

**PERHITUNGAN BEBAN PENDINGIN PADA COLD ROOM
DAN ABF-1 UNTUK PENYIMPANAN PRODUK HASIL LAUT
DI PT. MINA USAHA HARAPAN**

Isaac Bryant Kakiay¹⁾, Kristofol Waas²⁾, Roy R. Lekatompessy³⁾*

¹⁾Prodi Teknologi Rekayasa Sistem Mekanikal Migas Politeknik Negeri Ambon

²⁾Prodi Teknik Produksi Migas Politeknik Negeri Ambon

³⁾Prodi Teknik Mesin Politeknik Negeri Ambon

isaacaven007@gmail.com, kristwaas@gmail.com, royleka15@gmail.com

ABSTRACT

Refrigeration has become an essential part in the design of spaces that will be occupied by people or products intended to provide space temperature, humidity, other process requirements. Refrigeration was originally used to produce ice, as technology advances, refrigeration has an important role in commercial and non-commercial refrigeration. Research on efficient refrigeration has been carried out by several previous studies. Previous methods were used by calculating cooling efficiency and heat loads that affect cold storage cooling.

Based on an interview with one fishery company focused on processing quality seafood products located in PPN Tantui, PT Mina Usaha Harapan, the energy consumption for the cooling system takes up almost 70%-80% of the total energy expenditure of the company. Due to several factors, including excessive heat loads provision, or inefficient cold storage design. Therefore, author wants to calculate the cold storage performance in one of the seafood processing companies based on eco-fishing located in PPN Tantui, PT Mina Usaha Harapan. Calculations and analysis have been carried out in the previous chapter, several conclusions is made: 1) The average value of evaporator capacity is 34.96 kW for Cold Room and 57.39 kW for Air Blast Freezer 2) The calculated total load value (without product load) is 11.94 kW for Cold Room and 3.56 kW for ABF. 3) The company set a time of 9 hours to freeze 3500 kg of seafood, but according to calculation results, it only takes 7 hours to freeze 3830.4 kg of products with product temperature reaching -21 °C.

Keywords: *vapor compression cold storage, refrigeration load, cold room, abf, cold storage, evaporator capacity, seafood products*

ABSTRAK

Pendingin telah menjadi bagian yang penting dalam desain ruang yang akan ditempati oleh manusia atau produk dimaksudkan untuk menyediakan suhu ruang, kelembapan, kebersihan, atau persyaratan proses lainnya. Prinsip pendingin awalnya dipakai untuk memproduksi es, seiring kemajuan teknologi, pendingin memiliki peran penting dalam pendinginan komersial dan non-komersial. Penelitian mengenai sistem pendingin yang efisien telah dilakukan oleh beberapa penelitian terdahulu. Metode terdahulu digunakan dengan menghitung efisiensi pendinginan dan beban panas yang mempengaruhi pendinginan cold storage.

Berdasarkan wawancara dengan satu perusahaan perikanan yang berfokus pada pengolahan produk hasil laut berkualitas yang berlokasi di Kompleks PPN Tantui bernama PT Mina Usaha Harapan, konsumsi energi untuk sistem pendingin memakan hampir 70%-80% dari pengeluaran total energi dari perusahaan tersebut. Hal ini dikarenakan beberapa faktor, di antaranya pemberian beban panas yang berlebihan, atau desain *cold storage* yang kurang efisien. Oleh sebab itu penulis ingin menghitung kinerja cold storage pada salah satu perusahaan pengolahan hasil laut berlandaskan eco-fishing yang berlokasi di Kompleks PPN Tantui bernama PT Mina Usaha Harapan.

Perhitungan dan analisis telah dilakukan pada bab sebelumnya, dapat diambil beberapa kesimpulan: 1) Nilai rerata kapasitas evaporator adalah 34.96 kW untuk Cold Room dan 57.39 kW untuk Air Blast Freezer. 2) Hasil perhitungan nilai beban total (tanpa beban produk) adalah 11.94 kW untuk Cold Room dan 3.56 kW untuk ABF. 3) Perusahaan menetapkan waktu 9 jam untuk membekukan produk hasil laut seberat 3500 kg, namun menurut hasil perhitungan beban pendingin hanya dibutuhkan waktu 7 jam untuk membekukan produk sejumlah 3830.4 kg dengan suhu produk mencapai -21 °C.

Kata kunci: *ruang pendingin kompresi uap, beban pendingin, cold room, abf, cold storage, kapasitas evaporator, produk hasil laut*

Pendahuluan

Sistem pendingin telah menjadi bagian yang sangat penting dalam desain ruang yang akan ditempati oleh manusia maupun suatu produk dimaksudkan untuk menyediakan suhu ruang, kelembapan, kebersihan, dan/atau persyaratan proses lainnya yang terkendali (Satish G. Kandlikar, *Heat Transfer Engineering*, 2011). Prinsip pendingin yang awalnya hanya dipakai untuk memproduksi es, sekarang seiring pesatnya kemajuan teknologi, refrigerasi atau pendingin memiliki peran yang sangat penting dalam pendinginan komersial maupun non-komersial (Jo, Wihar. 2020). Pendinginan Komersial terdiri dari pembekuan dan konservasi makanan di industri makanan, dan industri perikanan (Mota-Babiloni, Adrián, et al, 2015). Jadi, ini adalah salah satu sektor konsumsi energi yang paling relevan, dan relevansinya semakin meningkat.

Pendinginan komersial terdiri dari semua peralatan yang digunakan oleh yang digunakan oleh gerai ritel (supermarket dan penjualan makanan) untuk menyiapkan, menyimpan, dan memajang makanan beku dan segar dan minuman untuk pembelian pelanggan maupun yang digunakan pada industri perikanan dalam rangka pengawetan ikan dan produk hasil laut lainnya pada saat pengapalan dan penyimpanan di dalam *cold storage* yang pasti akan memakan banyak energi baik langsung maupun tidak langsung (Mota-Babiloni, Adrián, et al, 2015). Usaha dalam merancang sistem yang efisien, batasan yang diberlakukan pada ukuran dan/atau bagian tertentu dari komponen sistem menjadi semakin penting, sementara biaya pengoperasian tetap menjadi faktor penting dengan harga energi yang tinggi. Dorongan untuk meningkatkan efisiensi energi sistem pendingin juga menjadi semakin jelas ketika kita menyadari bahwa sektor ini menyumbang sekitar 1% emisi CO₂ di dunia dan 15 % dari total konsumsi energi di seluruh dunia (S.A. Tassou, Y.T. Ge, A. Hadawey, D. Marriott, *Applied Thermal Engineering* 31 2011). Berdasarkan hasil wawancara dengan salah satu perusahaan perikanan yang berfokus pada pengolahan produk hasil laut berkualitas yang berlokasi di Kompleks PPN Tantui dengan nama perusahaan PT Mina Usaha Harapan, konsumsi energi untuk sistem pendingin memakan sebagian jika tidak hampir 70%-80% dari pengeluaran total energi dari perusahaan tersebut. Hal ini dikarenakan beberapa faktor, dua di antaranya pemberian beban panas yang berlebihan, atau desain *cold storage* yang kurang efektif dan efisien.

Penelitian mengenai sistem pendingin yang efisien telah dilakukan oleh beberapa peneliti terdahulu. Metode yang digunakan oleh peneliti terdahulu salah satunya yaitu dengan menghitung efisiensi pendinginan suatu *cold storage* atau COP (Coefficient Of Performance) serta beban-beban panas yang akan mempengaruhi pendinginan suatu *cold storage* (Bunnoto, Erwin 2020).

Oleh sebab itu, kali ini penulis ingin menghitung kinerja sistem *cold storage* pada salah satu perusahaan pengolahan hasil laut yang berlokasi di Kompleks PPN Tantui Kota Ambon berlandaskan eco-fishing yang berdiri sejak tahun 2018 yang berkomitmen untuk menjadi penyedia hasil laut yang tidak hanya berkualitas tinggi tetapi juga ramah lingkungan, serta berdedikasi untuk mengurangi dampak negatif industri perikanan terhadap lingkungan dengan menggunakan praktik yang berkelanjutan, dengan nama perusahaan PT Mina Usaha Harapan. Dengan tujuan membantu memudahkan PT Mina Usaha Harapan dalam mengetahui masalah-masalah yang berkaitan dengan beban pendingin serta efisiensi sistem pendingin pada *cold storage* dalam rangka perancangan sistem yang lebih efisien dan lebih hemat energi ke depannya.

Tinjauan Pustaka

Proses Kompresi Pada Kompresor

Kerja kompresi atau kebutuhan daya kompresor dalam siklus ideal adalah hasil kali laju aliran massa dengan kenaikan entalpy selama proses kompresi isentropik (Stoecker, 2005). Proses kompresi diasumsikan berlangsung secara adiabatik yang artinya tidak ada kalor yang dipindahkan baik masuk

maupun keluar sistem. Besarnya kerja kompresi tersebut dapat dihitung berdasarkan data dari siklus refrigerasi kompresi uap pada diagram *Pressure - Entalpy*(P-h). Besarnya kerja kompresi tersebut dapat dihitung berdasarkan data dari siklus refrigerasi kompresi uap pada diagram Tekanan – Entalpy (P-h). Kerja kompresi dirumuskan sebagai berikut (*Moran & Shapiro, 2004*):

$$W_{\text{Kompresor}} = \dot{m} (h_2 - h_1) \dots (2.1)$$

Dimana : $W_{\text{Kompresor}}$ = Kerja kompresor (kJ/s)

\dot{m} = Laju aliran massa refrigeran (kg/s)

h_1 = nilai entalpy pada titik 1 (kJ/kg)

h_2 = nilai entalpy pada titik 2 (kJ/kg)

dalam hal ini kerja kompresor diperoleh dari selisih antar entalpy refrigerant keluaran dan masukan kompresor dikalikan dengan massa refrigeran yang melewatinya. Karena refrigerant yang melewati kompresor mengalir dengan kecepatan tertentu, menghitung sejumlah massa refrigerant yang melewatinya merupakan hal yang rumit. Oleh sebab itu lebih efektif jika rumus di atas dinyatakan dalam satuan energi per satuan waktu (daya) dengan cara mengalikan selisih entalpy keluar dan masuk dengan laju aliran massa refrigerant yang mengalir, yaitu:

$$P_{\text{Kompresor}} = \dot{m} (h_2 - h_1) \dots (2.2)$$

Dimana: $P_{\text{Kompresor}}$ = daya mekanik kompresor (kW)

\dot{m} = Laju aliran massa refrigeran (kg/s)

h_2 = nilai entalpy pada titik 2 (kJ/kg)

h_1 = nilai entalpy pada titik 1 (kJ/kg)

rumus di atas digunakan hanya menghitung nilai daya mekanik dari kompresor, yaitu usaha/kerja yang dihasilkan oleh gerakan piston kompresor atau merupakan daya output mesin. Sedangkan daya inputnya adalah suplai daya listrik yang menggerakkan motor pada kompresor tersebut (PListrik). Hubungan antara keduanya dinyatakan dalam rumus efisiensi berikut ini:

$$\eta = \left[\frac{P_{\text{komp}}}{P_{\text{listrik}}} \right] \times 100\% \quad \eta = \left[\frac{COP_{\text{aktual}}}{COP_{\text{carnot}}} \right] \times 100\% \dots (2.3)$$

Dimana, η = Efisiensi Refrigerasi (%)

Laju Penyerapan Panas (Kapasitas) Pada Evaporator

Pada saat refrigeran melewati evaporator, terjadi penyerapan panas dari ruangan yang diinginkan sehingga menghasilkan penguapan refrigeran. Pada proses evaporasi dan kondensasi perubahan energi kinetik dan energi potensial diabaikan, sehingga laju perpindahan massa dan energi pada kondisi ini dinyatakan dalam persamaan berikut (*Moran & Shapiro, 2004*):

$$Q_{\text{ev}} = \dot{m} (h_1 - h_4) \dots (2.4)$$

Dimana : Q_{ev} = Kerja proses evaporasi / kapasitas

\dot{m} = Laju aliran massa refrigeran (kg/s)

h_1 = nilai entalpy pada titik 1 (kJ/kg)

h_4 = nilai entalpy pada titik 4 (kJ/kg)

Koefisien Kinerja Mesin Kompresor (COP)

Performa mesin refrigerasi (COP = *Coeficient of Perfomance*) dihasilkan melalui siklus berikut. Energi mekanik dibutuhkan oleh kompresor dengan maksud mensirkulasikan refrigerant, pembuangan

kalor dilakukan pada kondensor dan pengambilan kalor (tempat ruang/benda akan didinginkan) terjadi di evaporator. Demi mendapatkan kinerja evaporator yang baik, katup ekspansi akan menurunkan tekanan refrigerant pada kondensor. Disini akan terjadi perbandingan antara rendahnya tekanan refrigerant yang diikuti dengan rendahnya temperatur dengan laju aliran massa refrigerant bersirkulasi.

COP mesin kompresor dihitung menggunakan formula berikut:

$$COP_{aktual} = \frac{Q_{ev}}{P_{komp}} \dots (2.5)$$

Nilai COP di atas adalah nilai COP aktual atau yang sebenarnya terjadi. Terdapat juga istilah COP carnot, yang mana merupakan nilai COP yang ideal dengan asumsi bahwa kalor yang dilepas di kondensor adalah sebanding dengan kalor yang diambil dari evaporator ditambah energi yang dihasilkan pada kompresor. Sehingga rumus COP Carnot ini ditulis:

$$COP_{carnot} = \frac{T_{evaporasi}}{P_{kondensasi} - T_{evaporasi}} \dots (2.6)$$

Perhitungan Beban Konveksi Melewati Dinding

Perpindahan kalor dari udara luar ke dalam ruangan dingin terjadi akibat adanya perbedaan temperatur antara bagian luar dinding dan bagian dalam dinding

$$q_{wall} = A \cdot U \cdot \Delta T \dots (2.7)$$

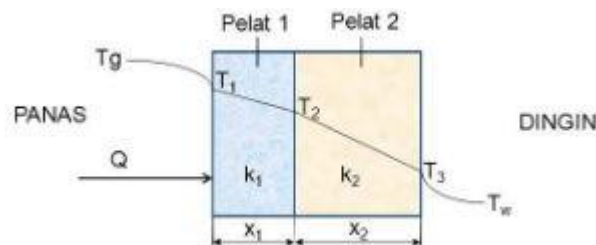
Dimana : q_{wall} = beban panas melalui dinding (kW)

A = luas dinding (m^2)

U = koefisien perpindahan kalor menyeluruh ($W/m^2 \cdot K$)

ΔT = perbedaan suhu di luar ruangan dan suhu di dalam ruangan ($^{\circ}C$)

Koefisien perpindahan kalor menyeluruh (U) dapat diartikan sebagai berapa banyak energi kalor yang dapat bergerak melalui $1 m^2$ dinding untuk setiap perbedaan temperatur 1 derajat pada dinding. Dimana nilai ini bergantung pada ketebalan dinding dan material dinding yang digunakan untuk ruangan. berikut adalah skemanya :



Gambar 1. Beban konveksi melewati dinding

(Sumber: E. Bunnoto, 2020)

Udara luar yang temperaturnya lebih tinggi daripada udara dalam yang temperaturnya dingin dan mematuhi hukum kedua termodinamika maka kalor akan mengalir dari udara bertemperatur tinggi menuju udara yang bertemperatur lebih rendah. Udara panas dan dingin masing – masing mempunyai koefisien konveksi h_g dan h_w . Untuk luas permukaan dinding dinyatakan dengan A dan panas yang melewati dinding sebagai q , maka bentuk lain dapat disimpulkan pada persamaan akhir dari gambar diatas yaitu,

$$q_{wall} = \frac{A(T_g - T_w)}{\frac{1}{h_g} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{h_w}} \dots \dots (2.8)$$

Dimana : A = Luas dinding (m²)

x = ketebalan dinding (m)

k = konduktifitas thermal material dinding (W/m.K)

T_g, h_g = suhu dan koefisien konveksi permukaan dinding panas (W/m².K)

T_w, h_w = suhu dan koefisien konveksi permukaan dinding dingin (W/m².K)

Koefisien konveksi untuk h_g dan h_w yang sering dipergunakan untuk kondisi udara yang konstan bernilai 9.1. Jika udara luar terkena terpaan angin dengan kecepatan 25 km/h, sehingga nilai h_g akan bernilai 34. Untuk lebih jelas lagi, dapat melihat pada tabel perkiraan nilai untuk suatu koefisien konveksi (*J.P. Holman, Heat Transfer 10th Edition*) juga tabel *thermal conductivity* untuk material yang digunakan, yang disajikan sebagai berikut :

Tabel 1. Tabel Konduktivitas termal

Type of insulation	Effective k, mW/m . °C
1. Foams, powders, and fibers, unevacuated	7–36
2. Powders, evacuated	0.9–6
3. Glass fibers, evacuated	0.6–3
4. Opacified powders, evacuated	0.3–1
5. Multilayer insulations, evacuated	0.015–0.06

Sumber : (J.P. Holman, Heat Transfer 10th Edition)

Perhitungan Beban Produk

Bila suatu produk yang suhunya lebih tinggi disimpan ruang *cold storage*, maka produk tersebut akan memindahkan kalor dari produk tersebut menuju *cold storage* tersebut hingga produk dan *cold storage* mempunyai suhu yang sama. Kalor yang dipindahkan dapat berupa kalor sensible, kalor laten atau keduanya tergantung pada apakah temperatur penyimpanannya lebih rendah dari titik beku produk tersebut atau lebih tinggi. Jika suhu penyimpanan produk lebih rendah dibanding suhu titik bekunya, maka jenis panas yang dihasilkan oleh produk tersebut terdiri atas tiga jenis, yaitu:

1. Panas sensibel sebelum pembekuan, merupakan yang dipindahkan oleh produk penurunan temperatur produk tersebut sampai pada batas suhu titik bekunya.
2. Panas laten pembekuan, yaitu panas yang dipindahkan ketika terjadi perubahan wujud produk dari cair menjadi padat (beku).
3. Panas sensibel setelah pembekuan, merupakan panas yang dikeluarkan produk akibat penurunan temperatur dari suhu titik beku hingga pada suhu yang lebih rendah lagi (*minus*).

Besar panas sensibel dari produk tersebut mampu dihitung menggunakan rumus berikut, yaitu:

$$q_{s, \text{produk}} = m C_p (\Delta T) \dots \dots (2.9)$$

Dimana : q_{s, produk} = panas sensibel produk (kW)

m = massa ikan (kg)

C_p = panas spesifik ikan setelah beku (kJ/Kg)

ΔT = perbedaan temperatur (°C)

Selain panas sensible, terdapat juga beban laten yang dipindahkan jika temperatur *cold storage* lebih rendah dari temperatur titik beku produk yang akan disimpan. Beban ini disebut sebagai panas laten pembekuan, Beban ini berupa sejumlah panas yang dihasilkan oleh produk tertentu saat produk berubah fasa dari cair menuju padat. Cara menghitung panas laten pembekuan produk tersebut yaitu dengan menggunakan rumus berikut:

$$q_{l, \text{produk}} = m h_{if} \dots \dots (2.10)$$

Dimana, q_{l, produk} = panas laten produk (kW)

m = massa ikan (kg)
 h_{if} = panas laten fusi (kJ/kg)

Perhitungan Beban Infiltrasi

Udara yang memasuki sebuah ruangan pendingin disebut sebagai beban infiltrasi. dalam kasus *cold storage*, sebagian besar udara menginfiltrasi melalui pintu. Saat pintu dibuka, udara bertemperatur tinggi yang berasal dari lingkungan luar akan berpindah ke dalam ruang sehingga menyebabkan meningkatnya beban dari suatu sistem pendinginan. Untuk menentukan beban infiltrasi dipergunakan rumus berikut:

$$q_{infiltrasi} = V \cdot A(h_i - h_r) \cdot \rho_r \Delta t \dots (2.11)$$

Dimana : $q_{infiltrasi}$ = beban infiltrasi (kW)

V = rata rata kelajuan udara (m/s)

A = luas daerah yang terbuka (m²)

h_i = nilai entalpy udara panas (kJ/kg)

h_r = nilai entalpy udara dingin di dalam *Cold Room* (kJ/kg)

ρ_r = massa jenis udara dingin di dalam *Cold Room* (kg/m³)

Δt = lama pembukaan pintu (s)

Pilihan lain dalam menentukan kelajuan udara yaitu dengan menggunakan asumsi udara bertindak seperti biasanya. Maka nilainya berkisar antara 0.3 sampai 1.5 m/s. Untuk nilai entalpy udara dapat dilihat pada lampiran *thermodynamic properties of moist air at standard atmospheric pressure*, juga kepadatan atau *density*-nya menurut *International International Standard Atmosphere (ISA)*

Perhitungan Beban Panas Pekerja

Jenis panas lain yang ada pada ruang *cold storage* adalah panas yang dihasilkan dari setiap penghuni masuk ke dalam *cold storage*. Rumus di bawah ini digunakan untuk menentukan beban panas yang dihasilkan oleh seseorang di dalam *Cold Room* dan *ABF(ASHRAE Refrigeration Standard)*:

$$q_{person} = 272 - 6T \dots (2.12)$$

Dimana : q_{person} = Beban panas penghuni (kW)

T = Suhu Ruangan (°C)

Perhitungan Beban Motor Listrik

Beban kalor lain yang ada pada *cold storage* adalah panas yang dihasilkan oleh peralatan listrik penghasil panas yang terletak di dalam *cold storage*. Umumnya peralatan listrik yang berada di dalam *cold storage* hanyalah motor kipas evaporator. Rumus yang digunakan untuk menghitung beban motor listrik dinyatakan sebagai:

$$q_{motor} = kW \times \text{jumlah kipas} \dots (2.13)$$

Dimana : q_{motor} = Beban motor listrik (kW)

Perhitungan Beban Panas Lampu Penerangan

Sumber panas lain juga berasal dari lampu penerangan. Panas yang dihasilkan dari penerangan lampu ini merupakan panas laten. Dimana jumlah panas laten yang diperoleh dari lampu dapat dihitung dengan rumus:

$$q_{lampu} = \text{Jumlah lampu} \times \text{Daya Lampu} \dots (2.14)$$

Dimana : q_{lampu} = Beban panas lampu (kW)

Metodologi

Metode dan Objek Penelitian

Metode yang dipakai dalam penelitian berupa metode kuantitatif dan pengumpulan data dilakukan secara observasi dan studi literature, studi literatur digunakan dengan maksud memperoleh informasi – informasi yang relevan terkait dengan pengerjaan proposal. Informasi-informasi ini diperoleh melalui buku, jurnal, internet, serta penelitian-penelitian sebelumnya tentang sistem refrigerasi kompresi uap.

Waktu dan Lokasi Penelitian

Penelitian dilakukan pada PT. MINA USAHA HARAPAN dimulai pada 1 Maret sampai di 5 April 2024 Data perhitungan akan menggunakan data yang diperoleh dari ruang mesin PT. Mina Usaha Harapan, data-data yang diukur berupa $P_{discharge}$ (P_{dis}), $P_{suction}$ (P_{suc}), $T_{discharge}$ (T_{dis}), $T_{suction}$ (T_{suc}), $T_{outkondensor}$ (T_{outkon}), $T_{inevaporator}$ (T_{ineva}), $T_{lingkungan}$ (T_{ling}), dan $T_{ruangan}$ (T_{ruang}). Berikut merupakan data harian pendinginan yang disajikan dengan tabel per ruangan:

Ruang Cold Room

Daya Kompresor (P) = 16.1 kW

Ukuran ruangan (panjang x lebar x tinggi) = 11 m x 6 m x 8 m

Jumlah lampu (40 w) = 6 buah

Jumlah pekerja masuk = 4 orang

Tabel 1. Data pendingin pada Cold Room

Hari	P_{dis} (bar)	P_{suc} (bar)	T_{outkon} (°C)	T_{inevap} (°C)	T_{ling} (°C)	T_{ruang} (°C)
1	17.12	2.10	37.60	-29.30	30.4	-17
2	17.11	2.10	37.59	-29.28	33.9	-17
3	17.12	2.12	37.60	-29.07	34.5	-18
4	17.13	2.13	37.62	-28.94	36.9	-18
5	17.13	2.12	37.63	-29.06	35.1	-18

Ruang ABF-1

Daya Kompresor (P) = 28.93 kW

Ukuran ruangan (panjang x lebar x tinggi) = 4.2 m x 4.2 m x 4,2 m

Jumlah lampu (15 w) = 2 buah

Jumlah pekerja masuk = 2 orang

Tabel 3. Data pendingin pada ABF

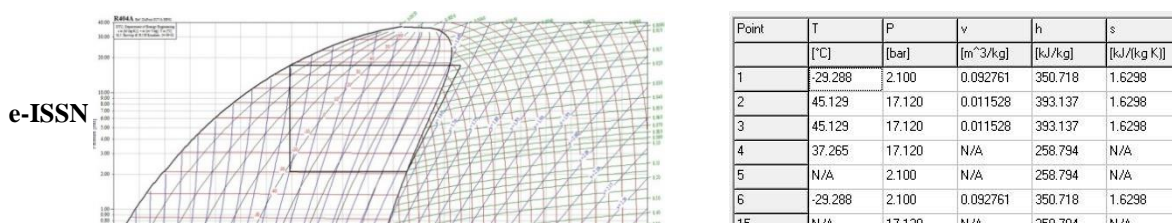
Hari	P_{dis} (bar)	P_{suc} (bar)	T_{outkon} (°C)	T_{inevap} (°C)	T_{ling} (°C)	T_{ruang} (°C)
1	16.02	1.89	35.36	-31.85	30.4	-17
2	15.02	1.71	32.35	-34.20	33.9	-17
3	16.01	1.69	34.89	-34.49	34.5	-20
4	14.90	1.51	32.03	-37.06	36.9	-22
5	15.10	1.40	32.55	-38.77	35.1	-23

Hasil Dan Pembahasan

Perhitungan COP, Efisiensi Refrigerasi dan Kapasitas Pendingin

Dengan tujuan mempermudah perhitungan, data-data yang penulis peroleh akan diplotkan ke diagram tekanan – entalpy (P - h) menggunakan software coolpack, sehingga dapat diketahui kinerja sistem yang kemudian akan dianalisa lalu dibandingkan dengan kondisi rancangan awal. Hasil plot juga akan membantu mencari nilai entalpy suatu proses. Data entalpy yang diperoleh kemudian dimasukkan ke dalam persamaan 2.2 dalam rangka menghitung massa aliran fluidanya (\dot{m}). Berikut salah satu perhitungan, dan hasil perhitungan disajikan dalam tabel:

Cold Room (H-1)



Gambar 2. Diagram P-h CR H-1

Gambar 3. Tabel Entalpy CR H-1

$$\begin{aligned}
 P_{\text{Kompresor}} &= \dot{m} (h_2 - h_1) \\
 \dot{m} &= P_{\text{kom}} / (h_2 - h_1) \\
 &= 16.1 \text{ kW} / (393.137 - 350.718) \text{ kJ/kg} \\
 &= 0.379 \text{ kg/s}
 \end{aligned}$$

Tabel 4. Massa aliran fluida (kg/s)

<i>Cold Room</i>	ABF
0.379	0.665
0.379	0.642
0.381	0.634
0.382	0.622
0.381	0.559

Langkah selanjutnya nilai laju aliran massa refrigeran (\dot{m}) akan dimasukkan ke dalam persamaan 2.4 Untuk menghitung nilai laju penerapan panas atau kapasitas pendinginan pada evaporator (q_{ev}). Berikut ini merupakan salah satu perhitungan, dan hasil perhitungan

$$\begin{aligned}
 q_{ev} &= \dot{m} (h_1 - h_4) \\
 &= 0.379 \text{ kg/s} \times (350.718 - 258.794) \text{ kJ/kg} \\
 &= 34.83 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Tabel 5. Kapasitas pendingin evaporator (kW)

<i>Cold Room</i>	ABF
34.83	61.12
34.83	59.01
35.02	58.27
35.11	57.17
35.02	51.38

Setelah memperoleh nilai laju penerapan panasnya (q_{ev}), nilai ini akan digunakan untuk menghitung COP aktual dengan menggunakan rumus pada persamaan 2.5, selanjutnya dilakukan perhitungan untuk menentukan nilai COP carnot menggunakan persamaan 2.6. Berikut ini merupakan salah satu perhitungan, dan hasil perhitungan yang disajikan dalam tabel:

$$COP_{\text{aktual}} = \frac{Q_{ev}}{P_{\text{kom}}} = \frac{34.83}{16.1} = 2.16$$

$$COP_{\text{carnot}} = \frac{T_{evap}}{T_{kon} - T_{evap}} = \frac{-29.30 + 273}{37.60 - (-29.30)} = 3.64$$

Tabel 6. COP Aktual

<i>Cold Room</i>	ABF
2.16	2.11
2.16	2.03
2.17	2.03
2.18	2.01
2.17	1.77

Tabel 7. COP Carnot

<i>Cold Room</i>	ABF
3.64	3.58
3.64	3.58
3.65	3.45
3.66	3.19
3.65	3.28

Lalu, nilai COP aktual dan COP carnot akan dipergunakan untuk menghitung efisiensi refrigerasi kedua suhu tersebut yang disajikan dalam tabel, menggunakan rumus pada persamaan 2.3. Berikut ini merupakan salah satu perhitungan, dan hasil perhitungan yang disajikan dalam tabel:

$$\eta = \left[\frac{COP_{aktual}}{COP_{carnot}} \right] \times 100\% \quad \eta = \left[\frac{2.16}{3.64} \right] \times 100 = 59.34\%$$

Tabel 8. Efisiensi Refrigerasi(%)

<i>Cold Room</i>	ABF
59.34	58.93
59.34	56.70
59.45	58.84
59.56	63
59.45	53.96

Perhitungan Panas Melewati Dinding

Berdasarkan dari data *cold storage*, maka perhitungan jumlah panas yang melewati dinding *cold storage* tersebut dapat dihitung. Diketahui dari data spesifikasi:

a. *Cold Room*

Luas dinding arah Utara (U) = 48 m²

Luas dinding arah Selatan (S) = 48 m²

Luas dinding arah Barat (B) = 88 m²

Luas dinding arah Timur (T) = 88 m²

Luas total dinding keseluruhan (A) = 272 m²

Luas atap (Atap) = 66 m²

b. *ABF*

Luas dinding arah Utara (U) = 17.64 m²

Luas dinding arah Selatan (S) = 17.64 m²

Luas dinding arah Barat (B) = 17.64 m²

Luas dinding arah Timur (T) = 17.64 m²

Luas total dinding keseluruhan (A) = 70.56 m²

Luas atap (Atap) = 17.64 m²

Dinding *cold storage* terdiri dari 3 lapisan material yaitu baja jenis galvalum sebagai pelapis dan polyurethane sebagai inti dari lapisan dinding.

Koefisien perpindahan panas konveksi permukaan dinding *Cold Room* = 12 w/m² °C

1. Koefisien perpindahan panas konveksi permukaan dinding *Cold Room* = 12 w/m² °C
2. Koefisien perpindahan panas konveksi permukaan dinding ruang ABF = 15.81 w/m² °C
3. Baja galvalum dengan ketebalan 0.5 mm memiliki konduktifitas termal (k) = 25 W/m °C
4. Polyurethane dengan ketebalan 100 mm memiliki konduktifitas termal (k) = 0.023 W/m °C
5. Dari data pengukuran *cold storage* didapatkan suhu lingkungan dan suhu ruangan perhari, sehingga memungkinkan menentukan ΔT dari kedua suhu tersebut:

Tabel 9. Suhu Lingkungan dan Cold Room (°C)

Suhu CR	T _{ling}					ΔT				
	A	B	T	U	S	A	B	T	U	S
-17	30.8	30.8	30.8	34.9	30.8	47.8	47.8	47.8	51.9	47.8
-17	31.7	31.7	31.7	36.1	31.7	48.7	48.7	48.7	53.1	48.7
-17	31.1	31.1	31.1	35.2	31.1	48.1	48.1	48.1	52.2	48.1
-18	32.2	32.2	-	36.5	32.2	50.2	50.2	-	54.5	50.2
-18	34,3	34.3	-	37,9	34.3	52.3	52.3	-	55.3	52.3

Tabel 10. Suhu Lingkungan dan ABF(°C)

Suhu ABF	T _{ling}					ΔT				
	A	B	T	U	S	A	B	T	U	S
-17	35.9	-	35.9	35	35.9	52.9	-	52.9	52	52.9
-17	35.7	-	35.7	36.5	35.7	52.7	-	52.7	53.5	52.7
-20	35.1	-	35.1	35.8	35.1	55.1	-	55.1	55.1	55.1
-22	34.9	-	34.9	36.1	34.9	55.7	-	55.7	56.9	55.7
-23	33.7	-	33.7	37,7	33.7	56.7	-	56.7	60.7	56.7

Nilai perpindahan panas yang melewati dinding vertikal ruang *Cold Room* dan ABF sudah dapat dihitung dengan menggunakan rumus pada persamaan 2.8. Berikut ini merupakan salah satu perhitungan tiap bagian dinding dan hasil perhitungan disajikan dalam tabel:

$$\begin{aligned}
 q_{wall}A &= \frac{A(T_g - T_w)}{\frac{1}{hg} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3} + \frac{1}{hw}} \\
 &= \frac{66 \times 47.8}{\frac{1}{12} + \frac{0.0005}{25} + \frac{0.1}{0.023} + \frac{0.0005}{25} + \frac{1}{12}} \\
 &= 0.69 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Tabel 11. q_{wall} dan q_{total} untuk Cold Room (kW)

q _{wall} A	q _{wall} B	q _{wall} T	q _{wall} U	q _{wall} S	q _{tota} l
0.69	0.93	0.93	0.55	0.50	3.6
0.71	0.94	0.94	0.56	0.51	3.66
0.70	0.93	0.93	0.55	0.51	3.62
0.73	0.97	-	0.57	0.53	2.8
0.76	1.01	-	0.58	0.55	2.9

Tabel 12. q_{wall} dan q_{total} untuk ABF (kW)

q_{wall} A	q_{wall} B	q_{wall} T	q_{wall} U	q_{wall} S	q_{total} I
0.20	-	0.20	0.20	0.20	0.8
0.20	-	0.20	0.21	0.20	0.81
0.21	-	0.21	0.21	0.21	0.84
0.21	-	0.21	0.22	0.21	0.85
0.22	-	0.22	0.23	0.22	0.89

Perhitungan Beban Infiltrasi

Untuk menghitung beban dari pembukaan pintu *cold storage* digunakan rumus pada persamaan 2.11. Berdasarkan pengamatan, waktu pembukaan pintu *Cold Room* rata-rata sekitar 15 menit dan ABF sekitar 1 menit setiap hari. Kecepatan yang disarankan oleh *ASHRAE Refrigeration* adalah 0,5 m/s. Berikut ini merupakan salah satu perhitungan beban infiltrasi pada kedua *cold storage*, serta hasil perhitungan yang akan ditampilkan dalam tabel:

$$Q_i CR = V \cdot A(h_i - h_r) \cdot \rho \cdot R \cdot T$$

$$Q_i = 0.5 \times (2.5 \times 1.6) \cdot (101.88 - (-14.91)) \cdot 1.37 \cdot 0.0104$$

$$Q_i = 3.20 \text{ kW}$$

$$Q_i ABF = 0.5 \times (2 \times 1.4) \cdot (101.88 - (-14.91)) \cdot 1.37 \cdot 0.0006$$

$$Q_i = 0.13 \text{ kW}$$

Tabel 13. Beban Infiltrasi(kW)

	<i>Cold Room</i>	ABF
	3.20	0.13
	3.80	0.16
	4.01	0.17
	4.46	0.19
	4.12	0.18
Rata-rata	3.91	0.16

Perhitungan Beban Panas Pekerja

Umumnya jumlah pekerja yang masuk ke dalam *cold storage* biasanya 4 orang, untuk ruang ABF adalah 2 orang. Berikut merupakan salah satu perhitungan beban panas dari pekerja menurut rumus pada persamaan 2.12 dan data suhu ruangan beserta beban-nya:

$$q_{person} = 4 \times 272 - 6(-17)$$

$$= 1.19 \text{ kW}$$

Tabel 14. Beban Kalor Pekerja(kW)

Cold Suhu	Room Beban	Air Blast Suhu	Freezer Beban
-17	1.19	-17	0.64
-17	1.19	-17	0.64
-18	1.19	-20	0.66
-18	1.19	-22	0.67
-18	1.19	-23	0.68

Perhitungan Beban Panas Motor Kipas Evaporator

Dalam rangka menghitung jumlah panas yang dikeluarkan oleh motor kipas evaporator pada *cold storage*, maka daya motor harus diketahui, spesifikasi daya motor biasanya tercantum pada bungkus motor

kipas. Daya motor tersebut sebesar 654 W atau 0.654 kW. Dengan menggunakan rumus pada persamaan 2.13, Berikut ini merupakan perhitungan beban panas motor kipas evaporator:

$$q_{\text{motor}} = \text{kW} \times \text{jumlah kipas}$$

$$q_{\text{motor}} = 0.654 \text{ kW} \times 2 = 1,3 \text{ kW}$$

Perhitungan beban Panas Lampu Penerangan

Jumlah lampu pada *Cold Room* adalah 6 buah yang memiliki daya 40 W. Untuk ruang ABF memiliki 2 buah lampu penerangan dengan daya sebesar 15 W, sehingga perhitungan berdasarkan rumus pada persamaan 2.15 seperti berikut:

$$q_{\text{cr}} = 6 \times 40 \text{ W} = 240 \text{ W} = 0.24 \text{ kW}$$

$$q_{\text{abf}} = 2 \times 15 \text{ W} = 30 \text{ W} = 0.03 \text{ kW}$$

Analisa

Semua perhitungan diatas diperlukan untuk menentukan perbandingan massa yang didinginkan atau dibekukan dan waktu yang dibutuhkan. Pengambilan data yang dilakukan dalam beberapa waktu, analisis akan dilakukan dengan mengambil nilai rata-rata kapasitas evaporator dan beban totalnya. Berikut merupakan rata-rata dari nilai kapasitas evaporator, dan tabel beban total dari tiap ruangan:

Tabel 15. Nilai rata-rata kapasitas evaporator (kW)

	<i>Cold Room</i>	ABF
	34.83	61.12
	34.83	59.01
	35.02	58.27
	35.11	57.17
	35.02	51.38
Rata-rata	34.96	57.39

Tabel 16. Beban total tiap ruang (kW)

	<i>Cold Room</i>	ABF
q_{wall}	3.31	0.83
$q_{\text{infiltrasi}}$	3.91	0.16
q_{person}	1.19	0.65
q_{lampu}	0.24	0.03
q_{motor}	1.3	1.3
$\text{Sub}q_{\text{total}}$	9.95	2.97
Safety factor	20%	
q_{total}	11.94	3.56

Dengan menggunakan hasil perhitungan di atas, maka sudah memungkinkan menghitung selisih antara kapasitas evaporator dan total beban untuk mengetahui beban produk yang mampu didinginkan dan dibekukan, berikut ini adalah perhitungannya:

$$\begin{aligned} q_{\text{produkaverage CR}} &= q_{\text{ev}} - q_{\text{total}} \\ &= 34.96 - 11.94 = 23.02 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{\text{produkaverage ABF}} &= q_{\text{ev}} - q_{\text{total}} \\ &= 57.39 - 3.56 = 53.83 \text{ kW} \end{aligned}$$

Produk-produk yang disimpan dalam *Cold Room* sebagian besar terdiri dari 3 jenis hasil laut yaitu ikan tenggiri, tongkol dan tuna. Jenis panas yang diserap pada *Cold Room* berasal dari panas laten pembekuan serta panas sensibel setelah pembekuan (panas yang berasal dari turunnya suhu produk dari -2 °C sampai -18 °C). Diambil -18 °C dikarenakan produk yang keluar dari ABF akan langsung dimasukkan ke dalam *Cold Room* dimana temperatur ruangan mencapai -18 °C. Panas ABF terdiri dari panas sensibel sebelum

pembekuan (panas yang berasal dari turunnya suhu produk dari 26 °C sampai -2°C), panas laten pembekuan, dan panas sensible setelah pembekuan (panas yang berasal dari turunnya suhu produk dari -2°C sampai -21 °C). *Cold Room* memerlukan data panas spesifik setelah pembekuan dan panas laten produk laut itu sendiri. Karena nilai panas spesifik dan laten yang berbeda-beda, maka nilai yang diambil berasal dari nilai rata-rata panas dari produk hasil laut tersebut. Berikut panas spesifik dan laten fusi produk hasil laut dari sumber yang tersedia:

Tabel 17. Panas spesifik dan panas laten produk

Produk	Panas spesifik di atas beku (kJ/kg) (Cp)	Panas spesifik di bawah beku (kJ/kg) (Cp)	Panas laten fusi (kJ/kg) (h.if)
Tenggiri	3.33	2.23	212
Tongkol	3.33	2.23	212
Tuna	3.43	2.19	227
Rata-rata	3.36	2.21	217

Berikut ini adalah perhitungan massa *Cold Room* dan ABF berdasarkan rumus persamaan 2.9 dan 2.10:

$$m_{average\ CR} = \frac{23.62}{(217 + (2,21 \times 16))} = 0.093\ kg/s$$

$$m_{average\ ABF} = \frac{53.78}{(217 + (2,21 \times 19) + (3.36 \times 28))} = 0,152\ kg/s$$

Berdasarkan perhitungan yang sudah dilakukan, massa per satuan waktu ini dapat dijadikan landasan untuk mengetahui waktu yang diperlukan bagi sejumlah massa produk hasil laut untuk mencapai temperatur yang diperlukan. Untuk ABF produk diperlukan mencapai -21 °C, berikut tabelnya:

Tabel 4. 1 Data perbandingan massa dan waktu

Waktu(jam)	ABF(kg)
1	547.2
2	1094.4
3	1641.6
4	2188.8
5	2736
6	3283.2
7	3830.4
8	4377.6
9	4924.8
10	5472
11	6019.2
12	6566.4
13	7113.6

Waktu(jam)	ABF(kg)
14	7660.8
15	8208
16	8755.2
17	9302.4
18	9849.6
19	10396.8
20	10944
21	11491.2
22	12038.4
23	12585.6
24	13132.8

Penutup

Kesimpulan

Berdasarkan data pengukuran, perhitungan, dan analisis yang telah dilakukan pada bab-bab sebelumnya, maka dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut:

- 1) Nilai rata rata kapasitas evaporator adalah 34.96 kW untuk *Cold Room* dan 57.39 kW untuk *Air Blast Freezer*. Menurut hasil perhitungan, beban produk yang dapat dibekukan Air Blast Freezer adalah 53.83 kW atau setara 547.2 kg/jam (1 hari maksimal 13.12 ton).
- 2) Hasil perhitungan nilai beban total (tanpa beban produk) adalah 11.94 kW untuk *Cold Room* dan 3.56 kW untuk ABF. Beban yang dapat meningkat drastis adalah beban infiltrasi, karena semakin lama waktu pembukaan pintu semakin besar beban yang akan dihasilkan.
- 3) Perusahaan menetapkan waktu 9 jam untuk membekukan produk hasil laut seberat 3500 kg, namun menurut hasil perhitungan beban pendingin hanya dibutuhkan waktu 7 jam untuk membekukan produk sejumlah 3830.4 kg dengan suhu produk mencapai -21°C .

Saran

Adapun saran yang akan penulis sampaikan dalam skripsi ini ialah sebagai berikut:

- 1) Beban yang sangat mempengaruhi adalah beban infiltrasi, yaitu beban panas yang masuk melewati pintu *Cold Room*, untuk meminimalisirnya disarankan perusahaan memperhatikan lama dan luas pembukaan pintu *Cold Room* demi mengurangi beban panas yang masuk melalui pintu agar tidak menghambat proses pendinginan.
- 2) Dikarenakan lama dan luasnya pintu terbuka setiap hari, penulis menyarankan untuk menambahkan lagi ribbed PVC strip curtains dengan tujuan menghambat kecepatan keluar masuk udara pada *Cold Room*.
- 3) Menurut hasil perhitungan untuk setiap 3500 kg massa produk diperlukan waktu maksimal 7 jam untuk mencapai suhu -21°C , sehingga pembekuan berlebihan dapat dihindari dengan tujuan mengurangi biaya penggunaan listrik. Akan tetapi pembekuan lebih dapat dilakukan jika perusahaan ingin memperoleh suhu produk yang lebih rendah.
- 4) Beberapa indikator masih berdasarkan sumber literatur, untuk penelitian kedepannya penulis menyarankan beberapa indikator dapat diukur atau diketahui secara langsung dari perusahaan demi perhitungan yang lebih akurat.

Referensi

- Arora, C. (1983). *Refrigeration and air conditioning*. <http://doer.col.org/handle/123456789/901>
- ASHRAE Handbook—1981 Fundamentals. (1981). *Building Services Engineering Research and Technology*, 2(4), 193. <https://doi.org/10.1177/014362448100200409>
- ASHRAE Handbook: HVAC applications. (2023).
- Bryant, A. C. (2015). *Refrigeration equipment a C bryant*. Routledge.
- Bryant. (1998). *Refrigeration equipment*. Newnes.
- Bunnoto, E. (2020). *PERHITUNGAN BEBAN PENDINGIN PADA COLD STORAGE UNTUK PENYIMPANAN PRODUK HASIL LAUT DI PT. XINHAIYUAN*. Bunnoto | JTRAIN: Jurnal Teknologi Rekayasa Teknik Mesin. <https://jurnal.untan.ac.id/index.php/jtm/article/view/39964>
- Dossat, R. J. (1961). Principles of refrigeration. *Journal of the Franklin Institute*, 272(6), 524. [https://doi.org/10.1016/0016-0032\(61\)90889-4](https://doi.org/10.1016/0016-0032(61)90889-4)
- Fajarani, R. M., Handoyo, Y., & Rahmanto, R. H. (2019). ANALISIS BEBAN PENDINGINAN PADA COLD STORAGE UNTUK PENYIMPANAN DAGING. *JURNAL ILMIAH TEKNIK MESIN*, 7(1), 12–22. <https://doi.org/10.33558/jitm.v7i1.1905>
- Holman, J. P. (1976). *Heat transfer*. https://openlibrary.org/books/OL980368M/Heat_transfer
- Jo, W. (2020). Analisa efisiensi daya kompresor pada mesin trainer cold storage. *Jurnal Teknik Mesin*, 8(2), 75. <https://doi.org/10.22441/jtm.v8i2.4615>
- Karudin, A.-. (2019). Comparative Study of Performance Test of Refrigerators and Its Relationship with Electric Power Consumptions. *Teknomekanik*, 2(2), 55–60. <https://doi.org/10.24036/tm.v2i1.3772>
- Legi, D. O., & Apriyanti, V. (2023). Kinerja dan Distribusi Temperatur Pendinginan Kotak Refrigerasi Ikan Berkapasitas 35 L. *Jurnal Teknik Mesin Dan Industri (JuTMI)*, 2(1), 53–56. <https://doi.org/10.55331/jutmi.v2i1.30>
- Mardiyono, M., & Fadillah, H. (2020). Perhitungan beban refrigerasi terhadap hasil tangkapan pada Km. Harapan Sri Jaya Juwana, Pati, Jawa Tengah. *Jurnal Rekayasa Mesin*, 15(3), 171. <https://doi.org/10.32497/jrm.v15i3.1779>
- Bryant, A. C. (2015). *Refrigeration equipment a C bryant*. Routledge.
- Bryant. (1998). *Refrigeration equipment*. Newnes.
- Miller, R., & Miller, M. R. (2012a). *Air Conditioning and refrigeration*. McGraw-Hill 1st Edition.
- Moran, M., & Shapiro, H. (2010). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics: SI Version (6th Edition)*. <https://repository.tudelft.nl/view/MMP/uuid:75046b9d-b2fd-4483-888e-cc52f7ff1ed7>