

## BAB III

### PERHITUNGAN DAN PEMILIHAN PERALATAN

Setelah melakukan perancangan terhadap mesin-mesin refrigerasi yang akan digunakan, maka tahap berikutnya adalah melakukan perhitungan terhadap kebutuhan-kebutuhan energi yang ada. Dengan demikian maka mesin-mesin yang telah dirancang tersebut dapat direalisasikan sesuai dengan desain yang ada serta kondisi nyata di lapangan. Dalam bab ini selain melakukan perhitungan, juga dilakukan beberapa pemilihan dari hasil perhitungan terhadap mesin-mesin yang ada di pasaran. Hasil perancangan yang telah dilakukan harus disesuaikan dengan kondisi real lapangan sehingga system dapat berjalan sesuai hasil desain.

#### 3.1 PERHITUNGAN BEBAN REFRIGERASI PEMBUATAN ES BALOK

Beban refrigerasi pada *Containerized block ice plant* ini terdapat pada beban refrigerasi pada proses pembuatan es. Tujuan dilakukan perhitungan beban ini adalah untuk menentukan mesin-mesin yang sesuai dengan beban pendinginan hasil perancangan sehingga aplikasi system refrigerasi dapat berjalan dengan baik dan sesuai dengan desain.

##### 3.1.1 Perhitungan Beban Pendinginan Es dan Cetakan Es

Untuk memilih mesin-mesin refrigerasi yang tepat, maka diperlukan perhitungan beban refrigerasi untuk pembuatan es terlebih dahulu. Seperti kita ketahui, es balok dibuat dengan membekukan air yang ada di dalam cetakan dari temperatur awalnya sehingga terbentuk es balok pada temperatur dibawah 0°C. Berikut merupakan perhitungan untuk menentukan beban pendinginan system:

- Untuk membuat es, pertama-tama adalah menurunkan temperatur air dari temperatur awal,  $T_{0\text{ air}}$ , sebesar 27°C (300K)<sup>[15]</sup> menjadi temperatur beku air,  $T_{\text{air}}$ , sebesar 0°C (273K). Sehingga diperoleh perbedaan temperaturnya sebesar:

$$\Delta T_{\text{air}} = T_{0\text{ air}} - T_{\text{air}}$$

$$= 300 - 273$$

$$= 27 \text{ K}$$

- Massa es balok yang akan dibuat sebesar 1.644,43 kg dengan kalor jenis air,  $C_{p \text{ air}}$ , yaitu sebesar 4.180 J/(kg.K). Dari input tersebut diperoleh kalor yang dibutuhkan untuk mendinginkan air adalah sebesar:

$$\begin{aligned} Q_{\text{air}} &= m_{\text{air}} \cdot C_{p \text{ air}} \cdot \Delta T_{\text{air}} \\ &= (1.644,43) \cdot (4.180) \cdot (27) \\ &= 185.590.667,8 \text{ Joule} \end{aligned}$$

- Selanjutnya adalah menghitung kalor pembekuan yang diperlukan. Dengan kalor laten es,  $h_{l \text{ es}}$ , adalah sebesar 334.000 J/kg, maka didapat kalor laten untuk membekukan es sebanyak:

$$\begin{aligned} Q_{\text{laten}} &= m_{\text{air}} \cdot h_{l \text{ es}} \\ &= (1.644,43) \cdot (334.000) \\ &= 549.240.501,8 \text{ Joule} \end{aligned}$$

- Untuk memastikan bahwa es sudah membeku seluruhnya, maka temperatur es yang sudah membeku diturunkan lagi dari temperatur awal,  $T_{0 \text{ es}}$ , sebesar 0°C (273K) menjadi temperatur akhir es,  $T_{\text{es}}$ , sebesar -4°C (269K). Perbedaan temperaturnya adalah sebesar:

$$\begin{aligned} \Delta T_{\text{es}} &= T_{0 \text{ es}} - T_{\text{es}} \\ &= 273 - 269 \\ &= 4 \text{ K} \end{aligned}$$

- Dengan kalor jenis es,  $C_{p \text{ es}}$ , sebesar 2.020 J/(kg.K), maka kalor untuk menurunkan temperatur es adalah sebesar:

$$\begin{aligned} Q_{\text{es}} &= m_{\text{es}} \cdot C_{p \text{ es}} \cdot \Delta T_{\text{es}} \\ &= (1.644,43) \cdot (2.020) \cdot (4) \\ &= 13.287.015,73 \text{ Joule} \end{aligned}$$

- Sehingga dari data-data di atas, maka besarnya kalor untuk membekukan air dari temperatur 27°C menjadi es balok dengan temperatur -4°C adalah sebesar:

$$\begin{aligned} Q_{\text{pembekuan}} &= Q_{\text{air}} + Q_{\text{laten}} + Q_{\text{es}} \\ &= 185.590.667,8 + 549.240.501,8 + 13.287.015,73 \\ &= 748.118.185,2 \text{ J} \end{aligned}$$

Selain kalor yang dibutuhkan untuk membekukan es, diperlukan juga kalor yang digunakan untuk mendinginkan cetakan es. Sebab pembuatan es berlangsung dalam sebuah cetakan, maka beban pendinginan cetakan juga perlu diperhatikan untuk menentukan beban refrigerasi. Untuk menghitung beban pendinginan cetakan es, data-data yang digunakan adalah sebagai berikut:

- Karena cetakan tidak mengalami pembekuan meskipun temperaturnya di bawah 0°C, maka kalor yang terjadi pada cetakan hanyalah kalor sensibel saja dan tidak ada kalor laten. Kalor sensibel yang diperlukan adalah kalor yang dibutuhkan untuk menurunkan temperatur cetakan dari temperatur awal,  $T_{0 \text{ cetakan}}$ , sebesar 27°C (300K) menjadi temperatur akhir,  $T_{\text{cetakan}}$ , sebesar -4 (269K). Sehingga perbedaan temperatur awal dan akhir dari cetakan es adalah:

$$\begin{aligned}\Delta T_{\text{cetakan}} &= T_{0 \text{ cetakan}} - T_{\text{cetakan}} \\ &= 300 - 269 \\ &= 31 \text{ K}\end{aligned}$$

- Dengan kalor jenis cetakan,  $C_p$ , adalah kalor jenis *carbonsteel*, yakni sebesar 477 J/(kg.K) dan  $\rho$  adalah *density carbonsteel* sebesar 7,84 g/cm<sup>3</sup>, maka beban pendinginan untuk cetakan es adalah sebesar:

$$\begin{aligned}m_{\text{cetakan}} &= V_{\text{cet}} \rho_{\text{cet}} \\ &= 1.175,62 \text{ cm}^3 \cdot 7,84 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} = 9.216 \text{ g} = 9,216 \text{ kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Q_{\text{cetakan}} &= m_{\text{cet}} c_p \Delta T_{\text{cet}} \\ Q_{\text{cetakan}} &= 9.216 \times 477 \times 31 = 136.289,5 \text{ J}\end{aligned}$$

Dalam *Containerized block ice plant* yang dirancang, jumlah es balok,  $n_{\text{es}}$ , yang dibuat dalam satu bak pencetak es adalah sebanyak 128 buah es balok.

$$Q_{\text{cetakan total}} = 128 \times 136.289,5 = 17.445.060,5 \text{ J}$$

Dari beban pembekuan es dan beban pendinginan cetakan, maka besarnya beban pendinginan keseluruhan,  $Q_{\text{total}}$ , untuk membuat 128 es balok untuk *Containerized block ice plant* adalah sebesar:

$$\begin{aligned}Q_{\text{total}} &= Q_{\text{pembekuan}} + Q_{\text{cetakan total}} \\ Q_{\text{total}} &= 748.118.185,2 + 17.445.060,5 = 765.563.245,7 \text{ Joule}\end{aligned}$$

### 3.1.2 Perhitungan Waktu Pembekuan Es

Waktu pembekuan es ditentukan oleh ukuran dari cetakan es balok. Dari bab 2 dalam buku ini, dapat ditentukan waktu yang dibutuhkan untuk membekukan es pada perancangan ini. Cetakan es yang digunakan adalah cetakan berbentuk persegi dengan ukuran penampang atas sebesar  $190 \times 190 \text{ mm}^2$  ( $7,5 \times 7,5$  in), ukuran penampang bawah  $170 \times 170 \text{ mm}^2$ , tingginya 490 mm. Dengan menggunakan persamaan 2.16, maka bila menginginkan air beku dalam 24 jam temperatur *brine* yang dibutuhkan adalah:

$$x = \frac{7a^2}{32 - T}$$
$$x = \frac{7 \times 7,5^2}{32 - 13} = 20,7 \text{ jam}$$

### 3.1.3 Perhitungan Daya Pendinginan

Daya pendinginan yang dimaksud di sini adalah laju aliran kalor yang diambil dari media pendingin, yaitu air garam, baik itu yang digunakan untuk membekukan es maupun kalor yang hilang (*losses*) pada bak pencetak es. Sehingga daya yang diambil dari air garam merupakan jumlah dari daya untuk membekukan es ditambah daya yang hilang (*losses*) pada bak pencetak es.

Daya yang dibutuhkan untuk membekukan es dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.5, sehingga didapat daya pembekuan es adalah sebagai berikut:

$$Q_{\text{pembekuan}} = \frac{Q_{\text{total}}}{t_{\text{pembekuan}}}$$
$$= \frac{765.563.245,7}{20,7 \times 3600}$$
$$= 10.315,66 \text{ Watt}$$

### 3.1.4 Perhitungan Kerugian-Kerugian Kalor dan Daya Total Pendinginan

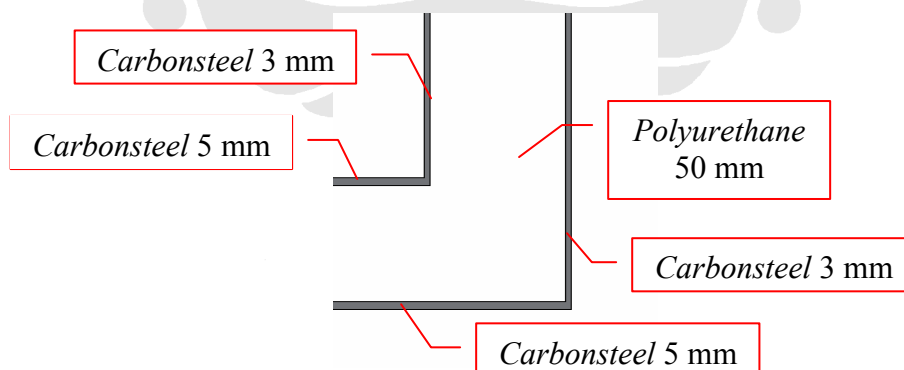
Selanjutnya adalah menghitung kerugian-kerugian daya yang ada pada bak pencetak es. Kerugian tersebut terjadi pada dinding-dinding bak, penutup cetakan es pada saat pembuatan es, dan bagian bawah bak. Kerugian-kerugian yang ada dianggap sebagai masuknya sejumlah kalor dari luar bak ke dalam bak. Sehingga dalam perhitungan beban ini proses perpindahan panas yang terjadi

disederhanakan menjadi konduksi saja dari luar bak ke dalam bak. Alasan penyederhanaan tersebut adalah sebagai berikut:

- Laju aliran kalor yang masuk dari luar bak ke dalam bak dianggap sebagai laju aliran kalor yang masuk ke air garam.
- Besarnya hambatan termal pada proses konveksi besarnya cukup kecil jika dibandingkan dengan hambatan termal pada proses konduksi mengingat koefisien konveksi diperoleh berdasarkan kecepatan. Dengan kecepatan aliran air garam di dalam bak pada perancangan hanya mencapai 0,1 m/s (belum dikurangi dengan *losses* karena hambatan-hambatan dan gesekan yang ada), maka koefisien konveksi yang dihasilkan menjadi cukup kecil sehingga hambatan termalnya pun juga cukup kecil.

Salah satu kerugian yang terjadi adalah pada dinding bak. Dinding bak tersusun atas 3 lapisan, yakni *carbonsteel* untuk bagian luar dan dalam bak serta *polyurethane* foam untuk bagian isolatornya yang berada antara *carbonsteel*. Untuk menghitung kerugian pada dinding, data-data yang dibutuhkan adalah sebagai berikut:

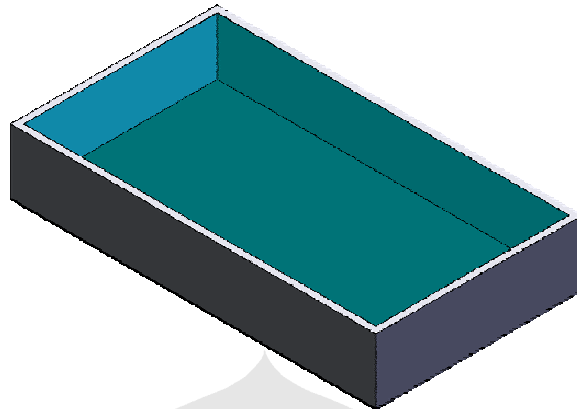
- Ketebalan,  $d$ , masing-masing lapisan adalah 3 mm untuk lapisan *carbonsteel* dan 50 mm untuk lapisan *polyurethane*. Konduktivitas termal,  $k$ , masing-masing material adalah 54 W/(m.K) untuk *carbonsteel* dan 0,021 W/(m.K) untuk *polyurethane*.



Gambar 3.3 Penampang bak pencetak es

- Bak pencetak es berupa prisma persegi panjang yang terbuka pada salah satu sisinya seperti ditunjukkan pada gambar 4.1. Bak tersebut mempunyai

panjang,  $p$ , sebesar 4.000 mm, lebar,  $l$ , sebesar 2.260 mm, dan tinggi,  $t$ , sebesar 600 mm.



Gambar 3.4 Desain bak yang digunakan untuk pembuatan es balok

Dengan demikian maka luas permukaan dinding bak lapisan luar,  $A_{\text{dinding}}$ , adalah sebesar:

- Luas dinding bak sisi panjangnya yang tidak menyentuh dinding *container*:

$$\begin{aligned} A_{d1} &= 0,5 \times p \times t \\ &= 0,5 \times 4.000 \times 600 \\ &= 1.200.000 \text{ mm}^2 = 1,2 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

- Luas dinding bak sisi panjangnya yang langsung menyentuh lapisan *polyurethane* dinding *container*:

$$\begin{aligned} A_{d2} &= 0,5 \times p \times t \\ &= 0,5 \times 4.000 \times 600 \\ &= 1.200.000 \text{ mm}^2 = 1,2 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

- Luas dinding bak sisi lebarnya yang menyentuh *diptank*:

$$\begin{aligned} A_{d3} &= l \times t \\ &= 2.260 \times 600 \\ &= 1.356.000 \text{ mm}^2 = 1,356 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

- Luas dinding bak sisi lebarnya yang menyentuh *sandwitch panel* ruang mesin:

$$\begin{aligned} A_{d4} &= l \times t \\ &= 2.260 \times 600 \\ &= 1.356.000 \text{ mm}^2 = 1,356 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

- Dengan demikian maka hambatan total yang terjadi pada dinding bak,  $R_{\text{dinding}}$ , adalah sebesar:

$$R_{\text{dinding1}} = \frac{1}{A_{\text{dinding1}}} \left( \frac{d_{\text{es}}}{k_{\text{es}}} + \frac{d_p}{k_p} + \frac{d_{\text{es}}}{k_{\text{es}}} \right)$$

$$= \frac{1}{1,2} \left( \frac{0,003}{54} + \frac{0,05}{0,021} + \frac{0,003}{54} \right)$$

$$= 1,98 \frac{K}{W}$$

$$R_{\text{dinding2}} = \frac{1}{1,2} \left( \frac{0,003}{54} + \frac{0,05}{0,021} + \frac{0,003}{54} + \frac{0,04}{0,021} + \frac{0,01}{54} \right)$$

$$= 3,572 \frac{K}{W}$$

$$R_{\text{dinding3}} = \frac{1}{1,356} \left( \frac{0,003}{54} + \frac{0,05}{0,021} + \frac{0,003}{54} + \frac{0,003}{54} \right)$$

$$= 1,76 \frac{K}{W}$$

$$R_{\text{dinding4}} = \frac{1}{1,356} \left( \frac{0,003}{54} + \frac{0,05}{0,021} + \frac{0,003}{54} + \frac{0,003}{54} + \frac{0,05}{0,021} + \frac{0,003}{54} \right)$$

$$= 3,51 \frac{K}{W}$$

- Perbedaan temperatur pada dinding,  $\Delta T_{\text{dinding}}$ , adalah sebagai berikut:
- $\Delta T_1$  merupakan beda temperatur antara temperatur *brine* (262K) dan ruang produksi es balok (301K)
 
$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{\text{udara}} - T_{\text{air garam}} \\ &= 301 - 262 \\ &= 39 \text{ K} \end{aligned}$$
  - $\Delta T_2$  merupakan beda temperatur antara temperatur *brine* (262K) dan udara luar *container* (308K)
 
$$\begin{aligned} \Delta T_2 &= T_{\text{udara}} - T_{\text{air garam}} \\ &= 308 - 262 \\ &= 46 \text{ K} \end{aligned}$$
  - $\Delta T_3$  merupakan beda temperatur antara temperatur *brine* (262K) dan air *diptank*, temperatur air pada *diptank* tidak boleh lebih dari 21,1°C (293K)

$$\begin{aligned}\Delta T_3 &= T_{\text{air dip tank}} - T_{\text{air garam}} \\ &= 293 - 262 \\ &= 31 \text{ K}\end{aligned}$$

- $\Delta T_4$  merupakan beda temperatur antara temperatur *brine* (262K) dan ruang mesin, dimana temperatur ruang mesin sama dengan temperatur lingkungan (308K)

$$\begin{aligned}\Delta T_4 &= T_{\text{ruang mesin}} - T_{\text{air garam}} \\ &= 308 - 262 \\ &= 46 \text{ K}\end{aligned}$$

- Dari data-data di atas, maka besarnya laju aliran kalor yang masuk ke dalam bak adalah sebesar:

$$q_{R1} = \frac{\Delta T_1}{R_1} = \frac{39}{1,98} = 19,69 \text{ W}$$

$$q_{R2} = \frac{\Delta T_2}{R_2} = \frac{46}{3,72} = 12,39 \text{ W}$$

$$q_{R3} = \frac{\Delta T_3}{R_3} = \frac{31}{2,06} = 14,99 \text{ W}$$

$$q_{R4} = \frac{\Delta T_4}{R_4} = \frac{46}{4,11} = 11,20 \text{ W}$$

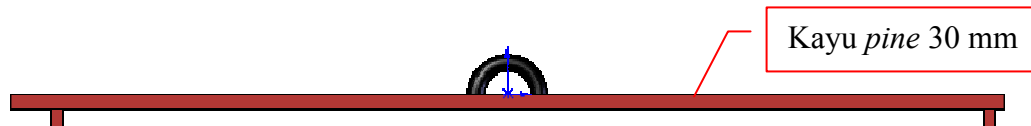
$$q_{\text{total dinding}} = q_{R1} + q_{R2} + q_{R3} + q_{R4} = 58,27 \text{ W}$$

Kerugian lainnya adalah yang terjadi pada penutup cetakan es yang juga merupakan penutup bak. Perhitungan untuk menghitung kerugian yang terjadi pada penutup cetakan adalah sebagai berikut:

- Penutup cetakan terbuat dari kayu dengan ketebalan,  $d$ , sebesar 30 mm dan konduktivitas termalnya,  $k$ , sebesar 0,11 W/(m.K). Dengan luas permukaan keseluruhan sama dengan luas bak bagian atas (4×2,26 m), maka besarnya hambatan termal pada penutup cetakan adalah:

$$R_{\text{penutup}} = \frac{d_{\text{kayu}}}{A_{\text{penutup}} \cdot k_{\text{kayu}}} = \frac{0,03}{9,04 \times 0,11} = 0,30 \frac{\text{K}}{\text{W}}$$





Gambar 3.3 Penampang penutup cetakan

- Perbedaan temperatur antara bagian luar penutup dengan temperatur air garam merupakan beda temperatur antara air garam (262K) dengan temperatur ruang produksi es balok (301K) , maka besarnya laju aliran kalor yang masuk melalui penutup cetakan adalah sebesar:

$$\begin{aligned}
 q_{\text{penutup}} &= \frac{\Delta T_{\text{penutup}}}{R_{\text{penutup}}} \\
 &= \frac{(301 - 262)}{0,03} = \frac{39}{0,03} \\
 &= 1.292,72W
 \end{aligned}$$

Kerugian yang lain adalah kerugian yang terjadi pada bak bagian bawah dimana bagian bawah bak tersusun atas material dan tebal yang sama dengan material dan tebal pada dinding bak. Dengan luas permukaannya merupakan luas bak bagian bawah, maka perhitungan untuk menghitung kerugian pada bak bagian bawah adalah sebagai berikut:

- Hambatan termal,  $R_{\text{bawah}}$ , pada bak bagian bawah adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 A_b &= p \times l \\
 &= 4.000 \times 2.260 \\
 &= 9.040.000 \text{ mm}^2 = 9,04 \text{ m}^2 \\
 R_{\text{bawah}} &= \frac{1}{A_b} \left( \frac{d_{cs}}{k_{cs}} + \frac{d_p}{k_p} + \frac{d_{cs}}{k_{cs}} \right) \\
 &= \frac{1}{9,04} \left( \frac{0,005}{54} + \frac{0,05}{0,021} + \frac{0,005}{54} \right) \\
 &= 0,26 \frac{K}{W}
 \end{aligned}$$

- Perbedaan temperatur,  $\Delta T_{\text{bawah}}$ , antara dinding bagian bawah dengan dinding bagian dalam dianggap sebagai perbedaan antara temperatur udara luar,  $T_{\text{udara}}$ , yakni 35°C (308K), dengan temperatur air garam,  $T_{\text{air garam}}$ , yang sebesar -11°C (262K) . Sehingga diperoleh besarnya perbedaan temperatur tersebut adalah:

$$\begin{aligned}\Delta T_{\text{bawah}} &= T_{\text{udara}} - T_{\text{air garam}} \\ &= 308 - 262 \\ &= 46 \text{ K}\end{aligned}$$

- Dari data-data di atas, maka besarnya laju aliran kalor yang masuk ke dalam bak adalah sebesar:

$$q_{\text{bawah}} = \frac{\Delta T}{R_{\text{bawah}}} = \frac{46}{0,26} = 174,64 \text{ W}$$

Dari data-data hasil perhitungan di atas, maka besarnya kerugian-kerugian kalor pada bak,  $q_{\text{rugi-rugi}}$ , merupakan penjumlahan dari kerugian-kerugian kalor pada setiap sisi bak, yaitu:

$$\begin{aligned}q_{\text{rugi-rugi}} &= q_{\text{dinding}} + q_{\text{penutup}} + q_{\text{bawah}} = 95,82 + 1.292,72 + 174,64 \\ &= 1.563,18 \text{ Watt}\end{aligned}$$

Dari daya pembekuan dan daya yang hilang, maka besarnya laju aliran kalor yang dilepaskan oleh air garam adalah sebesar:

$$\begin{aligned}q_{\text{air garam}} &= q_{\text{pembekuan}} + q_{\text{rugi-rugi}} \\ &= 10.315,66 + 1.563,18 = 11.878,84 \text{ Watt}\end{aligned}$$

Akan tetapi dalam praktek sehari-hari banyak faktor yang mempengaruhi dalam pabrik es, seperti:

- Transmisi panas (dingin) dari bak air garam yang tidak memadai isolasinya serta kayu penutup
- Pembukaan kayu penutup pada waktu mencabut es dan pengisian air juga menambah beban panas

Pada umumnya pabrik es di Indonesia menambahkan 30%<sup>[14]</sup> dari perhitungan kapasitas berdasarkan teori untuk mengatasi beban tambahan tersebut diatas, sehingga menjadi:

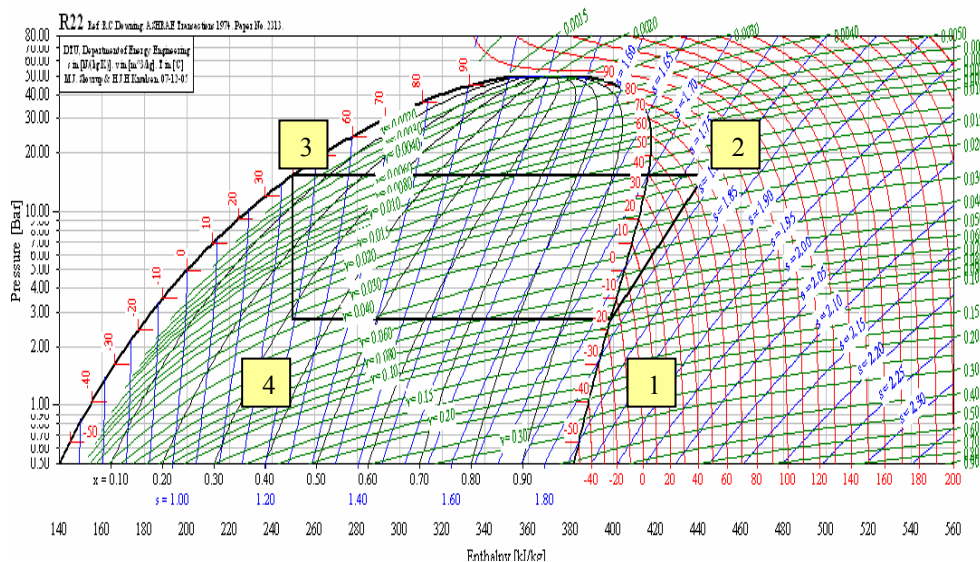
$$\begin{aligned}q_{\text{total}} &= q_{\text{air garam}} \times \text{safety factor} \\ &= 11.878,84 \times 1,3 \\ &= 15442,5 \text{ Watt} \approx 15,5 \text{ kW}\end{aligned}$$

### 3.2 PERHITUNGAN UNTUK MESIN-MESIN REFRIGERASI

Berdasarkan pertimbangan-pertimbangan dalam perancangan, maka berikut ini adalah data-data yang akan digunakan untuk proses perhitungan dan pemilihan mesin-mesin refrigerasi:

- Temperatur evaporator ditetapkan sebesar  $-17^{\circ}\text{C}$  dengan pertimbangan bahwa temperatur air garam yang akan didinginkan adalah sebesar  $-11^{\circ}\text{C}$ . Sehingga temperatur evaporator harus lebih kecil dari pada temperatur terdingin air garam.
- Temperatur kondenser juga ditetapkan sebesar  $40^{\circ}\text{C}$ . Hal ini dikarenakan temperatur udara lingkungan yang mendinginkan *refrigerant* di *condenser* maksimal temperaturnya sebesar  $\pm 35^{\circ}\text{C}$ , sehingga temperatur *condenser* harus lebih panas dari temperatur lingkungan, sehingga lingkungan bisa mendinginkan *refrigerant* yang ada pada kondenser.
- Beban refrigerasi sama dengan  $q_{\text{total}}$ , yakni sebesar 15,5 kW. Digunakannya 15,5 kW dengan pertimbangan bahwa laju aliran kalor yang harus diserap oleh *brine* untuk membekukan air menjadi es bertemperatur  $-4^{\circ}\text{C}$  adalah sebesar 15,5 kW.
- *Refrigerant* yang digunakan pada perancangan ini adalah R22.

Dari data-data tersebut di atas, maka kita dapat membuat siklus ideal refrigerasinya dalam diagram p-h seperti berikut ini:



Gambar 3.5 Siklus refrigerasi ideal

Dari gambar 4.4, dapat kita ketahui besarnya temperatur, tekanan, entalpi, dan massa jenis *refrigerant* pada setiap titik. Berikut ini adalah tabel untuk keempat titik tersebut:

Point	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)
1	-17	2,745	398,73
2	40	15,335	442,539
3	40	15,335	249,674
4	-17	2,745	249,674

Tabel 3.1 Properti refrigerant di setiap titik dalam siklus refrigerasi ideal

Dari tabel 4.1, maka jika ingin mendapatkan efek refrigerasi sebesar 15,6 kW, maka harus dipenuhi beberapa hal berikut:

- Efek refrigerasi terjadi dari titik 4 ke titik 1, sehingga besarnya efek refrigerasi,  $\Delta h_e$ , adalah:

$$\begin{aligned}\Delta h_e &= h_1 - h_4 \\ &= 398,73 - 249,674 \\ &= 149,056 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Maka laju aliran massa refrigeran,  $\dot{m}$ , yang harus digunakan adalah sebesar:

$$\dot{m} = \frac{q_{ev}}{\Delta h} = \frac{15,5}{149,056} = 0,104 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- Dari laju aliran massa *refrigerant* yang ada, maka kita bisa mengetahui besarnya daya kompresor. Proses kompresi terjadi dari titik 1 ke titik 2, sehingga besarnya kerja kompresor,  $\Delta h_k$ , adalah:

$$\begin{aligned}\Delta h_k &= h_2 - h_1 \\ &= 442,539 - 398,73 \\ &= 43,809 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Maka besarnya daya yang dibutuhkan kompresor adalah sekitar:

$$\begin{aligned}w_k &= \dot{m} \times \Delta h_k \\ &= 0,103 \times 43,809 = 4,54 \text{ kW}\end{aligned}$$

- Besarnya daya yang diperlukan oleh kondenser pun dapat kita ketahui dari besarnya efek refrigerasi dan daya kompresor yang dibutuhkan. Proses kondensasi terjadi dari titik 2 ke titik 3, sehingga daya kondensasi,  $q_{kon}$ , yang dibutuhkan adalah:

$$\begin{aligned}q_{kon} &= q_{evap} + w_{komp} \\ &= 15,5 + 4,54 = 20,04 \text{ kW}\end{aligned}$$

Akan tetapi, untuk siklus ideal sekalipun biasanya terdapat *superheating* dan *subcooling*. Karena pada aplikasinya nanti, mesin-mesin sebuah sistem refrigerasi, terutama kompresor, memerlukan *superheating* dimana besarnya biasanya minimal adalah 5 K. Sedangkan untuk *subcooling*, tidak terlalu diperlukan kecuali jika itu benar-benar dibutuhkan untuk menambah efek refrigerasi. Selain itu, besarnya efisiensi isentropis,  $\eta_{isen}$ , juga tidak sama dengan 1 tetapi biasanya berkisar antara 0,7 – 0,8.

### 3.2.1 Perhitungan dan Pemilihan Evaporator

Evaporator yang digunakan di sini adalah sebuah alat penukar kalor (*heat exchanger*) yang berfungsi untuk menurunkan temperatur air garam. Dalam perancangan ini, alat penukar kalor yang digunakan adalah *coil/tubes* yang dibenamkan ke dalam air garam sehingga temperatur refrigerant akan menurunkan dan menjaga temperatur *brine*. Pada perancangan ini, variabel yang dicari adalah jumlah *tubes* yang dibutuhkan untuk menyerap kalor dari *brine*.

Berikut merupakan data-data yang digunakan dalam perhitungan penentuan jumlah *tubes* evaporator.

- Material *tubes* copper yang memiliki konduktivitas thermal sebesar 401 W/mK,
- Pipa yang digunakan, pipa berdiameter luar 42 mm dan panjang 9 ft,
- Fluktuasi temperatur *brine* sekitar 4°C, sehingga temperatur tertingginya,  $T_0$ , -7°C dan temperatur terendahnya,  $T_a$ , -11°C
- Temperatur evaporator,  $T_{ev}$ , -17°C,
- Kapasitas kalor pembekuan,  $q_{ev}$ , 15.442,491 W

Dari data-data tersebut maka dapat ditentukan perbedaan temperatur rata-rata logaritmus (LMTD) dari *brine* dan evaporator:

$$\begin{aligned}
 LMTD &= \frac{(T_0 - T_{ev}) - (T_a - T_{ev})}{\ln \left[ \frac{(T_0 - T_{ev})}{(T_a - T_{ev})} \right]} \\
 &= \frac{(-8 - (-17)) - (-11 - (-17))}{\ln \left[ \frac{(-8 - (-17))}{(-11 - (-17))} \right]} = 7,4^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Dari perbedaan temperatur rata-rata logaritmus (LMTD) dapat ditentukan luas evaporator yang dibutuhkan untuk menyerap kalor sebesar 15.442,491 W, maka luas permukaan yang dibutuhkan:

$$A_{ev} = \frac{q_{ev}}{k_{ev} \cdot LMTD}$$

$$= \frac{15.442,491}{401 \times 7.4} = 5,8 \text{ m}^2$$

Berdasarkan perhitungan dan kondisi tersebut di atas, didapatkan luas *tubes* yang dibutuhkan untuk menghantarkan kalor sebesar 15.442,491 W adalah 5,2 m<sup>2</sup>, maka jumlah *tubes* yang diperlukan sebanyak:

- Luas pipa

$$A_p = 3,14 \times d \times p$$

$$= 3,14 \times 0,042 \times 2,7 = 0,36 \text{ m}^2$$

- Jumlah pipa

$$n = \frac{A_{ev}}{A_p} = \frac{5,8}{0,36} = 15,99 \approx 16 \text{ tubes}$$

### 3.2.2 Perhitungan dan Pemilihan Kompresor

Dari perhitungan yang telah dilakukan sebelumnya, didapatkan laju aliran *refrigerant* sebesar 0,103 kg/s dan besarnya daya kompresor yang dibutuhkan sebesar 4,54 kW. Namun pada kenyataannya banyak sekali faktor yang menyebabkan perbedaan daya kompresor yang diinginkan dengan daya kompresor yang ada dipasaran. Faktor-faktor yang mempengaruhinya adalah antara lain:

- Semua kompresor yang ada membutuhkan temperatur *superheat* untuk menjamin bahwa tidak ada *refrigerant* cair yang masuk ke dalam kompresor. Biasanya perusahaan kompresor menetapkan temperatur *superheat* minimal 5K.<sup>[14]</sup>
- Efisiensi isentropis kompresor tidak ada yang sama dengan 1, tetapi hanya berkisar antara 0,7 – 0,8.<sup>[17]</sup>

- Pressure drop senantiasa timbul pada system refrigerasi, umumnya didisain pada range 0.5-1 K.<sup>[18]</sup>
- Compressor heatloss pada kompresor semihhermetic sebesar 10 %.<sup>[17]</sup>

Faktor-faktor tersebutlah yang menjadi pertimbangan dalam pemilihan kompresor pada kondisi nyata. Oleh karena itu, pada desain sistem refrigerasi ditambahkan *superheat* sebesar 5 K, efisiensi isentropis kompresor sebesar 0,7, compressor heatloss 10 % dan pressure drop sebesar 0.5 K, sehingga inputnya dalam software coolpack menjadi menjadi:

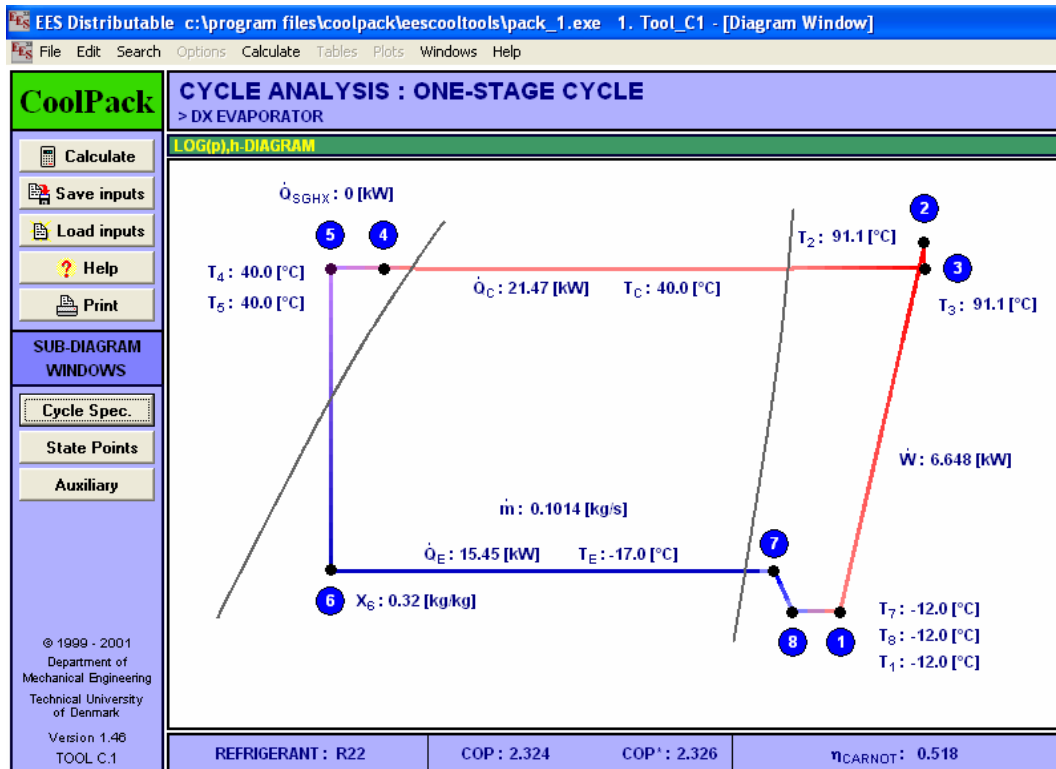
CYCLE SPECIFICATION			
<b>TEMPERATURE LEVELS</b>		<b>PRESSURE LOSSES</b>	
$T_E$ [°C]: -17.0	$\Delta T_{SH}$ [K]: 5	$\Delta p_{SL}$ [K]: 0.5	
$T_C$ [°C]: 40.0	$\Delta T_{SC}$ [K]: 0	$\Delta p_{DL}$ [K]: 0.5	
<b>SUCTION GAS HEAT EXCHANGER</b>		<b>REFRIGERANT</b>	
No SGHX		R22	
<b>CYCLE CAPACITY</b>			
Cooling capacity $\dot{Q}_E$ [kW]: 15.45	$\dot{Q}_E$ : 15.45 [kW]	$\dot{Q}_C$ : 21.47 [kW]	$\dot{m}$ : 0.1014 [kg/s]
<b>COMPRESSOR PERFORMANCE</b>			
Isentropic efficiency $\eta_{is}$ [-]: 0.7	$\eta_{is}$ : 0.700 [-]	$\dot{W}$ : 6.648 [kW]	
<b>COMPRESSOR HEAT LOSS</b>			
Heat loss factor $f_Q$ [%]: 10	$f_Q$ : 10.0 [%]	$T_2$ : 91.1 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS}$ : 0.6648 [kW]
<b>SUCTION LINE</b>			
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]: 0.0	$\dot{Q}_{SL}$ : 12 [W]	$T_8$ : -12.0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$ : 0.0 [K]

Calculate	Print	Help	Home	Auxiliary	State Points	COP: 2.324	COP*: 2.326
-----------	-------	------	------	-----------	--------------	------------	-------------

Gambar 3.5 Input untuk siklus refrigerasi

Input di atas menghasilkan siklus refrigerasi seperti di bawah ini. Terlihat pada siklus ini terdapat perubahan dari siklus sebelumnya yang merupakan siklus ideal, pada siklus ini terdapat superheat, pressure drop, compressor heatloss, dan isentropic efficiency.



Gambar 3.6 Siklus refrigerasi ideal dengan efisiensi isentropis kompresor sebesar 0,7 dan superheat 5 K

Dari siklus tersebut di dapat data-data sebagai berikut:

STATE POINT	TEMPERATURE	PRESSURE	ENTHALPY
	[°C]	[kPa]	[kJ/kg]
1	-12.0	269.1	246.7
2	91.1	1551.4	305.7
3	91.1	1532.6	305.9
4	40.0	1532.6	94.3
5	40.0	1532.6	94.3
6	-17.0	274.3	94.3
7	-12.0	274.3	246.6
8	-12.0	269.1	246.7

Tabel 4.2 Properti refrigerant di setiap titik dalam siklus refrigerasi

Berdasarkan data di atas, maka laju massa refrigerant adalah:

$$\dot{m} = \frac{q_{ev}}{h_1 - h_6} = \frac{15,5}{246,7 - 94,3} = 0,101 \frac{kg}{s}$$



Terlihat dari siklus dan tabel properti tersebut di atas maka terdapat perbedaan pada entalpi di titik 1 & 3, yang merupakan representasi dari daya kompresor. Sehingga dengan penambahan *superheat* sebesar 5 K dengan efisiensi isentropis 0,7 maka perbedaan entalpinya berubah menjadi:

$$\begin{aligned}\Delta h_k &= h_3 - h_1 \\ &= 305,9 - 246,7 \\ &= 59,2 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Sehingga daya kompresor yang dibutuhkan pada perhitungan dari diagram p-h ideal yang ada pada gambar di atas adalah sebesar :

$$\begin{aligned}w_k &= \dot{m} \times \Delta h_k \\ &= 0,101 \times 59,2 = 6 \text{ kW}\end{aligned}$$

Dengan menggunakan software Bitzer maka dimasukkan input data yang sesuai spesifikasi:

- Cooling capacity: 15,5 kW
- Evaporating temperature: -17°C
- Condensing temperature: 40°C
- Power supply: 50 Hz
- Useful *superheat*: 100%

Sehingga didapatkan kompresor yang cocok dengan kriteria di atas adalah model kompresor 4TCS – 8.2 – 40P dengan spesifikasi:

Compressor model	4TCS-8.2-40P
Cooling capacity	16.30 kW
Cooling capacity*	16.30 kW
Evaporator capacity	16.30 kW
Power input	6.84 kW
Current (400V)	11.48 A
Voltage range	380-420V
Condensing capacity	23.1 kW
COP/EER	2.38
COP/EER *	2.38

Tabel 4.3 Spesifikasi kompresor

Dengan performance pada temperature condenser 40°C seperti di bawah ini:

T kondenser [°C]		T evaporator [°C]						
		10	5	0	-5	-10	-15	-20
40	Qo[W]	--	-	-	27092	22131	17843	14154
	Qo*[W]				27092	22131	17843	14154
	P [kW]				8.39	7.77	7.11	6.42
	I [A]				13.74	12.84	11.88	10.88
	Qc[W]				35482	29904	24958	20576
	COP				3.23	2.85	2.51	2.2

Tabel 4.4 Performance kompresor pada temperatur kondenser 40°C

### 3.2.3 Perhitungan dan Pemilihan Kondenser

Dari siklus refrigerasi sebelumnya pada pemilihan kompresor, maka didapatkan besarnya perubahan entalpinya pada condenser sebesar:

$$\begin{aligned}\Delta h_{\text{kond}} &= h_3 - h_5 \\ &= 305,9 - 94,3 \\ &= 211,6 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

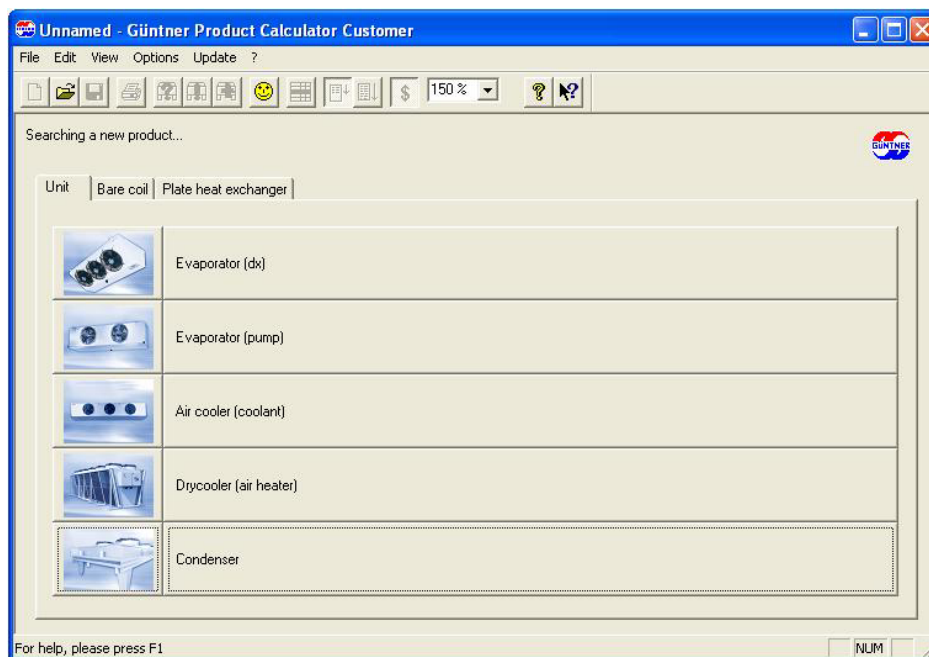
Sehingga dengan laju aliran refrigerant 0,101 kg/s, didapatkan daya kondensernya sebesar:

$$\begin{aligned}w_{\text{kond}} &= \dot{m} \times \Delta h_{\text{kond}} \\ &= 0,101 \times 211,6 = 22,45 \text{ kW} \approx 22,5 \text{ kW}\end{aligned}$$

Sehingga kapasitas kondensasi sebesar 22,5 kW dengan temperatur kondenser yang telah ditentukan 40°C. Karena daya dan temperatur yang dibutuhkan sudah ada, maka pada sub bab ini hanya dilakukan pemilihan kondenser saja.

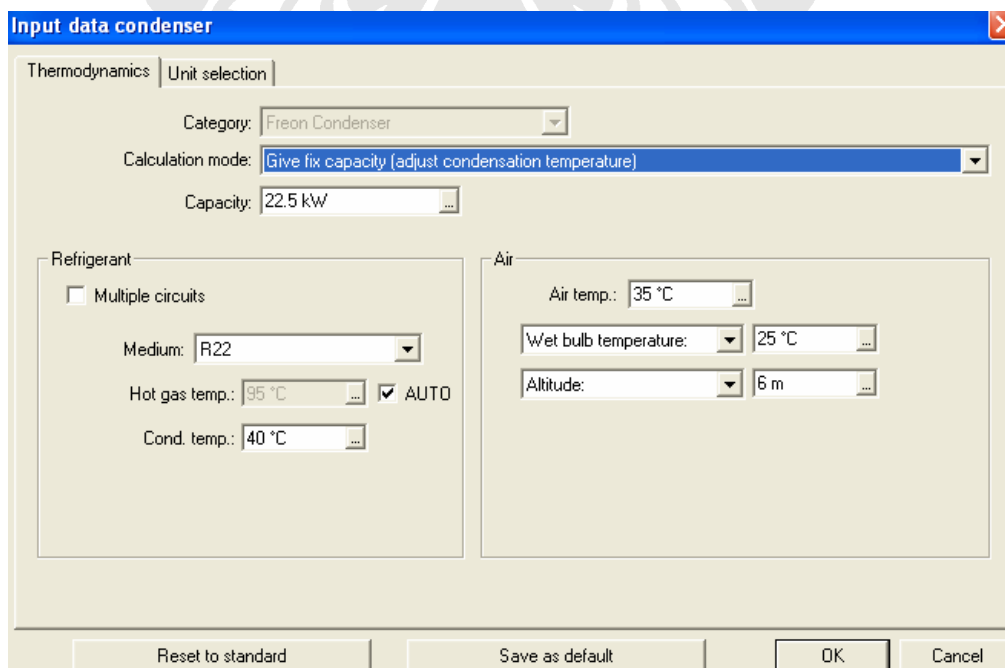
Pemilihan kondenser perlu dilakukan agar kondenser yang digunakan bisa dipasang pada kontainer. Dalam pemilihan digunakan perangkat lunak *Güntner Product Calculator Customer* yang merupakan perangkat lunak katalog untuk produk-produk Güntner. Selain data-data yang ada, pada pemilihan kondenser ini juga perlu dipertimbangkan temperatur udara yang digunakan sebagai pendingin. Temperatur udara di Indonesia yang menjadi referensi untuk dijadikan sebagai temperatur udara pendingin dalam pemilihan ini adalah temperatur udara di kota Surabaya. Surabaya yang memiliki ketinggian 3-6 m dari permukaan laut<sup>[19]</sup>, pada musim panas temperatur udara bisa mencapai 34,2°C dengan temperatur rata-rata

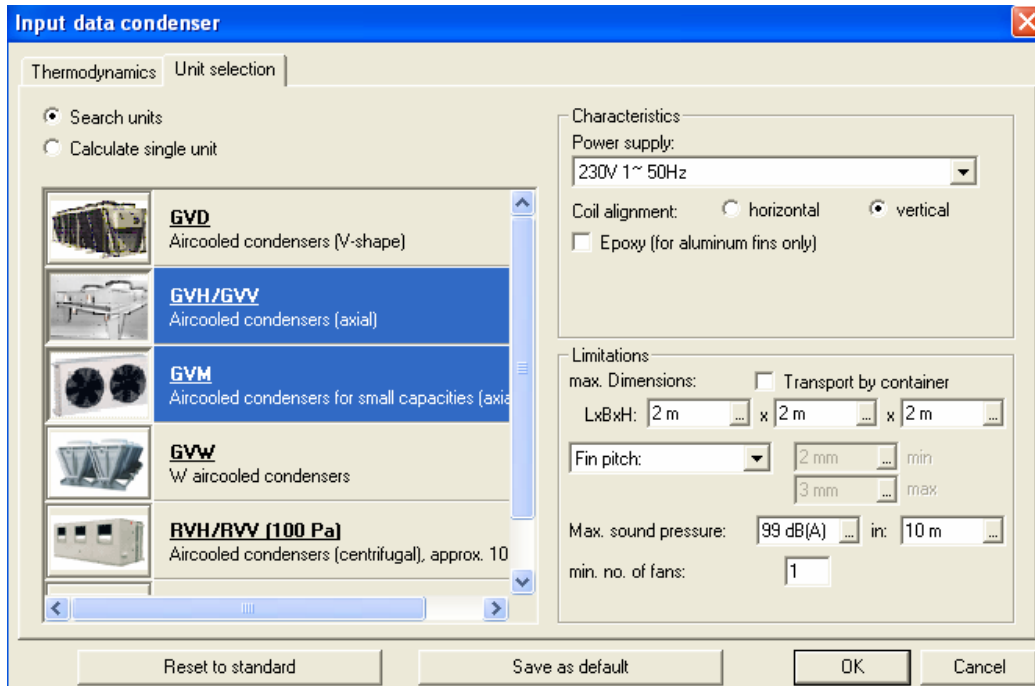
bola basah yang bersesuaian sekitar  $24,6^{\circ}\text{C}$ . Sehingga dalam pemilihan ini digunakan temperatur udara  $35^{\circ}\text{C}$  dan temperatur bola basah  $25^{\circ}\text{C}$ . [10]



Gambar 3.7 Tampilan Guntner Product Calculator Customer

Pada tampilan perangkat lunak, seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.11, dipilih bagian *condenser*. Selanjutnya adalah memasukkan input untuk kondenser yang akan digunakan sesuai dengan data-data yang ada seperti pada gambar 4.12 di bawah ini:





Gambar 3.8 Data input untuk pemilihan kondenser

Ditetapkan dalam melakukan pemilihan, kapasitas condenser ditetapkan 22,5 kW. Setelah melakukan perhitungan, akan muncul berbagai pilihan kondenser yang bisa digunakan seperti tampak pada gambar 4.13 berikut ini:

	Unit key	TC	Surface	Air	Sound P	Motor data			Price
		°C	m <sup>2</sup>	m <sup>3</sup> /h	dB(A)	kW	A	min-1	EUR
1	GVV 067A/2-L(W)	40.7	136.0	17020	50	0.70	3.4	870	2810
2	GVV 052A/2x2-L(W)	39.4	207.2	20080	44	0.29	1.25	890	4686
3	GVV 052A/2x2-S(W)	40.4	207.2	14780	36	0.14	0.65	650	4686
4	GVV 052A/2x2-N(W)	38.5	207.2	29750	54	0.77	3.4	1210	4750

Gambar 3.9 Berbagai tipe kondenser yang bisa dipilih

Pemilihan condenser ini berdasarkan criteria:

- temperature kondensasi condenser di bawah temperature kondensasi perancangan, dengan pertimbangan agar kompresor yang telah digunakan dapat mencapai tekanan dari condenser,
- ukuran dimensi dari condenser harus lebih kecil dari ukuran container sehingga dipilih condenser yang panjang dan tingginya tidak lebih dari 2 m,
- harga kondenser yang murah.

Berdasarkan criteria tersebut condenser yang cocok digunakan adalah:

- Tipe kondenser: GVV 052A/2X2-L(W)
- Total power consumption: 1,16 kW
- Kapasitas : 22,5 kW
- Laju aliran udara : 20.080 m<sup>3</sup>/h
- Temperatur udara masuk : 35 °C
- Untuk *refrigerant*:
  - Temperatur gas panas : 95°C
  - Temperatur kondensasi: 39,4°C
  - Temperatur keluaran kondensasi: 38.5°C

### 3.2.4 Perhitungan dan Pemilihan Alat ekspansi Termostatik

Pemilihan alat ekspansi termostatik ditentukan berdasarkan kapasitas dari evaporator. Berdasarkan perhitungan sebelumnya ditentukan bahwa besarnya kapasitas evaporator 15442,49076 W, sehingga bila dibandingkan dengan catalog alat ekspansi termostatik milik Danfoss didapatkan T/TE 2 valve sebagai alat ekspansi termostatik yang sesuai. T/TE 2 mampu handle kapasitas evaporator pada range 0,5 – 15,5 kW dengan refrigerannya R22. Berikut spesifikasi T/TE22:



Gambar 3.10 TXV TE/T 2

- Rated capacity: 0,5 – 15,5 kW
- Brass housing
- Flare/flare or solder /flare connections

### 3.3 PERHITUNGAN DAN PEMILIHAN HOIST

Salah satu hal penting pada pemilihan hoist adalah kapasitas beban yang sanggup ditanggung dari hoist yang digunakan. Pada pemilihan hoist ini beban yang harus ditanggung adalah beban-beban dari berat es balok, ice can, dan penyangga ice can. Berdasarkan data-data yang ada dapat ditentukan beban-bebannya sebagai berikut:

- Beban dari es balok. Satu baris ada 8 es balok dengan massa 1 es balok sebesar 12,85 kg, sehingga beban dari es balok dalam 1 row adalah:

$$w_{es} = n_{es} \times m_{es} \times g$$

$$= 8 \times 12,85 \times 9,8 = 1007,215 \text{ N}$$

- Beban yang harus ditanggung dari 8 ice can, dengan massa ice can sebesar 9,22 kg adalah:

$$w_{can} = n_{can} \times m_{can} \times g$$

$$= 8 \times 9,22 \times 9,8 = 722,6 \text{ N}$$

- Beban dari penyangga ice can dengan massa 13,78 kg sebesar:

$$w_{penyangga} = m_{peny} \times g$$

$$= 13,78 \times 9,8 = 135,044 \text{ N}$$

- Sehingga beban yang harus ditanggung hoist adalah sebesar 125,77 kg atau:

$$w_{beban} = w_{es} + w_{can} + w_{peny}$$

$$= 1007,215 + 722,6 + 135,044 = 1864,854 \text{ N}$$

- Setelah dicari ternyata tidak ada hoist dengan kapasitas beban 126 kg, yang ada adalah hoist dengan kapasitas ¼ ton. Hanya saja hoist ini bukan tipe trolley hoist sehingga tidak bisa digunakan dalam perancangan ini. Hand chain trolley hoist yang ada menawarkan paling kecil kapasitas pengangkutannya adalah 0,5 ton, sehingga pada perancangan ini digunakanlah tipe hoist ini. Berdasarkan kebutuhan dan criteria yang ada ditentukan memakai hoist AT-1/2-P(G) dengan spesifikasi:



Gambar 3.11 Hoist

**S P E C I F I C A T I O N S**

AT Hand Chain Hoists

Capacity		Model Number	Strands of Load Chain	Minimum Headroom (In.)	Hand Chain Overhaul for 1 Ft. Lift (Ft.)	Average Pull to Lift Rated Load (Lbs.)	Std. Beam Height (In.)	Min. Radius Curve (In.)	Net Weight	
Lbs.	Tons								Plain (P) (Lbs.)	Geared (G) (Lbs.)
1000	1/2	AT-1/2-P(G)	1	10 <sup>3</sup> / <sub>16</sub>	24	39	6-18	21	94	101

Tabel 4.1 Spesifikasi hoist

### 3.4 PERHITUNGAN DAN PEMILIHAN AGITATOR

Agitator yang digunakan pada perancangan ini adalah:

- agitator berjenis two-four blades
- berdiameter blades 0,18 m dan hub 0.02 m
- putaran motor 50 rpm
- $\alpha = 45^\circ, \beta = 45^\circ$

Sehingga kecepatan blades agitator adalah:

$$u = \frac{\pi \times D_{mean} \times n}{60} = \frac{\pi \times (0,18 + 0,02) \times 50}{2 \times 60} = 0,26 \text{ m/s}$$

Dengan diketahuinya kecepatan blades, maka dapat ditentukan kecepatan aksial fluida akibat putaran blades:

$$w + v = u$$

$$v_m \left( \frac{1}{\tan 45^\circ} + \frac{1}{\tan 45^\circ} \right) = 0,26$$

$$v_m = 0,13 \text{ m/s}$$

Debit yang dihasilkan oleh kecepatan aksial sebesar 0,13 m/s sebesar:

$$Q = v_m \times A = \frac{0,13 \times \pi \times (D_{blades}^2 - D_{hub}^2)}{4} = \frac{0,13 \times \pi \times (0,18^2 - 0,02^2)}{4} = 0,003 \text{ m}^3/\text{s}$$

Sehingga laju aliran massanya adalah:

$$\dot{m} = 1187,5 \times 0,003 = 3,9 \text{ kg/s}$$



Gambar 3.12 Agitator

### 3.5 RANGKUMAN PERHITUNGAN DAN PEMILIHAN YANG TELAH DILAKUKAN

#### 3.5.1 Beban Refrigerasi

- Kalor yang dibutuhkan untuk membekukan es =  $765.563.245,7 \text{ Joule}$
- Waktu pembekuan es = 20,6 jam
- *Safety factor* = 1,3
- Beban refrigerasi untuk membuat 128 es balok = 15442,49076 Watt  $\approx$  15,5 kW

#### 3.5.2 Evaporator

- Material *tubes*: copper
- konduktivitas thermal *tubes*: 401 W/mK,
- Diameter luar *tubes*: 4.2 mm
- Panjang *tubes*: 9 ft,
- Fluktuasi temperature *brine*  $4^{\circ}\text{C}$ , temperature tertingginya,  $T_0$ ,  $-7^{\circ}\text{C}$  dan temperature terendahnya,  $T_a$ ,  $-11^{\circ}\text{C}$
- Temperature evaporator,  $T_{ev}$ ,  $-17^{\circ}\text{C}$ ,
- Kapasitas kalor pembekuan,  $q_{ev}$ , 15442,49076 W

#### 3.5.3 Kompresor

- Jenis kompresor: 4TCS – 8.2 – 40P



- Daya Kompresor = 6,84 kW
- COP/EER = 2,38
- *Mass flow refrigerant* = 337 kg/h

#### 3.5.4 Kondenser

- Tipe kondenser: GVV 052A/2X2-L(W)
- Total power consumption: 1,16 kW
- Kapasitas : 22,5 kW
- Laju aliran udara : 20.080 m<sup>3</sup>/h
- Temperatur udara masuk : 35 °C
- Untuk *refrigerant*:
  - Temperatur gas panas : 95°C
  - Temperatur kondensasi: 39,4°C
  - Temperatur keluaran kondensasi: 38.5°C

#### 3.5.5 Alat Ekspansi

- Rated capacity: 05 – 15,5 kW
- Brass housing
- Flare/flare or solder /flare connections

#### 3.5.6 Hoist

- Kapasitas: ½ ton
- Minimum headroom:  $10\frac{3}{16}$  in

#### 3.5.7 Agitator

- agitator berjenis two-four blades
- berdiameter blades 0,18 m dan hub 0.02 m
- putaran motor 50 rpm
- $\alpha = 45^\circ, \beta = 45^\circ$