondensor}$  = kerja kondensor

$W_{kondensor} = h_2 - h_3$

$$= 460,0 - 256,396$$

$$= 203,634 \text{ kJ/kg}$$

Maka,

$$Q_{kondensor} = V \cdot W_{kondensor}$$

$$= 0,0098 \cdot 203,634$$

$$= 1,9956 \text{ kW} = 1995,6 \text{ watt}$$

Sehingga,

$$A = \frac{Q_{kondensor}}{U_o \cdot LMTD}$$

$$= \frac{1995,6}{21,097 \cdot 37,44}$$

$$= 2,5264 \text{ m}^2$$

8. Panjang pipa kondensor (L)

Panjang pipa kondensor dapat dicari dengan persamaan 4.25 yang dikemukakan oleh Stoecker (1987)

$$L = \frac{A}{n \cdot \pi \cdot DL}$$

Dimana :

$L$  = panjang pipa (m)

$n$  = banyaknya pipa

$A$  = luas bidang kontak (m<sup>2</sup>)

$DL$  = diameter luar pipa

Sehingga ,

$$L = \frac{2,5264}{30 \cdot \pi \cdot 0,00953} = 2,814 \text{ m}$$

9. Jumlah sirip

$$\text{Jumlah sirip} = \frac{2,814}{0,0254} = 110,787 \text{ buah} \approx 110 \text{ buah}$$

### KATUP EKSPANSI

Katup ekspansi yang digunakan dalam perancangan ini adalah katup ekspansi otomatis termostatic dengan alasan

- Dapat mengatur pemasukan refrigerant sesuai kebutuhan
- Mudah dalam pengaturan
- Memiliki ketelitian tinggi

### EVAPORATOR

Evaporator adalah penukar kalor yang paling penting dalam siklus refrigerasi, yaitu mendinginkan media disekitarnya, dengan data-data rancangan sebagai berikut :

- Kapasitas pendinginan : 2,2087 kW
- Fluida didalam pipa
  - Jenis fluida : refrigeran R-22
  - Temperatur penguapan fluida : -3°C
- Fluida di luar pipa
  - Jenis fluida : udara
  - Temperatur udara : 35 °C
  - Temperature udara ruang pendingin : -2 °C
- Pemilihan bahan dan ukuran pipa
  - Bahan pipa : tembaga
  - Dimensi luar (DL) : 0,00953 m
  - Diameter dalam (DD) : 0,00775 m
  - Tebal : 0,00178 m
- Susunan pipa yang direncanakan
  - Susunan pipa : segaris
  - Jumlah pipa : 60, jumlah baris pipa 20 buah, tiap baris terdapat 3 pipa
  - Jarak sumbu pipa mendatar (Sp) : 0,02859 m
  - Jarak sumbu pipa vertical (Sn) : 0,02859 m

Untuk merancang sebuah evaporator harus mengetahui parameter-parameternya terlebih dahulu, parameter tersebut akan dijelaskan dibawah ini :

1. Koefisiensi perpindahan panas rata-rata pada sisi udara ( $h_f$ )

Koefisiensi perpindahan panas rata-rata pada sisi udara dapat dicari dengan persamaan 4.14 yang dikemukakan oleh Holman(1994)

$$h_f = \frac{N_u \cdot k}{DL}$$

Dimana :

$h_f$  = koefisiensi perpindahan panas rata-rata pada sisi udara

(W/m<sup>2</sup>.K )

$N_u$  = bilangan Nusselt

$k$  = konduktifitas termal (W/m . K )

$DL$  = diameter luar pipa (m)

Sifat-sifat udara diketahui sebagai berikut :

- Temperature udara masuk kondensor : 35 °C
- Temperature udara ruang pendingin : -2 °C
- Temperatur rata-rata ( $T_f$ )

$$T_f = \frac{35 + (-2)}{2} = \frac{32}{2} = 16.5 \text{ °C} = 289,5 \text{ K}$$

Sifat-sifat udara pada temperatur 310,5 K menurut Holman (1994) adalah sebagai berikut :

- Massa jenis ( $\rho$ ) : 0,9913kg/m<sup>3</sup>
- Viskositas ( $\mu$ ) : 1,7943. 10<sup>-5</sup> kg/m.s
- Konduktifitas termal (k):0,0254 (W/m . K )
- Bilangan prandtl ( $Pr$ ) : 0,7109

a. Bilangan Reynold

Bilangan Reynold dapat dihitung dengan persamaan 4.15 yang dikemukakan oleh Holman (1994)

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot DL}{\mu}$$

Dimana :

$Re$  = bilangan Reynold

$\rho$  = massa jenis

$V$  = kecepatan udara 2 m/s (Arismunandar, 1986)

sehingga bilangan Reynold dapat dihitung dengan persamaan

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot DL}{\mu} = \frac{0,9913 \cdot 2 \cdot 0,00953}{1,7943 \cdot 10^{-5}} = 1053,011$$

b. Bilangan Nusselt

Bilangan Nusselt dapat dicari dengan persamaan 4.16 yang dikemukakan oleh Holman (1994)

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

Dimana :

$Nu$  = bilangan Nusselt

$Re$  = bilangan Reynold

$C, n$  = konstanta

$Pr$  = bilangan Prandtl

Konstanta C dan n digunakan dari tabel 4.7 dimana :

$$\frac{Sp}{d} = \frac{0,02859}{0,00953} = 3 \text{ dan } \frac{Sn}{d} = \frac{0,02859}{0,00953} = 3$$

Dari tabel 4.7 diperoleh konstanta C sebesar 0,317 dan n sebesar 0,608, sehingga dilangan Nusselt dapat dihitung menggunakan persamaan :  $Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$   
 $= 0,317 \cdot (1053,011)^{0,608} \cdot (0,7109)^{\frac{1}{3}}$   
 $= 19,467$

Sehingga koeisiensi perpindahan panas rata-rata pada sisi udara dapat dihitung dengan persamaan 4.14 :

$$h_f = \frac{Nu \cdot k}{DL}$$

$$= \frac{19,467 \cdot 0,0254}{0,00953}$$

$$= 51,885 (W/m^2 \cdot K)$$

2. Koeisiensi perpindahan panas rata-rata sisi refrigerant ( $h_i$ )

Koefisien perpindahan panas rata-rata sisi refrigeran dapat dicari dengan persamaan 4.17 yang dikemukakan oleh Stocker (1987)

$$h_i = 0,023 \left[ \frac{k}{DD} \right] \left[ \frac{V \cdot DD \cdot \rho}{\mu} \right]^{0,8} \left[ \frac{C_p \cdot \mu}{k} \right]^{0,4}$$

Dimana :

- $k$  = konduktifitas termal ( $W/m \cdot K$ )
- $DD$  = diameter dalam pipa (m)
- $V$  = kecepatan refrigeran melalui pipa (m/s)
- $\mu$  = viskositas cair (Pa.s)
- $\rho$  = massa jenis ( $kg/m^3$ )
- $C_p$  = panas spesifik (kJ/kg.K)

Sifat-sifat refrigeran pada temperature  $-1^\circ C$  menurut Stocker(1987) dan Dossat(1980) adalah sebagai berikut :

- Massa jenis ( $\rho$ ) : 1280,17  $kg/m^3$
- Viskositas ( $\mu$ ) : 0,000363 Pa.s
- Konduktifitas termal ( $k$ ): 0,0505 ( $W/m \cdot K$ )
- Panas spesifik  $C_p$  : 0,99575 (kJ/kg.K)

Kecepatan refrigerant melalui pipa ( $V$ ) dapat dicari dengan persamaan 4.18

$$V = \frac{V_v}{\frac{\pi}{4} \cdot DD^2}$$

Dimana :

$$V_v = \text{laju aliran volume, m/s}$$

$$V_v = \frac{\text{laju aliran refrigeran}}{\rho}$$

$$= \frac{0,0098}{1280,17}$$

$$= 7,655 \cdot 10^{-6} m^3/s$$

$DD$  = diameter dalam pipa, 0,00775 m

Maka :

$$V = \frac{V_v}{\frac{\pi}{4} \cdot DD^2}$$

$$= \frac{7,655 \cdot 10^{-6}}{\frac{\pi}{4} \cdot 0,00775^2}$$

$$= 0,1622 m/s$$

Sehingga koefisiensi perpindahan panas rata-rata sisi refrigeran dapat dihitung dengan persamaan 4.17 :

$$h_i = 0,023 \left[ \frac{k}{DD} \right] \left[ \frac{V \cdot DD \cdot \rho}{\mu} \right]^{0,8} \left[ \frac{C_p \cdot \mu}{k} \right]^{0,4}$$

$$= 0,023 \left[ \frac{0,0505}{0,00775} \right] \left[ \frac{0,1622 \cdot 0,00775 \cdot 1280,17}{0,000363} \right]^{0,8} \left[ \frac{0,99575 \cdot 0,000363}{0,0505} \right]^{0,4}$$

$$= 17,178 (W/m^2 \cdot K)$$

3. Koefisiensi sirip

Pipa evaporator akan diberi sirip-sirip plat tembaga untuk memperbesar luas permukaannya, sehingga dapat membuang panas lebih banyak. Sirip yang direncanakan berbentuk segi empat dengan dimensi sebagai berikut :

Panjang (a) : 0,580 m = 580 mm

Lebar (b) : 0,60 m = 60 mm

Tebal (t) : 0,001 m = 1 mm

Koefisiensi sirip dapat diketahui dari parameter yang dikemukakan oleh Holman (1994) sebagai berikut :

a. Panjang koreksi ( $L_c$ )

$$L_c = L + \frac{t}{2}$$

Dimana :

$L_c$  = panjang koreksi (mm)

$L$  = panjang sirip tiap pipa (mm)

$t$  = tebal sirip (mm)

b. Perbandingan  $\frac{r_{2c}}{r_1}$

Dimana :

$r_1$  = jari-jari luar pipa (mm)

$r_{2c}$  = penjumlahan antara  $r_1$  dengan  $L_c$  (mm)

c. Hasil dari  $L_c^{3/2} (h/kAm)^{1/2}$

Dimana :

$L_c$  = panjang pipa koreksi (m)

$h$  = koefisien perpindahan rata-rata pada sisi udara ( $W/m^2 \cdot K$ )

$k$  = Konduktifitas termal

$Am$  = luas profil ( $m^2$ )

Setelah 3 parameter tersebut diketahui, koefisien sirip dapat dilihat pada gambar 4.6.

Maka dari penjelasan diatas diperoleh sebagai berikut :

$$\bullet \quad L_c = \frac{a}{\text{Jumlah pipa}} + \frac{t}{2}$$

$$= \frac{580}{60} + \frac{1}{2}$$

$$= 9,67 + 0,5$$

$$= 10,17 \text{ mm}$$

$$\bullet \quad r_1 = \frac{DL}{2}$$

$$= \frac{9,53}{2}$$

$$= 4,765 \text{ mm}$$

$$\bullet \quad r_{2c} = r_1 + L_c$$

$$= 4,765 + 10,17$$

$$= 14,935 \text{ mm}$$

- $\frac{r_{2c}}{r_1} = \frac{14,935}{4,765}$   
 $= 6,899 \text{ mm}$
- $Am = t (r_{2c} + r_1)$   
 $= 1 (14,935 + 4,675)$   
 $= 19,7 \text{ mm} = 0,0197 \text{ m}$
- $Lc^{3/2} (h/kAm)^{1/2} =$   
 $(0,01017)^{3/2} \left( \frac{51,885}{386 \cdot 0,0197} \right)^{1/2}$   
 $= 0,0520$

Nilai  $Lc^{3/2} (h/kAm)^{1/2}$  digunakan untuk menentukan nilai efisiensi sirip ( $\eta$ ) pada gambar 4.6 nilai  $Lc^{3/2} (h/kAm)^{1/2}$  sebesar 0,0520 diperoleh nilai efisiensi sirip ( $\eta$ ) sebesar 0,99

4. Koefisiensi perpindahan panas total ( $U_o$ )  
 Koefisiensi perpindahan panas total dapat dicari dengan persamaan 4.19 yang dikemukakan oleh Stoecker (1987)

$$\frac{1}{U_o} = \frac{A_o}{h_f(A_p + \eta \cdot A_e)} + \frac{x \cdot A_o}{k \cdot Am} + \frac{A_o}{h_i A_i}$$

Dimana :

$h_f$  = koefisiensi perpindahan panas sisi udara

$h_i$  = koefisiensi perpindahan panas pada sisi refrigeran

$x$  = ketebalan pipa, 0,00178 m

$k$  = Konduktifitas termal tembaga, 386 w/m. K

$A_o$  = luas permukaan pipa sebelah luar

$A_i$  = luas permukaan pipa sebelah dalam

$Am$  = luas permukaan rata-rata pipa

Untuk luas permukaan pipa sebelah luar menggunakan ( $A_o$ ) persamaan 4.20 :

$$A_o = \frac{\pi}{4} (d_o)^2$$

$$= \frac{3,14}{4} (0,00953)^2$$

$$= 7,129 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Untuk luas permukaan pipa sebelah dalam menggunakan ( $A_i$ ) persamaan 4.21 :

$$A_i = \frac{\pi}{4} (d_i)^2$$

$$= \frac{3,14}{4} (0,00775)^2$$

$$= 4,715 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Untuk luas permukaan pipa rata-rata menggunakan ( $Am$ ) persamaan 4.22 :

$$A_m = \frac{A_o + A_i}{2}$$

$$= \frac{7,129 \cdot 10^{-5} + 4,715 \cdot 10^{-5}}{2}$$

$$= 5,92215 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Luas permukaan sisi udara untuk evaporator bersirip, terdiri dari atas dua bagian, yaitu permukaan utama ( $A_p$ ) dan permukaan tambahan ( $A_e$ ). Permukaan utama ( $A_p$ ) adalah permukaan pip diantara sirip-sirip, dan permukaan tambahan ( $A_e$ ) adalah sirip-sirip. Karena permukaan utama berada pada suhu dasar, maka keefektifan siripnya 1,0. Sedangkan pada permukaan tambahan keefektifan siripnya kurang dari 1,0 (Stoecker, 1987). Perancangan ini mengambil nilai  $A_e$  adalah 0,9 Sehingga dari persamaan 4.19 didapat :

$$\frac{1}{U_o} = \frac{A_o}{h_f(A_p + \eta \cdot A_e)} + \frac{x \cdot A_o}{k \cdot Am} + \frac{A_o}{h_i A_i}$$

$$= \frac{7,129 \cdot 10^{-5}}{51,885(1 + 0,99 \cdot 0,9)} + \frac{0,00178 \cdot 7,129 \cdot 10^{-5}}{386 \cdot 5,92215 \cdot 10^{-5}} + \frac{7,129 \cdot 10^{-5}}{17,178 \cdot 4,715 \cdot 10^{-5}}$$

$$= 0,0880$$

$$U_o = \frac{1}{0,0880} = 11,36 \text{ (W/m}^2 \cdot \text{K)}$$

5. Beda temperatur rata-rata logaritma (LMTD)

Beda temperatur rata-rata logaritma untuk evaporator dapat dicari dengan persamaan 4.23 yang dikemukakan oleh stoecker (1987) :

$$LMTD = \frac{[(T_c - (T_i)) - (T_c - (T_o))]}{\ln \frac{(T_c - (T_i))}{(T_c - (T_o))}}$$

Dimana :

$T_o$  = temperatur udara yang direncanakan, -2 °C

$T_i$  = temperatur penguapan, -3 °C

$T_c$  = temperatur udara masuk, 35 °C

Sehingga :

$$LMTD = \frac{[(35 - (-3)) - (35 - (-1))]}{\ln \frac{(35 - (-3))}{(35 - (-1))}}$$

$$= 37,49 \text{ °C}$$

6. Luas bidang kontak perpindahan panas pada evaporator (A)

Luas bidang kontak perpindahan panas pada evaporator dapat dicari dengan persamaan 4.24 yang dikemukakan oleh Stoecker (1987)

$$A = \frac{Q_{\text{evaporator}}}{U_o \cdot LMTD}$$

Dimana :

$Q_{\text{evaporator}}$  = laju perpindahan panas pada evaporator

$$Q_{\text{evaporator}} = V \cdot W_{\text{evaporator}}$$

Dimana :

$V$  = laju aliran refrigeran

$W_{\text{evaporator}}$  = kerja evaporator

$$W_{\text{kondensor}} = h_1 - h_4$$

$$= 404,994 - 256,396$$

$$= 148,598 \text{ kJ/kg}$$

Maka,

$$Q_{\text{evaporator}} = V \cdot W_{\text{evaporator}}$$

$$= 0,0098 \cdot 148,598$$

$$= 1,4562 \text{ kW} = 1456,2 \text{ Watt}$$

Sehingga,

$$A = \frac{Q_{\text{evaporator}}}{U_o \cdot LMTD}$$

$$= \frac{1456,2}{11,36 \cdot 37,49}$$

$$= 3,4192 \text{ m}^2$$

#### 7. Panjang pipa kondensor (L)

Panjang pipa kondensor dapat dicari dengan persamaan 4.25 yang dikemukakan oleh Stoecker (1987) :

$$L = \frac{A}{n \cdot \pi \cdot DL}$$

Dimana :

$L$  = panjang pipa (m)

$n$  = banyaknya pipa

$A$  = luas bidang kontak (m<sup>2</sup>)

$DL$  = diameter luar pipa

Sehingga ,

$$L = \frac{3,4192}{60 \cdot \pi \cdot 0,00953}$$

$$= 1,904 \text{ m}$$

#### 8. Jumlah sirip

$$\text{Jumlah sirip} = \frac{1,904}{0,0254} 74,960 \text{ buah} \approx 74 \text{ buah}$$

### KESIMPULAN

Data ruang pendingin untuk panjang = 650 mm, lebar = 600 mm, tinggi = 420 mm, temperatur luar ruangan 24 °C, temperatur dalam ruangan -2 °C, bahan ruangan = bahan dinding yang terdiri dari satu lapisan bahan, lapisan luar , lapisan tembaga, dan lapisan bagian dalam. Refrigerant yang digunakan adalah R-22, dimana data kompresor adalah: jenis kompresor torak, beban pendinginan = 1,375 kW , daya kompresor = 0,368 kW. Untuk kondensor , susunan pipa segaris, bahan pipa tembaga tipe-K, diameter luar pipa = 0,00953 m, diameter dalam pipa = 0,00775 m tebal pipa = 0,00178 m, jumlah pipa 30, jumlah baris pipa 10 buah tiap baris terdapat 3 pipa, panjang pipa 650 mm, jumlah sirip 110, panjang sirip 210 mm, lebar sirip 95 mm, tebal sirip 1 mm. Untuk evaporator Susunan pipa segaris, bahan pipa tembaga tipe-K, diameter luar pipa = 0,00953, diameter dalam pipa = 0,00775 m, tebal pipa = 0,00178 m, jumlah pipa 10, 100 buah cetakan, tiap baris 10 buah cetakan es kristal, Panjang pipa = 190 mm, jumlah cetakan 100 buah, tinggi cetakan 50 mm, lebar cetakan 10 mm, tebal cetakan 0,5 mm, untuk katup ekspansi yang digunakan adalah katup ekspansi termostatis

### DAFTAR PUSTAKA

- Arismunandar, W.(2018). *Penyegaran Udara*. Jakarta : PT. Pradya Paramata.
- Dossat, R.J. (2018). *Principles of Refrigeration*, Second Edition.Canada : John Wiley and Sons, inc.
- Hall, G. M. (2018). *Fish Processing Technology*, Second Edition.London :Blackie Academic and Professional.

Handbook, A (2019). *Refrigeration System and Application, SI Edition*. Atlanta : America Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, inc.

Handoko, K (2018). *Teknik Lemari Es*. Jakarta: PT. Ictiar Baru.

Hartanto, B. (2019) *Teknik Mesin Pendingin*. BKPI, Tegal

Heldman, D. R. (2018). *Introduction to food engineering*. San Diego: Academic Press, Inc.

Holman, J. (2018). *Perpindahan kalor, edisi ke enam*.Jakarta :Erlangga.

Stoecker, W. F, dan Jones W. J. (2019). *Refrigerasi Dan Penkondisian Udara, Edisi Kedua, Dalam Alih Bahasa Supratman Hara*. Jakarta: Erlangga.

Tabrani (2018). *Teknologi Hasil Perairan*. Universitas Islam Riau Press. Riau.

Winiati Pudji Rahayu (2019). *Teknologi Fermentasi Produk Perikanan*. Departemen Pendidikan dan Kebudayaan. Direktorat Jenderal Pendidikan Tinggi. Pusat Antar Universitas Pangan dan Gizi. IPB. Bogor.