

PROJETO DE CÂMARA FRIGORÍFICA PARA ARMAZENAMENTO DE MAÇÃS

Ariel Veloso de Sousa⁽¹⁾ (ariel_veloso99@hotmail.com), **Bárbara Conceição de Carvalho Gomes**⁽¹⁾ (barbaragomes2005@gmail.com), **Bruno dos Santos Zanon**⁽¹⁾ (bszanon05@hotmail.com), **Marcelo de Carvalho Gomes**⁽¹⁾ (marceloengmec2012@gmail.com), **Maurício de Carvalho Gomes**⁽¹⁾ (mauricioengm@gmail.com), **Prof.Msc. André Luiz Vicente de Carvalho**⁽¹⁾ (andrelvcarvalho@hotmail.com).

⁽¹⁾ Faculdade Redentor (FacRedentor);

RESUMO: A conservação de alimentos para futura utilização é de extrema importância para o ser humano, não só para garantir um alimento saudável quando de sua utilização, como também possibilitar seu transporte e armazenamento de safra, evitando falta de fornecimento no período de entre safra. Devido ao grande crescimento desse tipo de armazenamento, estão sendo muito utilizadas as câmaras frigoríficas, comumente chamadas de câmaras frias, para essa finalidade. Porém em muitos casos estas câmaras frigoríficas são feitas por profissionais práticos sem que para isso tenha um estudo apropriado, de forma a atender à necessidade técnica proporcionando um bom desempenho e economia de investimento. Esse trabalho trata do dimensionamento e especificação de equipamentos para a construção de uma câmara frigorífica de forma a atender a necessidade de estocagem de maçãs por longos períodos. Nele, a partir de uma necessidade, foram definidos: tamanho, tipo de isolamento, cálculo da carga térmica e especificação dos principais equipamentos para construção da câmara frigorífica.

PALAVRAS-CHAVE: câmaras frigoríficas, dimensionamento, maçãs, armazenamento, conservação.

COLD CHAMBER PROJECT FOR STORAGE OF APPLES

ABSTRACT: The food preservation for future use is of utmost importance for humans, not only to ensure a healthy food when its use, as well as enable transport and crop storage, preventing lack of supply in the period from harvest. Due to the sheer size of this type of storage, the cold stores are being widely used, commonly called cold rooms for this purpose. However, in many cases, these cold chambers are made for practical professionals, without this having a proper study in order to meet the technical needs providing good performance and investment savings. This work deals with the design and equipment specification for the construction of a cold storage to meet the need for storage of apples for long periods. From a need, they were defined: size, type of insulation, the heat load calculation and specification of key equipment for construction of cold storage.

KEYWORDS: cold chamber, dimension, apples, storage, preservation

1 INTRODUÇÃO

A primeira máquina refrigeradora foi construída em 1856, usando o princípio da compressão de vapor, pelo australiano James Harrison, que tinha sido contratado por uma fábrica de cerveja para produzir uma máquina que refrescasse aquele produto durante o seu processo de fabricação, e para a indústria de carne processada para exportação. As câmaras frigoríficas são compartimentos refrigerados, fechados, isolados termicamente, no interior dos quais são mantidas as condições termo higrométricas, isto é, de temperatura e de umidade, mais adequados para a conservação dos gêneros alimentícios. A manutenção das condições termo higrométricas requeridas é provida por uma unidade de refrigeração, eventualmente integrada por sistemas de aquecimento e umidificação. Cada câmara frigorífica deve ser projetada para um determinado fim, cuja carga térmica a ser retirada pelo equipamento frigorífico e o período de tempo necessário do processo são calculados criteriosamente. Algumas considerações precisam ser feitas para o dimensionamento da câmara de uma câmara frigorífica, o que vai ser armazenado, o tamanho da câmara e cálculo do calor a ser retirado entre outras.

1.1 OBJETIVOS

O trabalho apresentado tem como objetivo principal dimensionar uma câmara frigorífica para armazenamento de maçãs, e a realização da especificação dos componentes do sistema de refrigeração necessários para a mesma, por meio da carga térmica requerida.

2 ARMAZENAMENTO DE MAÇÃS

O armazenamento de maçãs em câmaras frigoríficas tem como objetivo conservar e manter a qualidade interna e externa da fruta. Deve-se assegurar o funcionamento regular destas câmaras, por meio da observação e manutenção periódica dos equipamentos de refrigeração e controle de gases (EMBRAPA, ONLINE).

Para manter a qualidade das frutas, faz-se necessário a realização de controles periódicos, por meio de análises laboratoriais em algumas amostras de maçãs. Essas análises permitem prognosticar o potencial e a duração do período de conservação, observar a reação das frutas às condições de armazenamento, verificar o comportamento das diferentes cultivares ou lotes em relação às características externas de maturação, murchamento e podridões, e também determinar a qualidade interna e externa das frutas, verificando sólidos solúveis totais, firmeza de polpa e acidez. (EMBRAPA, ONLINE).

O Quadro 1 mostra as condições recomendadas para o armazenamento refrigerado de maçãs durante períodos definidos.

Cultivares	Temperatura (°C)	Umidade Relativa (%)	Período de armazenamento
Gala e mutações	0	94-96	4-5 meses
Fuji	-1 a 0	92-96	6-7 meses
Golden Delicious	0	94-96	5-6 meses
Belgolden	0	94-96	5-6 meses
Braeburn	0	92-96	6-7 meses

Quadro 1: Condições para o armazenamento refrigerado de maçãs (EMBRAPA, ONLINE)

3 DIMENSIONAMENTO DA CÂMARA FRIGORÍFICA

3.1 DADOS PRELIMINARES

Para realizar-se o dimensionamento e cálculo da carga térmica da câmara frigorífica para armazenamento de maçãs, foram dadas as seguintes especificações:

- Carga de ocupação total: 10.000 kg;
- Temperatura externa: 35°C;
- Temperatura de entrada do produto: 25°C;
- Projeto voltado para o resfriamento do produto.

3.2 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Por meio do Quadro 2, determinou-se a densidade de estocagem específica para maçãs.

Descrição	kg/m³
Couve-flores / Sorvetes / Maçãs	De 150 a 199
Lagostas / Lesmas / Framboesas / Pizzas	De 200 a 249

Quadro 2: Densidade de estocagem de produtos estocados por m³ bruto em câmara.

Utilizando-se os limites de densidade de estocagem para maçãs, apresentados no Quadro 2, calculou-se a densidade média ($\rho_{\text{méd}}$):

$$\rho_{\text{méd}} = \frac{(170 + 199) \text{ kg/m}^3}{2} = 174,5 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{Eq. 1})$$

Determinada a densidade média de estocagem, foi possível calcular o volume de maçãs para a carga de ocupação total de 10.000 kg, utilizando-se a seguinte equação de proporcionalidade:

$$\frac{174,5 \text{ kg}}{10.000 \text{ kg}} = \frac{1 \text{ m}^3}{\text{Volume total de maçãs}} \quad (\text{Eq. 2})$$

$$\text{Volume total de maçãs} = 57,3 \text{ m}^3$$

Considerou-se então, que este volume total de maçãs será dividido em duas prateleiras, com isso, o volume armazenado em cada uma das prateleiras será:

$$\text{Volume prateleira} = \frac{57,3 \text{ m}^3}{2} = 28,65 \text{ m}^3$$

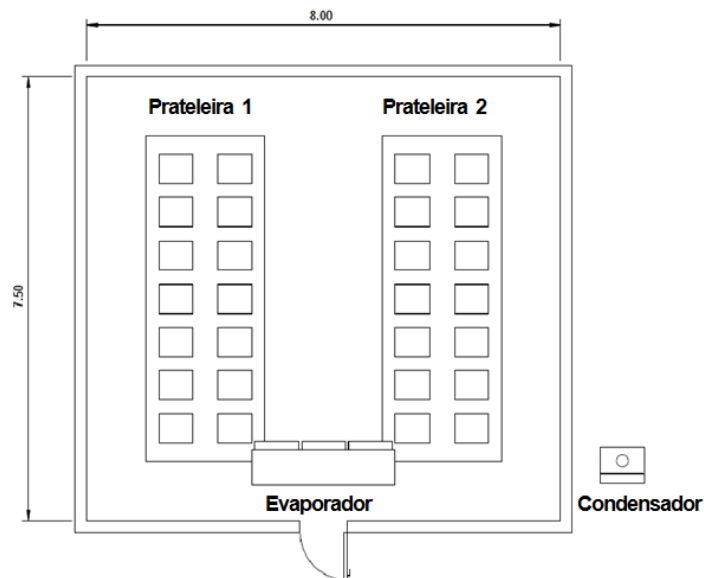
Então, em cada uma das prateleiras será armazenado um volume de 28,65 m³ de maçãs. A partir deste volume de 28,65 m³, considerou-se as seguintes dimensões para as prateleiras:

$$5,5m \times 2m \times 2,61m = 28,71m^3$$

Sendo estas dimensões comprimento, largura e altura, respectivamente. Para melhor acomodação das prateleiras considerou-se 2 m de vão entre as mesmas, 1 m de afastamento entre estas e as paredes, e um vão de 1 m na vertical entre as prateleiras, piso e teto. Com isso as respectivas dimensões internas da câmara são:

$$7,5m \times 8m \times 3,61m = 216,6m^3$$

Está representado abaixo um croqui da câmara, com as respectivas posições dos equipamentos.



3.3 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

3.3.1 Transmissão de calor (Q_1)

Equação da transmissão de calor nas paredes, teto e piso:

$$Q_1 = A \times \text{Fator da Tabela 1} \quad (\text{Eq. 3})$$

Onde: Q_1 = Quantidade de calor transferido (kcal);

A = Área total das superfícies internas das paredes, teto e piso (m^2);

Fator Tabela 1 = Coeficiente total de transmissão de calor ($kcal/m^2 \cdot 24h$).

Para as dimensões determinadas para a câmara frigorífica, a área total das superfícies internas (paredes, teto e piso) da mesma é:

$$A = 2 \times (7,5m \times 8m) + 2 \times (8m \times 3,61m) + 2 \times (7,5m \times 3,61m) = 231,91m^2$$

Para verificar este fator na Tabela 1 se faz necessário especificar o tipo de isolamento que será utilizado para a câmara. Especificou-se então, que o isolamento da câmara será de poliuretano painel, com espessura de 100 mm. Utilizou-se também a diferença de temperatura externa e interna da câmara para verificar o valor de dispersão. A diferença de temperatura foi calculada por meio da seguinte equação:

$$\Delta T = (36 - 0) ^\circ C = 36^\circ C$$

Utilizando então, o tipo de isolamento, sua espessura, e a diferença de temperatura encontrada acima, verificou-se o fator de dispersão na Tabela 1.

TABELA 1: Fatores de Dispersão (kcal/m².24h).

Material	Espessura (mm)	EPS (isopor)					Poliuret. placa			Poliuret. painel		
		50	75	100	150	200	50	75	100	50	75	100
Dif.Temp.	1	14	9,5	7,2	4,8	3,6	9,5	6,4	4,8	8,3	5,5	4,2
	10	143	95	72	48	36	95	64	48	83	55	42
	15	215	143	107	72	54	143	95	72	125	83	62
	20	286	191	143	95	72	191	127	95	166	111	83
	23	329	220	165	110	82	220	146	110	191	128	96
	25	358	239	179	119	89	239	159	119	208	139	104
Delta T em °C entre Temp. ext. e int.	28	401	267	200	134	100	267	178	134	233	155	116
	30	429	286	215	143	107	286	191	143	250	166	125
	33	472	315	236	157	118	315	210	157	275	183	137
	35	501	334	251	167	125	334	223	167	291	194	140
	38	544	363	272	181	136	363	242	181	316	211	158
	40	573	382	286	191	143	382	255	191	333	222	166

O fator de dispersão encontrado por interpolação, para os dados acima é 146 kcal/m². Com isso a carga térmica de transmissão de calor é:

$$Q_1 = 231,91m^2 \times 146kcal/m^2 = 33.858,86kcal \quad (Eq. 4)$$

3.3.2 Infiltração de calor (Q₂)

Equação da carga de infiltração (abertura de portas):

$$Q_2 = V \times N \times Fator \ Tab. \ 2 \times Fator \ Tab. \ 3 \times (1 - E) \quad (Eq. 5)$$

Onde: Q₂ = Quantidade de calor infiltrado (kcal);

V = Volume da câmara (m³);

N = Número de abertura de portas;

Fator Tabela 2 = Troca de Ar/24h por Abertura de Porta e Infiltração;

Fator Tabela 3 = Ganho de energia por m³ de câmara, em função de temperaturas e umidade relativa interna e externa (kcal/m³);

E = Efetividade do dispositivo de proteção.

Utilizando o volume total da câmara de 216,6 m³, especificou-se o fator da Tabela 2.

Tabela 2: Troca de Ar/24h por abertura de Porta e Infiltração.

2A - P/ Câmaras de Conservação c/ Temp. > 0°C				2B - P/ Câmaras de Conservação c/ Temp. < 0°C			
Vol. (m³)	Nº Troca de ar (24h)	Volume (m³)	Nº Troca de ar (24h)	Vol. (m³)	Nº Troca de ar (24h)	Volume (m³)	Nº Troca de ar (24h)
5	47	200	6	5	36	200	4,5
7	39	300	5	7	30	300	3,7

O fator encontrado, por interpolação, é igual a 5,834. Então, considerou que a câmara será instalada na cidade de Itaperuna/RJ, onde a umidade relativa média é de 60%.

Utilizando a umidade relativa de 60%, e a temperatura interna da câmara frigorífica de 0°C, especificou o fator da Tabela 3.

Tabela 3: Calor necessário para resfriar o ar externo até a temperatura de Câmara (Kcal/m³).

Temp. Câmara em °C	Condições Externas (temperaturas bulbo seco e umidade relativa)																	
	15°C			20°C			25°C			30°C			35°C			40°C		
	40%	50%	60%	40%	50%	60%	40%	50%	60%	40%	50%	60%	40%	50%	60%	40%	50%	60%
10	0,2	1	1,8	2,9	4	5,1	6	7,4	8,9	9,5	11,5	13,6	13,6	16,5	19,2	18,7	22,3	26
5	2,7	3,5	4,3	5,5	6,6	7,7	8,6	10	11,7	12,3	14,4	16,5	16,5	19,4	22,2	21,7	25,4	29,2
0	5,4	6,2	7	8,1	9,3	10,5	11,4	13	14,5	15,1	17,2	19,4	19,4	22,4	25,2	24,7	28,4	32,3

Determinados os fatores acima, considerou-se que a porta da câmara será aberta 2 vezes por dia, e será utilizado cortinas de folhas plásticas com efetividade de proteção (E) média de 0,875. A partir das considerações, obtém-se:

$$Q_2 = 216,6m^3 \times 2 \times 5,834 \times 25,2 \text{ kcal/m}^3 \times (1 - 0,875) = 7.960,96 \text{ kc} \quad (\text{Eq. 6})$$

3.3.3 Calor dos Produtos (Q₃)

Equação para carga do produto:

$$Q_3 = m \times c \times \Delta T \quad (\text{Eq. 7})$$

Onde: Q₃ = Quantidade de calor do produto (kcal);

m = Massa do produto (kg);

c = Calor específico (kcal/kg.°C);

ΔT = Temp. de entrada do produto - Temp. interna da câmara (°C).

A diferença entre a temperatura de entrada do produto e temperatura interna da câmara é:

$$\Delta T = (25 - 0)^\circ\text{C} = 25^\circ\text{C}$$

Especificou-se então na Tabela 4, o calor específico para maçãs, antes do congelamento, para o cálculo da carga do produto (Q₃).

Tabela 4: Dados de Produtos (Frutas).

Colunas	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Produto	Temperat. conservação (°C)	Umidade relativa (%)	Calor especif. antes congel. (kcal/kg °C)	Calor especif. pós-congel. (kcal/kg °C)	Cal. L. (Kcal/Kg)	Ponto congel. (°C)	Col. Resp. (Kcal/Kg 24h)	Tempo de conservação Aprox.	% d'água
Damasco	-0,5	85...90	0,88	0,4	68	-2,2	-	1 - 2 semanas	85
Ananás	4...7	85...90	0,88	0,45	68	-1,4	-	2 - 6 semanas	85
Melancia	2...4	85...90	0,97	0,48	73	-1,6	-	2 - 3 semanas	92
Laranja	0...1	85...90	0,9	0,46	69	-2,2	0,22	8 - 12 semanas	87
Abacate	7...13	85...90	0,91	0,49	76	-2,7	3,7...11	4 semanas	94
Bananas	14...16	85...95	0,8	0,42	60	-2,2	2,5	1 - 2 semanas	75
Cidra	9...10	85...90	0,89	0,46	68	-1,7	0,23	6 - 8 semanas	86
Cereja cong.	-18	90	-	0,45	68	-3,3	-	10 - 12 meses	83
Cereja fresca	-0,5	85...90	0,87	-	-	-	-	10 - 14 dias	83
Tâmara seca	0	50...60	0,36	0,26	16	-20	-	9 - 12 meses	20
Tâmara fresca	-1	85...90	0,82	0,43	62	-2,7	-	5 - 7 meses	78
Figo seco	0...4	50...60	0,39	0,27	19	-	-	9 - 12 dias	24
Figo fresco	-1	85...90	0,82	0,43	62	-2,7	-	5 - 7 dias	78
Morango Cong.	-18	90	-	0,47	72	-1,2	-	10 - 12 meses	90
Morango fresco	-0,5	85...90	0,92	-	-	-	-	4 - 5 dias	90
Coqui	-1	85...90	0,84	0,43	62	-2	-	2 meses	78
Framboesa	-0,5	85...90	0,85	0,45	68	-1	1,9...2,4	7 dias	82
Limão	0...10/15	85...90	0,92	0,46	71	-2,2	0,23	1 - 4 meses	89
Tangerina	0...3,3	90...95	0,93	0,51	70	-2,2	0,9	3 - 4 semanas	87
Manga	10	85...90	0,9	0,46	74	0	-	2 - 3 semanas	93
Romã	1...1,7	85...90	0,87	0,48	62	-2,2	-	2 - 4 meses	77
Maçã	-0,5	85...90	0,86	0,45	67	-2	0,25	2 - 6 meses	84

Encontrou-se o valor de 0,86 kcal/kg°C, para o referido calor específico. Com isso, o valor da carga do produto é:

$$Q_3 = 10.000kg \times 0,86 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} \times 25 = 215.000,0kcal \quad (\text{Eq. 8})$$

3.3.4 Carga de ocupação (Q₄)

Equação da carga de ocupação:

$$Q_4 = N^\circ \text{ de pessoas} \times \text{Fator Tab.5} \times \text{Tempo de permanência} \quad (\text{Eq. 9})$$

Onde: Q₄ = Calor de ocupação (kcal);

Fator Tabela 5 = Calor equivalente por pessoa (kcal/h).

Para o cálculo da carga de ocupação, considerou-se que 2 pessoas irão trabalhar na câmara frigorífica durante 1 hora por dia. Utilizou-se a Tabela 5 para determina o calor equivalente por pessoa.

Tabela 5: Calor de Ocupação.

Temperatura interna da câmara (°C)	Calor equivalente por pessoa (kcal/h)
10	181
5	208
0	233
-5	258

Verificou-se então que para a temperatura interna de 0°C da câmara frigorífica, o calor equivalente por pessoa é 233 kcal/h. Com isso, a carga de ocupação é:

$$Q_4 = 2 \times 233 \text{ kcal/h} \times 1\text{h} = 466\text{kcal}$$

3.3.5 Carga de iluminação (Q₅)

Equação para a carga de Iluminação:

$$Q_5 = P \times 860 \text{ (kcal/h)} \times \text{Tempo de utilização} \quad (\text{Eq. 10})$$

Onde: Q₅ = Quantidade de calor devido à iluminação (kcal);

P = Potência (kW);

860 kcal/h = Fator de conversão kW/kcal.

A partir das dimensões encontradas para a câmara, considerou-se que serão utilizadas 4 lâmpadas de 65 W para a iluminação da mesma. Estas lâmpadas ficarão acessas apenas durante o período em que os colaboradores estiverem trabalhando dentro da câmara, ou seja, 1 hora. Com isso, a carga térmica de iluminação é:

$$Q_5 = (4 \times 0,065\text{kW}) \times 860 \text{ (kcal/h)} \times 1\text{h} = 233,6 \text{ kcal}$$

3.3.6 Carga devido aos motores (Q₆)

Equação para a carga devido aos motores:

$$Q_6 = P \times 860 \text{ (kcal/h)} \times \text{Tempo de utilização} \quad (\text{Eq. 11})$$

Onde: Q₆ = Quantidade de calor devido aos motores (kcal);

P = Potência (kW);

860 kcal/h = Fator de conversão kW/kcal.

Para o cálculo da carga térmica devido aos motores, estimou-se que será utilizado um evaporador com 3 ventiladores, sendo a potência do motor de cada ventilador igual a 0,558 kW. Com isso, a carga térmica devido a motores é:

$$Q_6 = (3 \times 0,558\text{kW}) \times 860 \text{ (kcal/h)} \times 20\text{h} = 28.792,8\text{kcal}$$

3.3.7 Carga de embalagem (Q₇)

Equação para a carga de embalagem:

$$Q_7 = m \times c \times \Delta T \quad (\text{Eq.12})$$

Onde: Q₇ = Quantidade de calor devido as embalagens (kcal);

m = massa da embalagem (kg);

c = calor específico da embalagem (kcal/kg°C);

ΔT = Temperatura de entrada - interna (°C).

As embalagens mais utilizadas para o armazenamento de maçãs são de papelão. Utilizou-se então a massa média de 2 kg para uma embalagem, e o calor específico de 0,35 kcal/kg°C para o papelão. Com isso a carga térmica devido a embalagem é:

$$Q_7 = 2kg \times 0,35 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} \times [25 - 0]^\circ\text{C} = 17,5kcal$$

3.3.8 Carga térmica total (Q_T)

A carga térmica total é calculada pelo somatório de todas as cargas calculadas anteriormente.

$$\begin{aligned} Q_T &= Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 & (\text{Eq.13}) \\ Q_T &= (33.858,86 + 7.960,96 + 215.000 + 466 + 233,6 + 28.792,8 + 17,5)kcal \\ Q_T &= 286.329,72 \text{ kcal} \end{aligned}$$

Considerando o fator de segurança padrão de 10% encontramos:

$$Q_T = 314.962,7 \text{ kcal}$$

3.3.9 Carga térmica requerida (Q_R)

Supondo umas vinte horas de funcionamento do sistema em função de paradas para degelo, entre outras coisas. Temos:

$$Q_R = \frac{Q_T}{20h} = \frac{314.962,7 \text{ kcal}}{20h} = 15.748,14 \text{ kcal/h} \quad (\text{Eq.14})$$

A carga térmica requerida em BTU/h é:

$$Q_R = \frac{15.748,14kcal}{h} \times 4 = 62.992,56BTU/h$$

Os equipamentos selecionados para esta câmara devem possuir uma capacidade de aproximadamente 63.000 BTU/h.

4 COMPONENTES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

4.1 EVAPORADOR

A partir da carga térmica requerida (Q_R) de 62.992,56 BTU/h encontrada, e da temperatura interna de 0°C (temperatura de evaporação) da câmara frigorífica, foi possível especificar em catálogo o evaporador mais adequado para a mesma.

O fabricante escolhido para a especificação deste componente foi a empresa Mipal. Dentre os tipos de evaporadores disponíveis no catálogo geral da referida empresa, os que

possuem uma capacidade mais próxima da requerida são os Evaporadores de Ar Forçado Médio Perfil. Verificou-se então, que para a temperatura de evaporação necessária de 0°C, o modelo que possui uma capacidade superior mais próxima da necessária é o Hd 173, conforme mostrado na Tabela 6. Especificação do modelo: HdAE173C01R04PA

Tabela 6: Tabela para especificação de evaporadores (MIPAL, 2012).

Hd DT1 = 10,8°F DT1 = 6°K BTU/h	Temperatura de evaporación									
	°F	-31	-22	-13	-4	5	14	23	32	41
	°C	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5
042		9479	10597	11808	12921	13934	14802	15626	16387	17082
050		11334	12670	14118	15450	16661	17698	18684	19594	20425
064		14510	16222	18075	19780	21331	22659	23921	25085	26149
077		17382	19432	21652	23695	25552	27143	28655	30050	31324
086		19517	21818	24311	26605	28690	30476	32173	33740	35171
103		23379	26136	29123	31870	34368	36508	38541	40418	42132
115		25857	28906	32209	35248	38010	40377	42626	44701	46597
138		30965	34617	38572	42211	45519	48353	51046	53532	55802
173		38428	42960	47869	52385	56491	60008	63350	66435	69252

4.2 UNIDADE CONDENSADORA

Utilizando-se a carga térmica requerida e a temperatura interna da câmara frigorífica, foi possível especificar em catálogo a unidade condensadora mais adequada para a mesma.

O fabricante escolhido para a especificação deste componente foi a empresa Danfoss. Verificou-se que para a carga térmica requerida (Q_R) de 62.992,56 BTU/h e para a temperatura de evaporação necessária de 0°C, o modelo que possui uma capacidade superior mais próxima da necessária é o HGZ 125. Especificação técnica HCM125B20N.

Conforme indicado na Tabela 7.

Tabela 7: Unidades Condensadoras Herméticas 60Hz. Catálogo - DANFOSS.

Modelos	TE	+20 °C		+15 °C		+10 °C		+5 °C		0 °C		-5 °C		-10 °C	
		TA	C.R.	P.C.	C.R.	P.C.	C.R.	P.C.	C.R.	P.C.	C.R.	P.C.	C.R.	P.C.	C.R.
HCZ 018	32	4936	1,5	4148	1,3	3425	1,2	2786	1,1	2229	1,0	1755	0,9	1361	0,8
	35	4715	1,6	3938	1,4	3270	1,3	2655	1,1	2119	1,0	1662	0,9	1280	0,8
	38	4495	1,6	3772	1,4	3114	1,3	2523	1,1	2009	1,0	1569	0,9	1201	0,8
	43	-	-	-	-	2846	1,3	2295	1,2	1815	1,1	1404	0,9	1060	0,8
HGZ 100	32	27399	7,4	23317	6,9	19574	6,4	16153	5,9	13072	5,4	10338	4,9	7953	4,3
	35	26148	7,7	22276	7,1	18690	6,6	15406	6,1	12441	5,5	9805	5,0	7590	4,4
	38	24927	7,9	21235	7,3	17805	6,7	14638	6,2	11810	5,6	9273	5,0	7046	4,4
	43	-	-	19468	7,7	16288	7,0	13366	6,3	10716	5,7	8349	5,1	6264	4,4
HGZ 125	32	35415	8,9	30103	8,3	25203	7,6	20767	6,9	16784	6,3	13268	5,6	10218	5,0
	35	33946	9,2	28842	8,5	24140	7,8	19861	7,1	16023	6,4	12680	5,7	9880	5,0
	38	32475	9,4	27581	8,7	23057	7,9	18995	7,2	15262	6,5	11993	5,7	9143	5,0
	43	29918	9,9	25371	9,0	21177	8,2	17354	7,4	13917	6,6	10870	5,8	8207	5,0
HGZ 144	32	39041	10,7	33715	10,1	28264	9,5	24207	8,9	20000	8,2	16333	7,5	13025	6,7
	35	37557	11,1	32437	10,5	27670	9,8	23277	9,1	19271	8,4	15664	7,6	12454	6,8
	38	36073	11,5	31159	10,8	26577	10,1	22346	9,3	18482	8,5	14994	7,7	11883	6,9
	43	-	-	28394	11,4	24625	10,5	20677	9,7	17063	8,8	13590	7,9	10890	7,0
HGZ 160	32	43156	12,6	37319	11,7	31885	10,8	26879	9,9	22318	9,0	18211	8,2	14562	7,3
	35	41536	13,0	35913	12,1	30672	11,1	25837	10,1	21424	9,2	17443	8,3	13897	7,4
	38	39916	13,4	34508	12,4	29469	11,3	24795	10,3	20530	9,3	16675	8,4	13232	7,4
	43	-	-	32038	12,9	27327	11,8	22961	10,6	18960	9,6	15330	8,5	12077	7,5

LEGENDA

C.R. = Capacidade de Refrigeração (kcal/h)
P.C. = Potência Consumida (kW)

T.E. = Temperatura de Evaporação °C
T.A. = Temperatura Ambiente °C

CONDIÇÕES NOMINAIS

• Superaquecimento à 18 K
• Sub-resfriamento 3 K

4.3 VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA

Para especificar a válvula de expansão mais adequada para o projeto, foi necessário converter a carga térmica requerida (Q_R) de 62.992,56 BTU/h para TR (Toneladas de Refrigeração).

Então, sabendo-se que 1,0 TR equivale a 12.000 BTU/h, realizou-se a referida conversão por meio da seguinte equação de proporcionalidade:

$$\frac{1,0 \text{ TR}}{Q_r} = \frac{12.000 \text{ BTU/h}}{62.992,56 \text{ BTU/h}} = 5,25 \text{ TR}$$

Determinada a carga térmica requerida em TR, foi possível especificar a válvula em catálogo. O fabricante escolhido para a especificação deste componente foi a empresa Danfoss. Verificou-se no catálogo que para a carga térmica requerida (Q_R) de 5,25 TR, e para o refrigerante R-134a especificado na seleção da unidade condensadora, a válvula que melhor se adequou foi a TRE10-5N, pois a mesma possui capacidade para atender cargas térmicas de 5,0 a 10,0 TR.

As principais especificações técnicas da válvula de expansão termostática selecionada encontram-se no Quadro 5.

Quadro 5: Especificações técnicas da válvula de expansão (DANFOSS, 2008)

Código do modelo:	067L2103
Tipo e capacidade nominal (TR):	TRE10-5N
Faixa de temperatura:	- 40 a + 10°C
Refrigerante:	R-134 ^a

6 CONCLUSÃO

A partir da carga de ocupação de 10.000 kg, dada para a câmara frigorífica, foi possível encontrar as dimensões mais adequadas para a mesma. Então, calculou-se a carga térmica requerida para a câmara, e por meio desta, foi possível realizar a especificação dos componentes mais adequados para o projeto em catálogos.

Adquiriu-se bastante conhecimento com este projeto, pois além do dimensionamento realizado teve-se contato com catálogos para especificação dos equipamentos, além do contato realizado com os fabricantes dos equipamentos.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

DANFOSS. **Guia de Referência Rápida - Refrigeração Comercial e Ar Condicionado** - Osasco: Catálogo. Osasco, 2008.

DANFOSS. **Unidades Condensadoras Herméticas 60Hz** - Osasco: Catálogo. Osasco, 2013.

EMBRAPA. Disponível em:

<<http://sistemasdeproducao.cnptia.embrapa.br/FontesHTML/Maca/ProducaoIntegradaMaca/colheita.htm#topo>>. Acesso em 05/12/2013.

MIPAL. **Catálogo Geral Linha Comercial** - Cabreúva: Catálogo. Cabreúva, 2012.