

PERENCANAAN SISTEM REFRIGERASI PADA RUANG-RUANG PENYIMPANAN KAPAL TIPE REFRIGERATED CARGO SHIP SEBAGAI PENDUKUNG EKSPOR BUAH-BUAHAN TROPIS INDONESIA

R. J. Ikhvani¹, Alamsyah¹, Suardi¹

¹Teknik Perkapalan, Institut Teknologi Kalimantan,
Jl. Soekarno Hatta No.KM, Karang Joang, Kec. Balikpapan Utara, Kota Balikpapan,
Kalimantan Timur, Indonesia

Email: amal@lecturer.itk.ac.id¹, alamsyah@lecturer.itk.ac.id², suardi@lecturer.itk.ac.id³

Abstrak

Buah tropis yang paling penting secara komersial di pasar internasional adalah pisang, nanas, mangga, dan pepaya. Indonesia memiliki kemampuan untuk menghasilkan semua buah-buahan tersebut karena beriklim tropis. Penelitian ini bertujuan untuk merancang sistem refrigasi pada kapal yang dapat digunakan untuk menyimpan buah-buahan tropis dalam jangka panjang. Metode yang digunakan adalah metode perbandingan dan *parent ship method*. Proses desainnya meliputi pengaturan umum kapal kargo berpendingin, dimensi ruang penyimpanan buah-buahan dan konfigurasi (spesifikasi dan jumlah) evaporator untuk semua ruang penyimpanan di kapal yang masing-masing dapat digunakan untuk penyimpanan pisang, nanas, mangga, dan pepaya serta perhitungan beban pendinginan untuk ruangan. Hasil penelitian didapatkan yakni dengan volume ruang penyimpanan yang sama, nilai beban pendinginan, kebutuhan daya listrik, dan jumlah evaporator yang dibutuhkan secara berurutan dengan nilai tertinggi yaitu buah pisang, pepaya, nanas, dan mangga. Informasi ini bisa digunakan dalam pengambilan keputusan tentang manakah jenis buah yang akan diangkut oleh kapal ini jika suatu saat keempat jenis buah tersebut tersedia untuk keperluan ekspor. Sehingga apabila suatu saat harga-harga di pasar internasional dari keempat jenis buah tersebut adalah sama atau tidak terpaut jauh, maka urutan prioritas buah untuk diekspor tersebut secara berturut-turut adalah buah mangga, nanas, pepaya, dan pisang. Dengan urutan prioritas ini, bisa diharapkan bahwa daya listrik yang dibutuhkan adalah lebih rendah, sehingga kebutuhan biaya operasi juga akan menjadi lebih rendah.

Kata Kunci: buah-buahan tropis; suhu ruang penyimpanan; pendingin ruang muat; beban pendinginan; evaporator.

Abstract

The most commercially important tropical fruit on the international market are bananas, pineapple, mango and papaya. Indonesia has the ability to produce all these fruits because of its tropical climate. The purpose of this research was to design a refrigeration system on ships that can be used to store tropical fruits in the long run. The used method was the comparison method and the parent ship method. The design process includes general arrangement of refrigerated cargo ships, dimensions of fruit storage space and evaporator configuration (specifications and amount) for all storage space on the ship, each of which can be used for storage of bananas, pineapples, mangoes, and papayas as well as cooling load calculations for room. The results of the study were obtained with the same volume of storage space, the value of the cooling load, the need for electric power, and the number of evaporators needed in sequence with the highest value, namely bananas, papayas, pineapples, and mangoes. This information can be used in making decisions about which types of fruit will be transported by this ship if at any time all four types of fruit are available for export purposes. So that if one day the prices on the international market of the four types of fruit are the same or not far apart, then the priority order for the fruit to be exported are successively mango, pineapple, papaya, and banana. With this priority order, it can be expected that the electricity needed is lower, so the operating cost requirements will also be lower.

Keywords: tropical fruits; storage room temperature; cargo cooler; load cooling; evaporator.

1. PENDAHULUAN

Indonesia adalah negara yang dikaruniai kondisi tanah yang sangat subur, sehingga ada yang mengibaratkan bahwa jika sebatang tongkat kayu ditancapkan maka ia akan tumbuh menjadi tanaman. Hal ini tidaklah

terlalu berlebihan, misalnya jika seruas batang dari pohon ketela ditancapkan di sebagian besar wilayah Indonesia maka ia akan bisa hidup dan menghasilkan ubi ketela. Ini adalah potensi yang sangat besar, apalagi di saat sekarang dimana krisis ekonomi global telah menyebabkan krisis bahan pangan, yang ditandai dengan tingginya harga bahan pangan

dibandingkan dengan pendapatan rata-rata penduduk dunia.

Salah satu produk pertanian yang dimiliki oleh Indonesia adalah pisang. Buah ini cukup digemari di negara-negara bermusim dingin, yang mana di negara-negara tersebut buah-buahan tropis tidak dapat tumbuh. Chang [3] menyatakan bahwa di Asia, negara pengimpor utama buah pisang adalah Jepang dan Cina, dengan total impor dari kedua negara tersebut sekitar 1,8 juta ton di tahun 2010. Sementara itu BPS [1] menyatakan bahwa kapasitas produksi buah pisang Indonesia adalah 6.189.052 ton di tahun 2012. Akan tetapi sebagaimana yang disebutkan oleh Mudjayani [8], ternyata nilai ekspor buah pisang ini masih cukup rendah, yaitu maksimum adalah sekitar 102.301 ton, yaitu pada tahun 1996. Salah satu penyebab masih rendahnya ekspor buah tersebut adalah mungkin dikarenakan sedikitnya ketersediaan kapal-kapal yang mampu mengangkut buah-buahan segar secara baik.

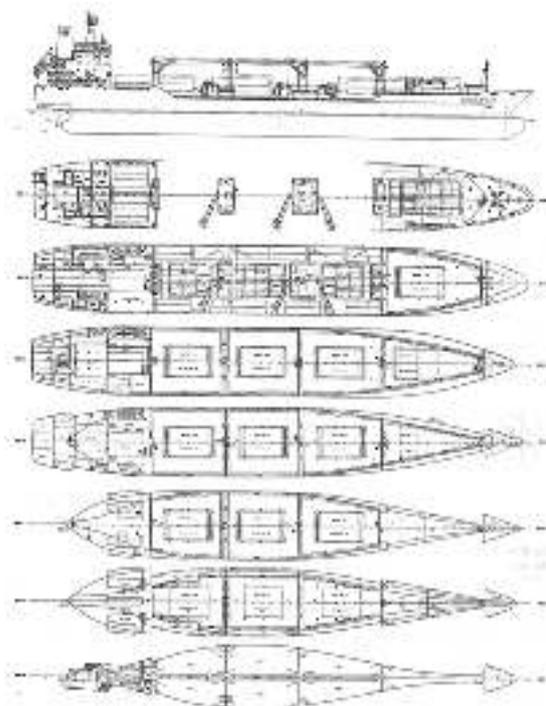
Untuk mengangkut buah-buahan segar secara baik, suatu kapal harus memenuhi beberapa persyaratan khusus untuk menjaga agar buah-buahan itu tidak cepat membusuk. Diantaranya adalah ia harus memiliki sistem refrigerasi untuk mendinginkan udara di ruang muat dan juga menjaga nilai kelembaban relatifnya pada nilai yang tertentu. Untuk buah pisang, Friis [5] menyatakan bahwa suhu pengangkutannya adalah 13,3°C. Sementara itu untuk nilai kelembaban relatif dari udara, Lorentzen [7] menyatakan bahwa nilai tersebut harus dipertahankan pada interval 90-95%. Dari fakta diatas jelaslah bahwa kapal jenis ini, yang biasa disebut dengan refrigerated cargo ship, atau lebih singkatnya biasa disebut reefer cargo ship, adalah tidak bisa digantikan oleh kapal-kapal kargo biasa. Oleh karena itu, jika terdapat kapal jenis refrigerated cargo ship yang berlayar dari Indonesia ke Jepang dan Cina, maka hal itu kemungkinan besar akan bisa meningkatkan volume ekspor buah-buahan tropis ke negara-negara tersebut. Bagi Indonesia, ini adalah peluang yang bagus untuk menambah devisa. Apalagi di Indonesia

masih terdapat banyak lahan kosong yang bisa digunakan untuk perkebunan massal, terutama di Luar Jawa. Jika peluang ini bisa dimanfaatkan dengan baik, maka bisa jadi hal itu juga akan bisa menghasilkan lapangan kerja yang cukup besar, mulai dari sektor perkebunan, sektor industri perkapalan, industri pelat baja untuk lambung kapal, industri peralatan-peralatan kapal, hingga sektor jasa pelayaran.

2. METODE

2.1 Data Kapal Tipe *Refrigerated Cargo Ship* dan Sistem Refrigerasi yang Digunakan dalam Perencanaan

Dalam perencanaan ini, kapal tipe refrigerated cargo ship yang diambil sebagai obyek perencanaan adalah kapal M.V. Albemarle Island. Ini adalah sebuah kapal tipe refrigerated cargo ship dengan panjang 180 m, lebar 26 m, dan tinggi sarat sebesar 8,3 m. Gambar rencana umum (general arrangement) dari kapal ini adalah ditunjukkan dalam Gambar 1.

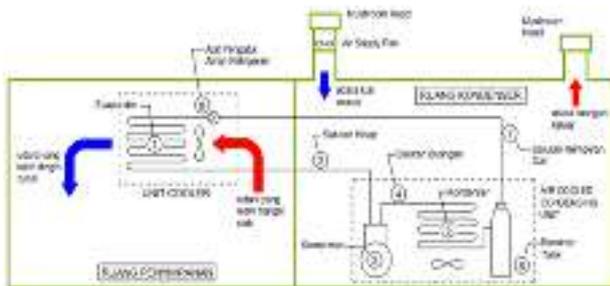


Gambar 1. *General Arrangement* kapal *Refrigerated Cargo Ship* dengan panjang 180 m dan kecepatan servis 23 knots (Friis, 2004).

Berdasarkan gambar tersebut, bisa diketahui bahwa kapal ini memiliki 4 buah ruang muat dan 15 buah kompartemen, yaitu sebagai berikut:

- Ruang muat no. 1 (paling depan) : 3 kompartemen (kompartemen no. 1A s/d 1C).
- Ruang muat no. 2 : 4 kompartemen (kompartemen no. 2A s/d 2D).
- Ruang muat no. 3 : 4 kompartemen (kompartemen no. 3A s/d 3D).
- Ruang muat no. 4 : 4 kompartemen (kompartemen no. 4A s/d 4D).

Selanjutnya, sistem refrigerasi untuk tiap-tiap kompartemen tersebut memiliki diagram alir proses sebagaimana yang terdapat di Gambar 2.



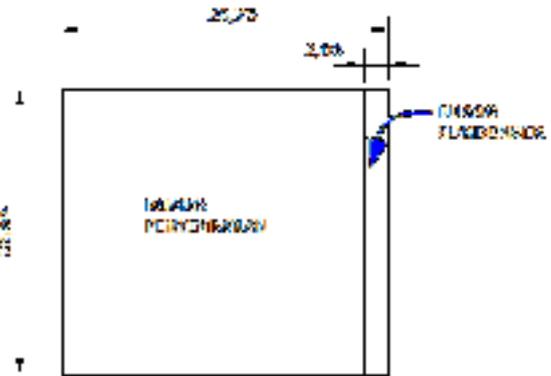
Gambar 2. Diagram alir dari sistem refrigerasi yang digunakan dalam perencanaan.

Dari gambar tersebut, bisa diketahui bahwa sistem refrigerasi ini secara umum terdiri atas dua bagian, yaitu bagian yang terdapat di ruang penyimpanan dan bagian yang terdapat di ruang kondensator. Dalam paper ini, sistem refrigerasi yang direncanakan adalah hanya yang terdapat di ruang penyimpanan, atau secara lebih spesifik adalah evaporator atau unit cooler yang terdapat di ruang tersebut. Sedangkan untuk sistem refrigerasi yang terdapat di ruang kondensator, yang mana terutama adalah berupa air cooled condensing unit.

2.2 Perhitungan Beban Pendinginan.

Dalam merencanakan suatu sistem refrigerasi, tahapan perhitungan yang pertama

kali harus dilakukan adalah perhitungan beban pendinginan, dimana jumlah energi panas yang harus dikeluarkan dari udara di ruang yang didinginkan tersebut dihitung dengan cermat. Pada paper ini, ditunjukkan perhitungan nilai beban pendinginan untuk kompartemen no. 4A dari kapal *Albemerle Island* untuk muatan berupa buah pisang. Sedangkan dimensi-dimensi dari kompartemen no. 4A itu sendiri adalah ditunjukkan dalam Gambar 3.



Gambar 3. Dimensi-dimensi kompartemen no. 4A dari kapal *M.V. Albemerle Island*

Dimensi-dimensi tersebut didapatkan dengan cara pertama mencari skala dari gambar rencana umum (general arrangement) yaitu dengan cara membandingkan salah satu besaran panjang yang terdapat gambar itu dengan besaran panjang yang sebenarnya dari kapal tersebut, misalnya adalah lebar kapal. Kemudian dari skala yang telah didapatkan ini kemudian bisa ditentukan besaran-besaran panjang yang lainnya, dengan cara mengukur besaran panjang yang diinginkan tersebut dari gambar, kemudian mengalikannya dengan nilai skala yang telah didapatkan. Selanjutnya ketika dimensi-dimensi dari ruangan yang hendak direncanakan sistem refrigerasinya itu sudah diketahui seluruhnya, maka bisa dimulai langkah pertama dalam perhitungan beban pendinginan, yaitu perhitungan laju perpindahan panas yang masuk melalui permukaan bidang-bidang batas.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Perhitungan Laju Perpindahan Panas Yang Masuk Melalui Permukaan Bidang-Bidang Batas (Q_1).

Nilai ini merupakan ukuran tentang besarnya laju aliran panas secara konduksi dari bagian sebelah luar dari suatu ruangan yang didinginkan ke bagian dalamnya melalui dinding-dinding, lantai, maupun langit-langit dari ruangan tersebut. Mengingat tidak diketahui adanya insulasi yang sempurna, maka akan selalu ada energi panas dalam jumlah tertentu yang “menyeberang” dari bagian luar ke bagian dalam ruangan, begitu suhu didalam ruangan tersebut lebih rendah daripada suhu dibagian luarnya. Hal ini dirumuskan sebagai berikut [5] :

$$Q_1 = \sum_n k_n F_n (t_o - t_s) \tag{1}$$

Dimana:

k = koefisien transmisi untuk bidang-bidang batas yang berbeda dari suatu ruang penyimpanan, yaitu sisi atas, sisi bawah, samping kiri, samping kanan, serta sisi depan dan sisi belakang. Pada kapal tipe *refrigerated cargo ship*, insulasi ruangan adalah dibuat sedemikian hingga agar nilai koefisien transmisi ini bisa diambil sebesar 0,45 kcal/m²h°C (0,09 Btu/hft²° F) [5].

F = luasan dari bidang-bidang batas, ft²

t_o = nilai maksimum dari suhu diluar ruangan (*outside*), diambil sebesar 37°C / 98,6°F.

t_s = suhu ruangan (*space temperature*), °F

Nilai t_s diatas adalah merupakan suhu ruang penyimpanan di kompartemen muatan tempat penyimpanan buah tersebut, yang mana hal ini bisa ditentukan dengan menggunakan Tabel 1 sebagai berikut :

Tabel 1. Kondisi-kondisi penyimpanan untuk buah-buahan yang dipilih.

Komoditi	Suhu, °C	R.H.%	Waktu maximum
			penyimpanan
Pisang, masih hijau	11,35-14,35	90 - 95	10 – 20 hari
Mangga	10,05 - 12,75	85 - 90	2 – 3 minggu
Pepaya	7,25	85 - 90	1 – 3 minggu
Nenas, masak	7,22	85 - 90	2 – 4 minggu

(Sumber: Lor, 1978 dan Rom, 1994)

Khusus untuk buah pisang, nilai suhu penyimpanannya diambil 13,3°C (55,94°F), yang biasa diterapkan pada kapal-kapal refrigerated cargo ship [5]. Sedangkan untuk buah mangga, dalam perencanaan ini suhu penyimpanannya adalah diambil sebesar 11,5°C.

Kemudian untuk nilai F , ia bisa dihitung berdasarkan Gambar 3, yaitu sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \rightarrow \text{Luas permukaan dinding kiri} &= \text{Luas permukaan dinding kanan} \\ &= \text{Tinggi ruangan} \times \text{Panjang ruangan} \\ &= 2,25 \text{ (m)} \times (26,75 \text{ (m)} - 2,00 \text{ (m)}) \\ &= 55,69 \text{ (m}^2\text{)} = 599,42 \text{ (ft}^2\text{)} \\ \rightarrow \text{Luas permukaan dinding depan} &= \text{Luas permukaan dinding belakang} \\ &= 2,25 \text{ (m)} \times 23,64 \text{ (m)} = 53,19 \text{ (m}^2\text{)} \\ &= 572,53 \text{ (ft}^2\text{)} \\ \rightarrow \text{Luas permukaan lantai} &= \text{Luas permukaan langit-langit} \\ &= (26,75 \text{ (m)} - 2,00 \text{ (m)}) \times 23,64 \\ &= 585,09 \text{ (m}^2\text{)} = 6297,86 \text{ (ft}^2\text{)} \end{aligned}$$

Karena seluruh nilai-nilai k , F , t_o dan t_s sudah diketahui, maka sekarang nilai Q_1 sudah bisa dihitung. Tabel perhitungan untuk mendapatkan nilai Q_1 bisa dilihat pada Tabel 2 sebagai berikut :

Tabel 2. Perhitungan untuk mendapatkan nilai laju perpindahan panas yang masuk melalui permukaan bidang-bidang batas (Q_1)

No.	Bidang Batas	F (ft ²)	Ruangan / obyek sebelah luar	t_o °C / °F	Q (Btu/h)
1	Dinding Kanan	588.42	Ruang antara prefabricated insulation boards dengan pelat baja dari lambung bagian samping.	37 / 98.6	2301.4
2	Dinding Kiri	588.42	Ruang antara prefabricated insulation boards dengan pelat baja dari lambung bagian samping.	37 / 98.6	2301.4
3	Dinding Depan	572.53	Ruang Kondenser	38 / 100.4	2290.9
4	Dinding Belakang	572.53	Kamar Mesin	38 / 100.4	2290.9
5	Lantai	6297.86	Kompartemen no. 4B (muatan: buah pisang)	13.3 / 55.94	0.0
6	Langit-langit	6297.86	udara luar	37 / 98.6	24180.0
Laju Perolehan Panas Total (D1)					33,364.64

Dari tabel tersebut, bisa diketahui bahwa nilai Q_1 sebesar 33.364,64 Btu/hr. Jika dinyatakan dalam Btu/24h, sebesar 800.751,40 Btu/24h (33.364,64 x 24).

3.2 Perhitungan Laju Perpindahan Panas Yang Masuk Melalui Permukaan Bidang-Bidang Batas (Q_1).

Untuk menghitung nilai panas pernafasan yang dikeluarkan oleh buah-buahan di suatu ruang penyimpanan, pertama-tama perlu dihitung massa total dari seluruh buah-buahan di ruangan tersebut. Untuk ruangan seperti pada Gambar 3, perhitungan itu adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} &\text{Volume ruang penyimpanan} \\ &= (\text{tinggi ruangan}) \times (\text{luas permukaan lantai}) \\ &= 2,25 \text{ (m)} \times 585,09 \text{ (m}^2\text{)} = 1316,45 \text{ (m}^3\text{)} \\ &= 46.490,08 \text{ ft}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\text{massa total} \\ &= (\text{volume ruang penyimpanan}) \times (\text{faktor pengisian ruangan}) \times (\text{massa jenis}) \\ &= 46.490,08 \text{ (ft}^3\text{)} \times 65\% \times 30 \text{ (lb/ft}^3\text{)} \\ &= 906.556,59 \text{ (lb)} \\ &= 411.205,00 \text{ (kg)} \\ &= 411,205 \text{ (ton)} \end{aligned}$$

Friis [5] menyatakan bahwa nilai tinggi ruangan sebesar 2,25 m diatas adalah biasa diambil pada saat melakukan penggambaran kapal-kapal tipe *refrigerated cargo ship*. Kemudian nilai massa jenis dari seluruh buah-buahan yang dipilih dalam perencanaan ini adalah diambil sebesar nilai massa jenis yang tipikal dari muatan yang terdapat di ruang penyimpanan dingin (suhunya $\geq 0^\circ\text{C}$) di kapal, yang mana menurut Harbach [6], nilainya adalah sebesar 30 lb/ft^3 . Selain itu, Harbach [6] juga menyatakan bahwa nilai faktor pengisian ruangan pada ruang penyimpanan dingin di kapal adalah sebesar 65%.

Selanjutnya untuk mencari nilai panas pernafasan, suhu penyimpanan buah pisang adalah diambil sebesar $13,3^\circ\text{C}$ ($55,94^\circ\text{F}$). Sehingga dengan melakukan interpolasi terhadap nilai-nilai panas pernafasan tiap *pound* yang terdapat dalam Tabel 3 sebagai berikut :

Tabel 3. Panas Respirasi dari Beberapa Produk Pertanian

Komoditas	Suhu, °F	Panas Pernapasan, Btu/lb.h
Pisang, masih hijau	50	.062 - .152
	90	.092 - .203
Mangga	59	.0206
	68	.344 - .695
Pepaya	50	.052
	59	.069 - .100
Nenas, masak	50	.035
	59	.083

(Sumber: Bloss, 1977)

Dari Tabel 3 bisa diketahui batas atas dan batas bawah dari interval nilai-nilai panas pernafasan yang dihasilkan oleh buah pisang. Interpolasi untuk mendapatkan batas atas tersebut adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} &(x - 0,152) / (0,203 - 0,152) \\ &= (55,94 - 50) / (59 - 50) ; \quad x = 0,186 \text{ (Btu/lb.h)} \end{aligned}$$

Sedangkan interpolasi untuk mendapatkan batas bawahnya adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} & (x - 0,062) / (0,092 - 0,062) \\ & = (55,94 - 50) / (59 - 50) ; \quad x = 0,082 \text{ (Btu/lb.h)} \end{aligned}$$

Sehingga berdasarkan interpolasi-interpolasi diatas, nilai-nilai panas pernafasan yang dihasilkan oleh buah pisang yang masih hijau adalah bernilai antara 0,082 - 0,186 Btu/lb.h. Dalam perencanaan ini, nilai panas pernafasan diambil 0.130 Btu/lb.h.

Sehingga :

$$\begin{aligned} & \text{Panas pernafasan } (Q_2) \\ & = 0,130 \text{ (Btu/lb.h)} \times 906.556,59 \text{ (lb)} \\ & = 117.852,36 \text{ (Btu/h)} \\ & = 2.828.456,55 \text{ (Btu/24h)} \end{aligned}$$

3.3 Perhitungan nilai panas yang harus dikeluarkan untuk menurunkan suhu muatan (buah-buahan) dari suhu pemuatan ke suhu pengangkutan (beban produk) (Q_3).

Beban produk (product load) dalam Btu/24h adalah bisa dirumuskan sebagai berikut [4]:

$$Q = \frac{(m) (c) (TD) (24 h)}{\text{waktu pendinginan yang diinginkan (h)}} \quad (2)$$

Dimana :

- Nilai m (massa total dari buah-buahan yang disimpan di suatu ruangan pendingin) adalah telah didapatkan pada saat menghitung panas pernafasan diatas, yaitu sebesar 906.556,59 lb.
- Nilai c (kalor jenis diatas titik beku) adalah diambil dari Tabel 4, yaitu sebesar 0,81 Btu/lb.°F sebagai berikut :

Tabel 4. Kalor jenis dari Beberapa Produk Pertanian

Komoditas	Kalor Jenis (<i>Specific Heat</i>)	
	Diatas Titik Beku (Btu/lb.°F)	Dibawah Titik Beku (Btu/lb.°F)
Pisang	0,81	0,42
Mangga	0,85	0,44
Pepaya	0,91	0,47
Nanas, masak	0,88	0,45

(Sumber: Dos, 1997 dan Pit, 1984)

→ Nilai TD , atau perbedaan suhu (*temperature difference*) antara suhu pemuatan dan suhu pengangkutan dari produk, adalah sebesar 30°C/ 86°F (suhu pemuatan buah pisang, yang mana Friis [5] menyatakan bahwa nilainya antara 28-30°C) dikurangi dengan 13,3°C/55,94°F (suhu penyimpanan buah pisang di kapal *refrigerated cargo ship* [5]).

→ Nilai waktu pendinginan yang diinginkan adalah sebesar 35 jam, yang mana Friis [5] menyatakan bahwa nilai tersebut merupakan perkiraan waktu pendinginan untuk buah pisang di kapal-kapal tipe *refrigerated cargo ship*.

Sehingga :

$$\begin{aligned} Q_3 & = (906.556,59 \times 0,81 \times (86 - 55,94) \times 24) / 35 \\ & = 15.136.034,52 \text{ (Btu/24h)} \end{aligned}$$

3.4 Perhitungan nilai panas yang harus dikeluarkan untuk mendinginkan pembungkus-pembungkus dari suhu pemuatan ke suhu pengangkutan (Q_4).

Nilai laju pengeluaran panas ini bisa didapatkan dengan rumus berikut :

$$Q = (\text{massa pembungkus, total}) \times (\text{kalor jenis dari pembungkus}) \times \Delta T \quad (3)$$

dimana:

(massa pembungkus, total) = (massa jenis dari kotak pembungkus, lb/ft^3) x (volume kompartemen muatan, ft^3) x (faktor pengisian

ruangan)

Dalam perencanaan ini, kotak pembungkus tersebut direncanakan terbuat dari bahan kayu. Nilai rata-rata untuk massa jenis dari berat bersih dan massa jenis dari berat kotor untuk beberapa komoditas yang pembungkusnya adalah berupa kotak kayu seperti pada Tabel 5 dibawah.

Tabel 5. Massa jenis dari beberapa komoditas yang disimpan dengan kotak-kotak kayu.

Komoditas	Jenis Pembungkus	Nilai Rata-rata untuk Massa Jenis dari Berat Kotor, lb/ft ³	Nilai Rata-rata untuk Massa Jenis dari Berat Bersih, lb/ft ³
Persik	wood lug box	38	33,1
Pir	wood box	51	47,1
Tomat, CA	wood lug box	30,9	27,3
Tomat, CA	wood lug box	36,2	31,9

(Sumber : Rom, 1994)

Berdasarkan Tabel 5 diketahui bahwa nilai massa jenis dari kotak pembungkus untuk masing-masing buah-buahan diatas sebagai berikut:

- Persik : $38,0 - 33,1 (lb/ft^3) = 4,9 (lb/ft^3)$
- Pir : $51,0 - 47,1 (lb/ft^3) = 3,9 (lb/ft^3)$
- Tomat, CA : $30,9 - 27,3 (lb/ft^3) = 3,6 (lb/ft^3)$
- Tomat, TX : $36,2 - 31,9 (lb/ft^3) = 4,3 (lb/ft^3)$

Dari hasil-hasil diatas, jelaslah bahwa nilai massa jenis kotak pembungkus tersebut adalah berbeda-beda untuk tiap-tiap produk, bahkan walaupun jika kayu-kayu yang digunakan untuk membuat kotak-kotak pembungkus tersebut memiliki jenis yang sama. Hal ini karena nilai massa jenis dari kotak pembungkus tersebut adalah tidak hanya tergantung dari nilai massa jenis kayu, tapi juga pada bagaimana bentuk dari kotak pembungkus tersebut. Jika kayu yang diperlukan untuk membuat kotak pembungkus tersebut lebih banyak, maka massa dari kotak pembungkus tersebut tiap *cubic feet*-nya tentu juga akan lebih besar, sehingga nilai massa

jenis dari kotak pembungkus tersebut dalam *lb/ft³* akan memiliki nilai yang lebih besar. Dalam perencanaan ini, nilai massa jenis dari kotak pembungkus untuk keseluruhan buah yang dipilih (pisang, mangga, pepaya, dan nenas) adalah diambil sebesar nilai rata-rata dari keempat nilai massa jenis dari kotak pembungkus di atas, yaitu sebesar $4,2 lb/ft^3$ ($(4,9 + 3,9 + 3,6 + 4,3) / 4$). Sehingga massa pembungkus totalnya adalah :

$$\begin{aligned} &\text{massa pembungkus, total} \\ &= 4,2 (lb/ft^3) \times 46.490,08 (ft^3) \times 65\% \\ &= 126.917,92 (lb) \end{aligned}$$

Selanjutnya mengenai nilai kalor jenis dari kotak pembungku, Read [10] menyatakan bahwa nilai dari kalor jenis dari bahan kayu menurut salah satu sumber adalah sebesar $0,42 \text{ Btu/lb.}^\circ\text{F}$. Akan tetapi nilai dari besaran tersebut sebenarnya adalah cukup bervariasi untuk jenis-jenis kayu yang berbeda, bahkan dalam referensi lain disebutkan bahwa nilai-nilai dari besaran tersebut adalah tidak ada yang sama dengan nilai diatas, akan tetapi kesemuanya adalah lebih besar. Sementara itu Dossat [4] menyebutkan bahwa nilai kalor jenis untuk bahan dari pembungkus tipe *lug box* (tanpa disebutkan jenis bahan dari pembungkus tipe *lug box* tersebut, apakah dari kayu atau yang lain) adalah sebesar $0,6 \text{ Btu/lb.}^\circ\text{F}$. Nilai kalor jenis untuk bahan dari kotak pembungkus itu adalah diambil sebesar $0,55 \text{ Btu/lb.}^\circ\text{F}$. Sementara itu nilai ΔT adalah selisih antara suhu pemuatan (86°F) dan suhu pengangkutan ($55,94^\circ\text{F}$). Sehingga nilai laju pengeluaran panas dari buah-buah pisang di ruangan ini adalah sebesar :

$$\begin{aligned} Q &= 126.917,92 (lb) \times 0,55 (\text{Btu/lb.}^\circ\text{F}) \times \\ &\quad (86.^\circ\text{F} - 55,94.^\circ\text{F}) \\ &= 2.093.334 \text{ Btu} \end{aligned}$$

Untuk mendapatkan nilai laju pemindahan panas yang diperlukan untuk mendinginkan pembungkus tersebut dalam waktu yang sama dengan waktu untuk mendinginkan muatannya (buah pisang) yaitu 35 jam, maka nilai tersebut

juga harus dibagi 35.

$$\begin{aligned} Q_4 &= 2.093.334 \text{ (Btu)/35 (h)} \\ &= 59.952.40 \text{ (Btu/h)} \\ &= 1.438.857,60 \text{ (Btu/24h)} \end{aligned}$$

3.5 Perhitungan nilai panas yang harus dikeluarkan untuk menurunkan suhu udara segar yang masuk ke ruang penyimpanan buah-buahan.

Untuk menghitung besarnya energi panas yang harus dikeluarkan untuk menurunkan suhu udara segar yang masuk ke ruang penyimpanan buah-buahan, Dossat [4] menyatakan bahwa hal itu bisa menggunakan rumus berikut :

$$\begin{aligned} \text{Beban penggantian} &= \\ &(\text{volume bagian dalam dari ruangan}) \times \\ &(\text{pergantian udara}) \text{ udara} \times 0,075 \times (h_o - h_i) \end{aligned} \tag{4}$$

Dalam persamaan tersebut, nilai volume bagian dalam dari ruangan tersebut telah dihitung di bagian awal, yaitu sebesar 46.490,08 ft^3 , sedangkan nilai pergantian udara untuk ruang-ruang penyimpanan buah pisang, mangga, pepaya, dan nenas adalah diambil sebesar 3,5 kali volume ruangan kosong/jam atau 84 kali volume ruangan kosong/24 jam. Sementara itu, angka 0,075 diatas adalah massa jenis dari udara standar, yang mana satuannya adalah lb/ft^3 .

Nilai h_o dan h_i diatas masing-masing adalah entalpi dari udara di bagian luar (*outside*) dari ruangan dan entalpi dari udara di bagian dalam (*inside*) dari ruangan dalam Btu/lb, yang mana nilainya adalah bisa didapatkan dari grafik-grafik psikrometri (*psychrometric charts*) yang menggunakan sistem satuan *Inch-Pound (I-P)*. Dari grafik tersebut, bisa diketahui bahwa nilai entalpi jenis (*specific enthalpy*) dari udara di bagian luar dari kapal (h_o) pada saat berada pada kondisi jenuh, untuk udara dengan suhu *dry bulb* 37°C (98,6°F), dan kelembaban relatif yang diambil sebesar 55%, adalah sekitar 48,2 Btu/lb. Sementara itu nilai penyimpangan entalpinya adalah sekitar -0,18 Btu/lb.

Sehingga nilai entalpi jenis dari udara diluar kapal (h_o) setelah mengalami koreksi adalah 48,02 Btu/lb (48,2 Btu/lb - 0,18 Btu/lb).

Selanjutnya, dengan menggunakan grafik yang sama, juga bisa diketahui bahwa nilai entalpi jenis dari udara di bagian dalam dari ruang penyimpanan (h_i) pada saat berada pada kondisi jenuh, untuk udara dengan suhu *dry bulb* sebesar 55,94°F, dan kelembaban relatif diambil sebesar 92%, adalah sekitar 22,8 Btu/lb. Sementara itu nilai penyimpangan entalpinya adalah sekitar -0.008 Btu/lb. Sehingga nilai entalpi jenis dari udara didalam ruang penyimpanan (h_i) setelah mengalami koreksi adalah 22,792 Btu/lb (22,8 Btu/lb - 0.008 Btu/lb).

Dengan demikian nilai beban penggantian udara (Q_5) adalah :

$$\begin{aligned} Q_5 &= 46.490,08 \text{ (ft}^3\text{)} \times 84 \times 0,075 \text{ (lb/ft}^3\text{)} \times \\ &(48,02 - 22,79 \text{ (Btu/lb)}) \\ &= 7.388.966,16 \text{ (Btu/24h)} \end{aligned}$$

3.6 Perhitungan nilai perolehan panas total.

$$\begin{aligned} Q_{tot} &= Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \\ (5) \quad &= 800.751,40 + 2.828.456,55 + \\ &15.136.034,52 + 1.438.857,60 + \\ &7.388.966,16 \\ &= 27.593.066,22 \text{ Btu/24h} \end{aligned}$$

Selanjutnya adalah menambahkan *safety factor* sebesar 10% kedalam nilai diatas.

$$\begin{aligned} Q_{tot}' &= 1,1 \times Q_{tot} \\ (6) \quad &= 1,1 \times 27.593.066,22 \\ &= 30.352.372,85 \text{ Btu/24h} \end{aligned}$$

3.7 Penentuan beban rata-rata dalam Btu per jam.

Dalam menghitung beban rata-rata dalam Btu/h (Btu per jam) yang dihasilkan oleh sistem, secara sederhana hal ini bisa dilakukan dengan membagi nilai perolehan panas total dalam Btu/24h dengan angka 24. Hal ini adalah jika peralatan pendingin

tersebut dioperasikan secara penuh (24 jam). Akan tetapi, pada perencanaan ini sistem refrigerasi tersebut tidak direncanakan untuk beroperasi secara penuh selama 24 jam. Hal ini karena sistem tersebut adalah direncanakan untuk menjalani proses *off cycle defrosting*.

Pada saat udara di ruang penyimpanan didinginkan dengan cara dialirkan melewati koil-koil pendingin yang terdapat didalam evaporator, maka udara tersebut akan mencair jika suhunya sudah mencapai titik embunnya. Kemudian jika suhu dari koil pendingin tersebut adalah sama atau lebih rendah dari titik beku air, maka embun ini akan mulai membeku menjadi es. Karena penumpukan es pada permukaan koil tersebut adalah cenderung untuk menghalangi perpindahan panas dari udara ke koil dan mengurangi kapasitas refrigerasi dari koil, maka es tersebut harus dicairkan secara periodik dengan menaikkan suhu dari permukaan koil tersebut hingga sampai diatas titik beku air dan dijaga agar tetap berada pada kondisi ini sampai seluruh es tersebut mencair. Proses inilah yang disebut dengan istilah *defrosting*.

Proses *defrosting* ini memerlukan suatu selang waktu tertentu, yang mana selama selang waktu itu aktivitas penyerapan panas pada koil yang sedang menjalani proses *defrosting* tersebut haruslah dihentikan, yaitu dengan cara menghentikan aliran refrigeran di koil tersebut, dengan jalan mematikan kompresornya. Metode *defrosting* dengan cara ini adalah disebut dengan istilah *off-cycle defrosting*.

Dari pemaparan diatas jelaslah bahwa salah satu metode untuk mencairkan es yang terbentuk di koil pendingin adalah dengan mematikan kompresor dan membiarkan evaporator untuk mengalami kenaikan suhu hingga sampai ke suhu ruangan dan membiarkannya pada suhu ini selama selang waktu yang cukup untuk mencairkan keseluruhan es yang terbentuk di koil tersebut. Mengingat energi panas yang diperlukan untuk mencairkan es pada proses *off-cycle defrosting* haruslah berasal dari udara di ruang yang didinginkan, proses *defrosting* tersebut terjadi

cukup lambat dan selang waktu yang cukup panjang adalah diperlukan untuk menyelesaikan proses tersebut. Pengalaman menunjukkan bahwa ketika digunakan metode *off-cycle defrosting*, waktu operasi maksimum yang diijinkan untuk peralatan tersebut adalah 16 jam dalam setiap 24 jam, sedang yang 8 jam lainnya haruslah digunakan untuk proses *defrosting*.

Ini tentu saja berarti bahwa peralatan refrigerasi tersebut haruslah memiliki kapasitas yang cukup untuk menyelesaikan pendinginan dalam waktu 16 jam, namun memiliki efek yang sama dengan jika pendinginan tersebut dilakukan selama 24 jam. Oleh karena itu, ketika digunakan proses *off-cycle defrosting*, nilai perolehan panas total dalam Btu/24h diatas adalah tidak dibagi dengan 24 untuk mendapatkan beban pendinginan rata-rata dalam Btu/h, akan tetapi dibagi dengan 16, yang mana akan menghasilkan nilai beban pendinginan rata-rata yang lebih besar.

Kapasitas peralatan yang diperlukan

$$= Q_{tot} / 16$$

$$(7) \quad \begin{aligned} &= 30.352.372,85 / 16 \\ &= 1.897.023,3 \text{ Btu/h} \\ &= 556 \text{ kW} \end{aligned}$$

3.8 Penentuan konfigurasi evaporator.

Setelah didapatkan nilai kapasitas peralatan yang diperlukan atau dengan kata lain adalah beban pendinginan rata-rata dalam Btu/h, langkah selanjutnya adalah memilih satu atau lebih evaporator yang nilai total dari kapasitas-kapasitas refrigerasinya dalam Btu/h adalah sudah lebih besar tapi masih mendekati nilai beban pendinginan rata-rata tersebut. Data-data tentang nilai kapasitas refrigerasi yang dinyatakan dalam Btu/h serta data-data lain untuk beberapa tipe dari evaporator atau *unit cooler* yang diproduksi oleh Dunham-Bush adalah bisa dilihat pada Tabel 6.

Tabel 6. Data-data evaporator (*unit cooler*)

Tipe Evaporator	Kapasitas (Btu/h)		Rasio pendinginan evaporator per unit (Btu/h)	Tipe Evaporator
	10°F	15°F		
UC240	24000	32000	34000	UC240
UC240	24000	32000	34000	UC240
UC240	24000	32000	34000	UC240
UC240	24000	32000	34000	UC240
UC240	24000	32000	34000	UC240
UC240	24000	32000	34000	UC240
UC240	24000	32000	34000	UC240
UC240	24000	32000	34000	UC240
UC240	24000	32000	34000	UC240

(Sumber : Dos, 1997)

Selanjutnya mengingat nilai kelembaban relatif yang diperlukan untuk penyimpanan buah pisang adalah sebesar 90-95%, dan dalam pembahasan ini adalah diambil sebesar 92%, maka nilai dari evaporator design *TD* yang diperlukan adalah antara 8-10°F seperti terlihat pada Tabel 7 berikut :

Tabel 7 Evaporator Design *TD*

(Sumber: Dos, 1997)

Kemudian berdasarkan Tabel 6, disimpulkan bahwa evaporator-evaporator yang akan dipilih ini haruslah termasuk jenis yang memiliki evaporator *design TD* sebesar 10°F, mengingat alternatif-alternatif yang tersedia hanyalah evaporator dengan 10° *TD* dan evaporator dengan 15° *TD*. Selanjutnya, jika dipilih evaporator-evaporator tipe *UC240*, yang mana masing-masing memiliki kapasitas sebesar 24000 Btu/h pada 10°F *TD*, maka nilai pendekatan untuk jumlah evaporator yang diperlukan adalah :

$$1.897.023,3 / 24.000 = 79,04 \approx 80 \text{ unit}$$

Dengan 80 buah evaporator tipe *UC240* tersebut, maka kapasitas total yang dihasilkan

oleh keseluruhan evaporator ini adalah :

$$80 \times 24.000 = 1.920.000 \text{ Btu/h}$$

Selanjutnya, karena motor dari kipas evaporator (*unit cooler*) ini beroperasi di dalam ruang yang didinginkan, maka panas dari motor kipas tersebut juga menjadi bagian dari beban pendinginan ruangan dan harus ditambahkan kedalam perhitungan-perhitungan beban. Mengingat berdasarkan Tabel 6, panas yang dihasilkan oleh tiap motor kipas dari evaporator tipe ini adalah 34.000 Btu/24hr, maka energi panas total yang dihasilkan oleh keseluruhan motor kipas dari evaporator tersebut adalah :

$$80 \times 34.000 = 2.720.000 \text{ Btu/24h}$$

Karena evaporator-evaporator ini dioperasikan selama 16 jam, maka beban rata-rata dalam Btu/h yang diperoleh dari panas motor kipas evaporator tersebut adalah :

$$2.720.000 \text{ (Btu/24h)} / 16 \text{ (jam)} = 170.000 \text{ (Btu/h)}$$

Ketika panas dari motor kipas ini ditambahkan, maka nilai kapasitas peralatan yang diperlukan (beban pendinginan rata-rata) diatas menjadi :

$$1.897.023,3 + 170.000 = 2.067.023,3 \text{ Btu/h}$$

Mengingat nilai kapasitas total dari keseluruhan evaporator-evaporator tersebut (1.920.000 Btu/h) adalah masih lebih rendah daripada nilai kapasitas peralatan yang diperlukan (beban pendinginan rata-rata) dari sistem (2.067.023,3 Btu/h), maka jumlah dari evaporator tipe *UC240* tersebut harus ditambah sampai nilai kapasitas total dari keseluruhan evaporator-evaporator tersebut sudah menjadi lebih tinggi daripada nilai kapasitas peralatan yang diperlukan (beban pendinginan rata-rata) dari sistem.

Dengan melakukan perhitungan-perhitungan secara trial and error dengan menggunakan

urutan-urutan perhitungan diatas, bisa didapatkan bahwa jumlah minimal dari evaporator tipe UC240 yang akan menghasilkan nilai kapasitas total dari evaporator-evaporator yang lebih besar daripada nilai beban pendinginan rata-rata dari sistem adalah sebanyak 87 buah. Dengan 87 buah evaporator tipe UC240 tersebut, yang mana masing-masing memiliki kapasitas sebesar 24000 Btu/h pada 10°F TD, maka kapasitas total yang dihasilkan oleh evaporator-evaporator ini adalah :

$$87 \times 24.000 = 2.088.000 \text{ Btu/h}$$

Sedangkan energi panas total yang dihasilkan oleh keseluruhan motor kipas dari evaporator tersebut adalah :

$$87 \times 34.000 = 2.958.000 \text{ Btu/24h}$$

Karena evaporator-evaporator ini dioperasikan selama 16 jam, maka beban rata-rata dalam Btu/h yang diperoleh dari panas motor kipas dari evaporator tersebut adalah :

$$2.958.000 \text{ (Btu/24h)} / 16 \text{ (jam)} = 184.875 \text{ Btu/h}$$

Ketika panas dari motor kipas ini ditambahkan, maka nilai kapasitas peralatan yang diperlukan (beban pendinginan rata-rata/kapasitas refrigerasi) dari sistem ini menjadi :

$$1.897.023,3 + 184.875 = 2.081.898,3 \text{ Btu/h}$$

Dari hasil ini, bisa diketahui bahwa nilai kapasitas total dari keseluruhan evaporator-evaporator tersebut adalah sudah lebih tinggi daripada nilai beban pendinginan rata-rata dari sistem. Selisih antara kedua nilai itu adalah sebesar :

$$2.088.000 - 2.081.898,3 = 6.101,7 \text{ Btu/h}$$

Jika dinyatakan dalam persen :

$$(6.101,7 / 2.081.898,3) \times 100\% = 0,3\%$$

Karena nilai kapasitas total dari evaporator-evaporator tersebut sudah lebih besar dari nilai beban pendinginan rata-rata dari sistem, maka bisa diharapkan bahwa evaporator-evaporator ini akan sanggup untuk memindahkan seluruh energi panas yang dihasilkan oleh sistem tersebut, dalam suatu laju tertentu sehingga suhu udara di kompartemen ini tidak akan melebihi nilai yang ditentukan untuk penyimpanan buah pisang (13,3°C).

Sebagaimana disebutkan sebelumnya, diantara faktor yang berpengaruh terhadap lama waktu penyimpanan buah, selain suhu tempat penyimpanan adalah kelembaban relatif di tempat tersebut (Tabel 1). Oleh karena itu, tempat-tempat penyimpanan itu haruslah didesain sedemikian rupa agar nilai kelembaban relatifnya tidak melebihi range yang disyaratkan.

Untuk tempat penyimpanan buah pisang, nilai kelembaban relatif yang diperlukan adalah sebesar 90-95%, dan dalam Tesis ini adalah diambil sebesar 92%, sehingga nilai evaporator *design TD* yang diperlukan adalah antara 8-10°F (Tabel 7). Kemudian mengingat evaporator *design TD* dari evaporator-evaporator yang tersedia adalah 10°F dan 15°F, maka *design TD* yang dipilih untuk penyimpanan buah pisang ini adalah sebesar 10°F.

Selanjutnya Dossat [4] menyatakan bahwa nilai *operating TD* dari evaporator-evaporator tersebut adalah dihitung dengan rumus berikut :

$$\text{Operating TD} = \left(\frac{\text{Total Capacity}}{\text{Design Capacity}} \right) \times \text{Design TD} \quad (8)$$

Sehingga untuk konfigurasi evaporator ini, nilai *operating TD* tersebut adalah :

$$\begin{aligned} \text{Operating TD} &= (2.081.898,3 \text{ (Btu/h)} / 2.088.000 \text{ (Btu/h)}) \times \\ &10^\circ\text{F} \end{aligned}$$

= 9,97°F

Nilai ini adalah terletak diantara 8°F dan 10°F, sehingga berdasarkan Tabel 7, dimana masih memenuhi syarat untuk penyimpanan dengan kelembaban relatif antara 91-95%. Oleh karena itu bisa disimpulkan bahwa 87 buah evaporator tipe UC240 tersebut adalah bisa digunakan untuk penyimpanan buah-buah pisang di kompartemen ini. Dari Tabel 6, juga bisa diketahui bahwa jika digunakan evaporator-evaporator tipe UC240 sebanyak 87 buah, maka kebutuhan daya total untuk kipas-kipas yang terdapat di dalam evaporator-evaporator tersebut adalah :

$$87 \times 2 \times (1/6) = 29,00 \text{ HP} = 21,63 \text{ kW}$$

Sebelumnya telah didapatkan bahwa untuk konfigurasi evaporator-evaporator tipe UC240 sebanyak 87 buah ini, nilai kapasitas peralatan yang diperlukan (beban pendinginan rata-rata) dari sistem tersebut adalah sebesar 2.081.898,3 Btu/h atau 610,14 kW. Nilai kapasitas peralatan yang diperlukan/beban pendinginan rata-rata ini adalah menyatakan berapa banyak energi panas yang bisa diserap oleh evaporator-evaporator di ruang yang didinginkan, untuk setiap waktu satuan. Nilai beban pendinginan rata-rata ini adalah berbanding lurus dengan nilai daya kompresor dan ukuran kondenser. Semakin besar nilai beban pendinginan rata-rata, semakin besar pula nilai daya kompresor dan ukuran kondenser dari sistem refrigerasi tersebut, dan demikian pula sebaliknya.

Hal ini karena semakin besar nilai beban pendinginan rata-rata dari ruang penyimpanan, maka energi panas yang harus diserap oleh refrigeran di evaporator-evaporator tersebut adalah semakin besar pula, sehingga hal itu membutuhkan aliran massa refrigeran yang lebih besar agar bisa menampung seluruh energi panas tersebut. Karena aliran massa dari refrigeran yang dibutuhkan lebih besar, maka daya kompresor yang dibutuhkan juga akan lebih besar. Selanjutnya, mengingat energi panas yang diserap oleh refrigeran dari ruang

penyimpanan serta daya kompresor yang diperlukan untuk menggerakkan refrigeran adalah lebih besar – sehingga peningkatan energi panas yang dialami oleh refrigeran sebagai akibat dari pemampatan yang dilakukan oleh piston kompresor adalah juga lebih besar – maka energi panas yang mengalir ke refrigeran juga akan lebih besar. Hal ini menyebabkan energi panas yang harus dibuang oleh kondenser dari refrigeran ke lingkungan juga akan lebih besar, sehingga ukuran kondenser yang dibutuhkan akan lebih besar pula. Hubungan-hubungan antara besaran-besaran diatas adalah merupakan kesimpulan dari analisa terhadap diagram P-h dari suatu sistem refrigerasi kompresi uap, serta definisi atau rumus-rumus dari besaran-besaran itu sendiri. Baik daya kompresor yang lebih besar maupun ukuran kondenser yang lebih besar ini adalah memiliki konsekuensi bahwa daya listrik yang diperlukan adalah lebih besar. Bahwa kebutuhan daya listrik adalah berbanding lurus dengan nilai daya kompresor, hal ini adalah sesuatu yang mudah dipahami. Sedangkan mengenai ukuran kondenser, ia adalah memiliki kaitan dengan daya listrik karena kondenser tersebut juga dilengkapi dengan kipas udara untuk mendinginkan refrigeran yang mengalir di koil-koil kondenser tersebut. Sehingga ketika energi panas yang terkandung dalam refrigeran tersebut jumlahnya lebih besar, maka untuk memindahkan energi panas tersebut ke lingkungan juga memerlukan kipas udara yang lebih besar, sehingga daya listrik yang dibutuhkan akan lebih besar pula. Oleh karena itu, mengingat baik daya kompresor maupun ukuran kondenser ini adalah dipengaruhi oleh nilai beban pendinginan rata-rata, maka nilai beban pendinginan rata-rata ini adalah juga berpengaruh terhadap kebutuhan daya listrik. Semakin besar nilai beban pendinginan rata-rata, maka daya listrik yang dibutuhkan juga akan semakin besar. Dari sini bisa diketahui bahwa nilai beban pendinginan rata-rata ini adalah memiliki persamaan dengan nilai daya total dari kipas-kipas evaporator, yaitu bahwa keduanya termasuk diantara besaran-besaran

yang menunjukkan tingkat kebutuhan daya listrik dari suatu sistem refrigerasi. Persamaan lainnya adalah kedua nilai tersebut sudah bisa diketahui pada saat melakukan pemilihan evaporator. Sehingga dengan melihat nilai beban pendinginan rata-rata serta nilai daya total dari kipas-kipas evaporator, kita bisa mengetahui tingkat kesesuaian antara suatu konfigurasi (spesifikasi dan jumlah) dari evaporator-evaporator dengan suatu aplikasi tertentu. Suatu konfigurasi evaporator adalah dikatakan paling sesuai untuk suatu aplikasi tertentu jika penjumlahan dari nilai beban pendinginan rata-rata dengan nilai daya total dari kipas-kipas evaporator tersebut adalah memiliki nilai yang paling kecil, yang mana hal ini adalah menunjukkan bahwa tingkat kebutuhan daya listrik dari sistem refrigerasi tersebut adalah memang yang paling sedikit pula.

Untuk sistem refrigerasi yang menggunakan konfigurasi 87 buah evaporator tipe UC240 di kompartemen ini, jumlah dari nilai beban pendinginan rata-rata yang diperlukan dengan nilai daya total dari kipas-kipas evaporator tersebut adalah :

$$610,14 \text{ (kW)} + 21,63 \text{ (kW)} = 631,76 \text{ (kW)}$$

Oleh karena nilai ini adalah merupakan indeks tentang tingkat kebutuhan daya listrik dari suatu sistem refrigerasi yang disebabkan oleh penggunaan suatu evaporator atau suatu kumpulan evaporator-evaporator, maka ia bisa disebut dengan istilah indeks daya listrik evaporator. Oleh karena itu, adalah hal yang bermanfaat untuk mengetahui manakah diantara jenis-jenis evaporator di Tabel 6 yang memiliki hasil penjumlahan yang paling kecil antara kedua nilai tersebut, yang mana hal ini menunjukkan bahwa jenis evaporator tersebut adalah yang paling sesuai untuk diterapkan pada penyimpanan buah pisang di kompartemen no. 4A ini. Suatu tabel perhitungan untuk mendapatkan nilai penjumlahan tersebut untuk seluruh jenis-jenis evaporator yang terdapat di Tabel 6, adalah ditunjukkan pada Tabel 8a dan b.

Tabel 8. a dan b. Tabel Perhitungan untuk Mendapatkan Jenis Evaporator yang Paling Sesuai untuk Penyimpanan Buah Pisang di Kompartemen No. 4A.

No. Jenis Evaporator	Daya Pendinginan Rata-rata (kW)	Jumlah Evaporator	Daya Total (kW)	Indeks Daya Listrik (kW/kW)	Daya Pendinginan Rata-rata (kW)	Jumlah Evaporator	Daya Total (kW)	Indeks Daya Listrik (kW/kW)
UC180	2,079	116	2,411	1,159	2,079	116	2,411	1,159
UC240	2,079	116	2,411	1,159	2,079	116	2,411	1,159
UC300	2,079	116	2,411	1,159	2,079	116	2,411	1,159
UC360	2,079	116	2,411	1,159	2,079	116	2,411	1,159
UC420	2,079	116	2,411	1,159	2,079	116	2,411	1,159
UC480	2,079	116	2,411	1,159	2,079	116	2,411	1,159
UC540	2,079	116	2,411	1,159	2,079	116	2,411	1,159
UC600	2,079	116	2,411	1,159	2,079	116	2,411	1,159
UC660	2,079	116	2,411	1,159	2,079	116	2,411	1,159
UC720	2,079	116	2,411	1,159	2,079	116	2,411	1,159
UC780	2,079	116	2,411	1,159	2,079	116	2,411	1,159
UC840	2,079	116	2,411	1,159	2,079	116	2,411	1,159
UC900	2,079	116	2,411	1,159	2,079	116	2,411	1,159

Dari Tabel 8 tersebut, bisa diketahui bahwa jenis evaporator yang akan menghasilkan nilai indeks daya listrik evaporator – dan oleh karena itu juga kebutuhan daya listrik – yang memiliki nilai yang paling rendah, sehingga paling sesuai untuk kompartemen ini, adalah evaporator tipe UC180. Selain itu, juga bisa diketahui bahwa jika evaporator yang digunakan pada kompartemen no. 4A ini adalah evaporator tipe UC180, maka :

- 1) Beban pendinginan rata-rata yang dihasilkan : 2.079.723 Btu/h (609,5 kW).
- 2) Konfigurasi evaporator yang paling sesuai untuk digunakan : 116 buah evaporator tipe UC180, yang mana dari Tabel 6 diatas ditentukan bahwa masing-masing evaporator tersebut adalah memiliki evaporator TD sebesar 10°F dan kapasitas refrigerasi sebesar 18.000 Btu/h.

Selanjutnya, dengan menggunakan pola perhitungan yang hampir sama dengan yang untuk buah pisang diatas, bisa didapatkan nilai-nilai beban pendinginan serta kebutuhan evaporator untuk seluruh jenis muatan yang

lain (mangga, pepaya, dan nenas). Perbedaan antara pola perhitungan beban pendinginan serta kebutuhan evaporator untuk buah-buahan ini dengan yang untuk buah pisang adalah disebabkan karena adanya perbedaan dalam hal kelembaban relatif (*relative humidity*) yang dibutuhkan. Hal ini adalah sebagaimana ditunjukkan dalam Tabel 1. Dari tabel tersebut, bisa diketahui bahwa nilai kelembaban relatif untuk buah pisang adalah memiliki range antara 90 - 95%, sedangkan untuk buah mangga, pepaya, dan nenas, nilai kelembaban relatif tersebut adalah antara 85 - 90%.

Nilai kelembaban relatif yang terletak antara 85 - 90% ini memiliki konsekuensi bahwa nilai *Evaporator Design TD* yang diperlukan adalah terletak antara 10 - 12°F (Tabel 7). Akan tetapi berdasarkan persamaan (8), bisa diketahui bahwa nilai *Operating TD* dari ruang penyimpanan jika nilai *Design TD*-nya sebesar 10°F, maka selalu bernilai kurang dari 10°F. Hal ini karena dalam perhitungan-perhitungan normal, nilai *rated capacity* selalu lebih besar dari nilai *required capacity*. Hal ini merupakan masalah karena untuk buah-buahan yang memiliki kebutuhan nilai kelembaban relatif antara 85 - 90%, hal itu memerlukan nilai *Temperature Difference* yang berkisar antara 10 - 12°F (Tabel 7).

Untuk mengatasi masalah ini, solusinya adalah dengan menurunkan nilai *rated capacity* dari evaporator-evaporator, agar nilainya bisa lebih kecil daripada nilai *required capacity* dari sistem. Hal ini bisa dilakukan dengan mengurangi jumlah evaporator-evaporator tersebut. Ketika nilai *rated capacity* dalam persamaan (8) tersebut adalah sudah bernilai lebih kecil dari nilai *required capacity*, maka ketika nilai *Design TD* dalam persamaan tersebut adalah sebesar 10°F, nilai *Operating TD*-nya akan memiliki nilai yang lebih besar dari 10°F. Dengan cara ini, maka nilai *Operating TD* tersebut akan bisa diatur agar nilainya berkisar antara 10 - 12°F.

Selanjutnya ketika persyaratan untuk nilai kelembaban relatif itu telah terpenuhi, maka nilai kapasitas total dari evaporator-evaporator

tersebut (*rated capacity*) akan menjadi lebih kecil dari nilai beban pendinginan total dari sistem (*required capacity*). Konsekuensinya adalah, evaporator-evaporator tersebut tidak mampu untuk memindahkan seluruh energi panas yang dihasilkan oleh sistem, sehingga efek selanjutnya adalah sistem, yaitu udara di kompartemen pendingin tersebut, akan mengalami kenaikan suhu. Meskipun demikian, Dossat [4] menyatakan bahwa jika selisih antara kedua nilai tersebut adalah cukup kecil, maka konfigurasi dari evaporator-evaporator itu masih bisa diharapkan untuk melayani ruang penyimpanan tersebut. Dengan menggunakan metode ini, bisa didapatkan bahwa nilai-nilai beban pendinginan total serta kebutuhan evaporator untuk buah mangga, pepaya, dan nenas, sekaligus untuk buah pisang sebagaimana yang telah dipaparkan secara detail di atas, adalah bisa disajikan dalam Tabel 9.

Tabel 9. Nilai-Nilai Beban Pendinginan Total serta Kebutuhan Evaporator untuk Keempat Jenis Muatan yang Terdapat di Kompartemen No. 4A

No	Komoditas	Beban Pendinginan Total (kW)	Kebutuhan Evaporator ¹
1	Pisang	609.50	116
2	Mangga	443.89	84
3	Pepaya	477.21	90
4	Nenas	455.90	88

¹ : Untuk evaporator tipe UC180.

Berdasarkan Tabel 9 tersebut, bisa diketahui bahwa jumlah evaporator yang perlu dipasang pada kompartemen no. 4A ini adalah sebanyak 116 buah evaporator tipe UC180. Dengan konfigurasi ini, maka moda-moda operasi dari sistem evaporator tersebut adalah sebagai berikut :

- 1) Jika muatan yang diangkut di kompartemen tersebut adalah buah pisang, maka 116 evaporator tersebut dioperasikan keseluruhannya.
- 2) Jika muatan yang diangkut di kompartemen tersebut adalah buah mangga, maka jumlah evaporator yang dioperasikan adalah 84 unit.

- 3) Jika muatan yang diangkut di kompartemen tersebut adalah buah pepaya, maka jumlah evaporator yang dioperasikan adalah 90 unit.
- 4) Jika muatan yang diangkut di kompartemen tersebut adalah buah nenas, maka jumlah evaporator yang dioperasikan adalah 86 unit.

Selanjutnya untuk kompartemen-kompartemen yang lain, nilai-nilai beban pendinginan total serta kebutuhan evaporator tersebut adalah bisa dicari dengan menggunakan tabel-tabel perhitungan dalam *Microsoft Excel* yang telah dibuat dengan berdasarkan pada metode perhitungan diatas. Tabel-tabel perhitungan ini bisa digunakan untuk menghitung nilai beban pendinginan total serta menentukan konfigurasi evaporator dari kapal-kapal tipe *refrigerated cargo ship* jenis *pure pallet carrier* dengan ukuran berapapun dan bentuk lambung yang bagaimanapun, secara praktis dan cepat.

Hasil-hasil perhitungan bobot muatan, beban pendinginan rata-rata, serta kebutuhan evaporator untuk seluruh ruang-ruang penyimpanan dari kapal tipe *refrigerated cargo ship* yang terdapat pada Gambar 1 yang dihitung dengan menggunakan tabel-tabel perhitungan tersebut, seperti pada Tabel 10.

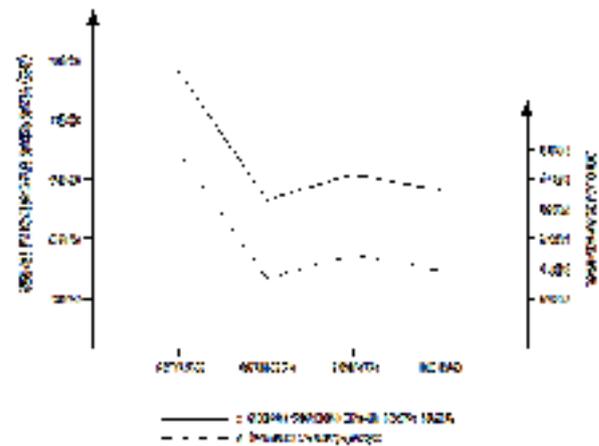
Tabel 10. Nilai-nilai Bobot Muatan,

Nomor Kompartemen	Nama Kompartemen	Bobot Muatan (MT)	Beban Pendinginan Rata-rata (kW)				Kebutuhan Evaporator ¹			
			Pisang	Mangga	Pepaya	Nenas	Pisang	Mangga	Pepaya	Nenas
1	Kompt. LA	401.06	297.0	455.2	468.2	447.4	114	82	88	84
2	Kompt. LB	337.01	478.2	345.8	573.3	254.2	91	65	76	67
3	Kompt. LC	223.70	334.4	245.4	269.0	293.6	64	46	55	48
4	Kompt. ZA	423.95	691.2	499.7	484.2	412.2	120	87	89	89
5	Kompt. ZB	388.22	266.6	408.1	438.0	437.8	108	77	83	79
6	Kompt. ZC	204.01	441.9	318.7	241.7	227.9	84	60	64	61
7	Kompt. ZD	263.68	269.9	288.8	333.9	289.1	73	54	59	56
8	Kompt. SA	404.79	298.8	451.7	488.2	441.2	114	82	88	84
9	Kompt. SB	404.79	286.4	422.2	422.2	431.2	112	80	85	81
10	Kompt. SC	404.79	288.2	422.2	432.2	434.2	112	80	86	82
11	Kompt. SD	323.05	477.5	347.0	373.2	356.5	83	65	70	67
12	Kompt. SA	411.21	609.2	448.9	477.2	423.9	116	84	86	86
13	Kompt. SB	411.21	268.6	431.8	463.3	442.0	114	81	87	83
14	Kompt. SC	326.10	212.0	390.9	398.6	218.2	67	49	52	47
15	Kompt. SD	264.28	242.2	285.4	307.1	249.4	75	54	58	55
Jumlah		5304.13	3904.7	3629.4	5081	3808.3	1487	1067	1148	1095

(Hasil olahan, 2019)

¹ : Untuk evaporator tipe UC180.

Dari tabel tersebut, bisa diketahui bahwa perkiraan bobot muatan total untuk seluruh ruang-ruang penyimpanan di kapal tipe *refrigerated cargo ship* tersebut adalah sebesar 5.304,13 *metric ton*. Dan untuk mendinginkan muatan sebanyak ini, beban pendinginan rata-rata maksimumnya adalah sebesar 7804,7 kW, yang mana ini terjadi jika seluruh muatan di ruang-ruang penyimpanan itu adalah berupa buah pisang. Berdasarkan Tabel 10 di atas, maka suatu grafik yang menggambarkan nilai-nilai beban pendinginan rata-rata serta kebutuhan evaporator untuk keempat jenis muatan diatas adalah sebagaimana terdapat pada Gambar 4 sebagai berikut.



Gambar 4. Nilai-nilai beban pendinginan dan jumlah evaporator untuk penyimpanan buah pisang, mangga, pepaya, dan nenas.

Dari gambar tersebut, bisa diketahui bahwa jumlah evaporator yang dibutuhkan adalah sebanding dengan nilai beban pendinginan rata-ratanya. Semakin besar nilai beban pendinginan rata-rata, maka jumlah evaporator yang dibutuhkan juga akan semakin besar, dan demikian pula sebaliknya.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan pembahasan di bagian sebelumnya, bisa disimpulkan bahwa untuk volume ruang penyimpanan yang sama, nilai beban pendinginan – sekaligus nilai kebutuhan daya listrik – serta jumlah evaporator yang

dibutuhkan adalah memiliki nilai yang tertinggi jika muatan yang disimpan didalamnya tersebut adalah berupa buah pisang, kemudian secara berturut-turut diikuti oleh buah pepaya, nenas, dan mangga. Informasi ini bisa digunakan dalam pengambilan keputusan tentang manakah jenis buah yang akan diangkut oleh kapal ini jika suatu saat keempat jenis buah tersebut tersedia untuk keperluan ekspor. Sehingga apabila suatu saat harga-harga di pasar internasional dari keempat jenis buah tersebut adalah sama atau tidak terpaut jauh, maka urutan prioritas buah untuk diekspor tersebut secara berturut-turut adalah buah mangga, nenas, pepaya, dan pisang. Dengan urutan prioritas ini, bisa diharapkan bahwa daya listrik yang dibutuhkan adalah lebih rendah, sehingga kebutuhan biaya operasi juga akan menjadi lebih rendah.

UCAPAN TERIMAKASIH

Ungkapan terimakasih kepada rekan-rekan staff pengajar Program Studi Teknik Perkapalan Institut Teknologi Kalimantan yang telah membantu dalam penulisan sehingga makalah ini bisa dipublikasikan.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Badan Pusat Statistik (2013), Produksi Buah-buahan Menurut Propinsi (Ton), 2012, www.bps.go.id.
- [2] Blossom, J. S., Janssen, J. E., Kohloss, F. H., Rudoy, W., Wright, J. R., Zahn, W. R., Lentz, C. P., Dickerson, Jr., R. W., Pentzer, W. T., Bennett, A. H., Van Den Berg, B. (1977), "Thermal Properties of Foods", dalam ASHRAE Handbook and Product Directory (1977 Fundamentals), eds. MacPhee, C. W., Han, H., Meisner, D., Trachtenberg, N., dan Chiclaos, M., American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., New York, hal. 29.1-29.8
- [3] Chang, K. (2011), World Current Market Situation and Outlook: Bananas and Tropical Fruits, www.itfn.net.org.
- [4] Dossat, R. J. (1997), Principles of Refrigeration, 4th edition, Prentice-Hall, Inc., New Jersey.
- [5] Friis, A. M. (2004), "Reefer Ships", dalam Ship Design and Construction, Vol. 2, ed. Lamb, T., The Society of Naval Architects and Marine Engineers, New Jersey, hal. 28-1 – 28-29.
- [6] Harbach, J. A. (2005), Marine Refrigeration and Air-Conditioning, 1st edition, Cornell Maritime Press, Inc., Maryland.
- [7] Lorentzen, G. (1978), "Food Preservation by Refrigeration, A General Introduction", International Journal of Refrigeration, Vol.1, No.1, hal.13-26.
- [8] Mudjayani, W. Y. (2008), Analisis Daya Saing Buah-buahan Tropis Indonesia, Skripsi, Institut Pertanian Bogor, Bogor.
- [9] Pita, E. G. (1984), Refrigeration Principles and Systems, An Energy Approach, 1st edition, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- [10] Read, A. J. (1970), Physics: A Descriptive Analysis, 1st edition, Addison-Wesley Publishing Company, Inc., Massachusetts.
- [11] Romine, Jr., T. B., Miller, D. K., Burdick, R. S., Johnson, W. B., Mastro, G. N., Pei, H. J., Timm, M. L., Nugent, D. (1994), "Commodity Storage Requirements", dalam Refrigeration Systems and Applications (1994 ASHRAE Handbook), eds. Parsons, R. A., Brandstorm, A. J., dan Tracy, L. M., American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, hal. 25.1-25.12.