

Projeto de Câmaras frias de pequeno porte

Rogério Vilain

Revisado e ampliado por:

Jesué G. Silva

Vitor F. de Borba

São José

2018

Rogério Vilain

Projetos de Câmaras frias de pequeno porte

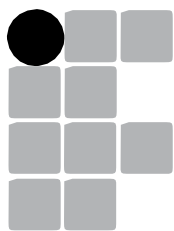
Curso Técnico
Subsequente
e Integrado de
refrigeração e
climatização



São José
2018

Copyright © 2018, Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina / IF-SC. Todos os direitos reservados.

A responsabilidade pelo conteúdo desta obra é do(s) respectivo(s) autor(es). O leitor compromete-se a utilizar o conteúdo desta obra para aprendizado pessoal. A reprodução e distribuição ficarão limitadas ao âmbito interno dos cursos. O conteúdo desta obra poderá ser citado em trabalhos acadêmicos e/ou profissionais, desde que com a correta identificação da fonte. A cópia total ou parcial desta obra sem autorização expressa do(s) autor(es) ou com intuito de lucro constitui crime contra a propriedade intelectual, com sanções previstas no Código Penal, artigo 184, Parágrafos 1º ao 3º, sem prejuízo das sanções cabíveis à espécie.



**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO,
CIÊNCIA E TECNOLOGIA
SANTA CATARINA**

Ficha técnica

Organização **Rogério Vilain**

1ª adaptação (2009) **Jesué Graciliano Silva**

2ª adaptação (2018) **Vitor Farias de Borba**

Coordenador de Cursos Técnicos da Área de
Refrigeração e Condicionamento de Ar **Carlos Boabaid Neto**

Coordenador de Refrigeração e Climatização **Franco A. S. de Souza**



Sumário

9 Apresentação

13 **unidade 1** Revisão de Conceitos

13 ■ 1.1 Conceitos básicos

17 ■ 1.2 Calor sensível e calor latente

18 ■ 1.3 Formas de transferência de calor

22 ■ 1.4 Noções de conservação de alimentos

23 ■ 1.5 Resumo

23 ■ 1.6 Exercício resolvido

24 ■ 1.7 Exercício resolvido

27 **unidade 2** Noções de cálculos para projetos de câmaras frias

27 ■ 2.1 Noções de projeto de câmaras frigoríficas

33 ■ 2.2 Outros métodos de estimativa de carga térmica

36 ■ 2.3 Resumo

37 ■ 2.4 Tabelas

38 ■ 2.5 Exercício resolvido

43 ■ 2.6 Exercícios

47 **unidade 3** Noções de seleção de componentes para câmaras frias

47 ■ 3.1 Noções sobre câmaras modulares

48 ■ 3.2 Módulo frigorífico

51 ■ 3.3 Porta frigorífica

52 ■ 3.4 Equipamentos de refrigeração

67 ■ 3.5 Resumo

68 ■ 3.6 Exercício Resolvido

73 ■ 3.7 Exercícios

69 Considerações

70 Referências

Apresentação

Caro estudante,

A unidade curricular de Projetos de Refrigeração é muito importante e espero que seja também muito interessante para você. Deve ser considerada como o fechamento de um ciclo, até o presente momento, todas as disciplinas do curso o prepararam para que pudesse realizar o projeto, manutenção e instalação de equipamentos de climatização e refrigeração. Trataremos nesta apostila, especificamente do projeto de câmaras frias de pequeno porte, visto que as atribuições de um técnico na área possuem limitações impostas pelos órgãos reguladores.

Esta apostila tem como preceito a apresentação e reunião de conceitos que possam lhe auxiliar na compreensão dos conteúdos a serem ministrados na disciplina de projetos de refrigeração, sendo portanto complementada pelo professor que não deverá se limitar ao uso desta.

Cada uma das unidades foi pensada para que você se apropriasse de conceitos fundamentais para promover, quando necessário o projeto de uma câmara fria de pequeno porte. A primeira unidade é introdutória. Nessa unidade, intitulada *Revisão de Conceitos*, como o nome sugere, proponho a revisão de temáticas anteriormente discutidas no curso e que possuem impacto em nossa disciplina. Na unidade 2, *Noções de cálculos para projetos de câmaras frias*, são expostas as formas de estimativa de cálculo de carga térmica. A terceira unidade, *Noções de seleção de componentes de câmaras frias*, é focada na seleção dos componentes que constituem uma câmara frigorífica. A quarta e última unidade fala sobre as documentações necessária para finalização e entrega de um projeto adequado.

Boa leitura e bons estudos!

Professor Vitor Farias de Borba

Revisão de Conceitos

UNIDADE

1



Competências

Com o estudo desta unidade, você será capaz de:

- Compreender melhor o papel e a contribuição da refrigeração na nossa sociedade.
- Relembrar conceitos aprendidos em outras disciplinas e que são de vital importância para a compreensão de nosso conteúdo.

1 Revisão de Conceitos

Caro(a) estudante,

Nesta unidade você verá de forma sucinta a contribuição e importância da refrigeração no estilo de vida moderno. Serão ainda revisados conceitos de calor, formas de transferência deste e noções sobre o armazenamento de alimentos.

Ao final do capítulo serão disponibilizados exercícios resolvidos e outros como tarefa, dessa forma o aluno poderá praticar os conceitos desenvolvidos e melhorar a compreensão destes.

1.1 Conceitos básicos

A refrigeração tem aplicação em diversos campos da vida humana e se estende desde o uso doméstico até uso industrial e de transporte.

A capacidade dos refrigeradores domésticos varia muito com temperaturas na faixa de -8°C a -18°C no compartimento de congelados e $+2^{\circ}\text{C}$ a $+7^{\circ}\text{C}$ no compartimento dos produtos resfriados.

Já as aplicações industriais envolvem temperaturas de congelamento e estocagem entre -5°C a -35°C . São aplicações industriais as fábricas de gelo, grandes instalações de empacotamento de gêneros alimentícios (carnes, peixes, aves); cervejarias, fábricas de laticínios, de processamento de bebidas concentradas e outras.

A refrigeração para transporte por sua vez, está relacionada ao transporte de cargas através de navios, caminhões e contêineres refrigerados. Essa é uma aplicação muito importante da refrigeração, pois permite a aglomeração urbana ser possível nos tempos atuais, já que uma cidade como São Paulo não tem condições de produzir toda a quantidade de alimentos que consome. O abastecimento é realizado através do transporte de alimentos congelados e resfriados.

Dá-se como exemplo da importância da refrigeração em nosso meio de vida, as situações vividas nas proximidades de catástrofes em que o abastecimento de energia é cortado levando a escassez de alimentos perecíveis. Cita-se o exemplo na região de Florianópolis em 2003 em que uma explosão na ponte Colombo Salles causou um apagão de 55h. Embora muitos mercados possuíssem geradores, os mesmos não estavam preparados para atuar por período prolongado, e os alimentos estocados nos lares logo começaram a estragar.

Hoje existem sistemas de refrigeração baseados em outros princípios, como os sistemas baseados no efeito Peltier (também conhecido como força eletromotriz de Peltier). Nestes sistemas existe a produção de um gradiente de temperatura na junção de dois condutores (ou semicondutores) de materiais diferentes quando submetidos a uma tensão elétrica em um circuito fechado.

Entretanto, estes sistemas costumam ser aplicados a equipamentos de baixa capacidade térmica, refrigeradores veiculares, bebedouros e produtos similares.

A tecnologia de refrigeração avança constantemente, mas os princípios envolvidos permaneceram os mesmos

Pode-se entender a lógica de funcionamento dos sistemas de refrigeração através do entendimento do funcionamento de um refrigerador doméstico comum. Eles funcionam a partir da aplicação dos conceitos de calor e trabalho, utilizando-se de um fluido refrigerante. Fluido refrigerante é uma substância que circulando dentro de um circuito fechado é capaz de retirar calor de um meio enquanto vaporiza-se a baixa pressão. Este fluido entra no evaporador a baixa pressão na forma de mistura de líquido mais vapor e retira energia do meio interno refrigerado (energia dos alimentos) enquanto vaporiza-se e passa para o estado de vapor. O vapor entra no compressor onde é comprimido e bombeado, tornando-se vapor superaquecido e deslocando-se para o condensador que tem a função de liberar a energia retirada dos alimentos e resultante do trabalho de compressão para o meio exterior. O fluido ao liberar sua energia passa do estado de vapor superaquecido para líquido (condensa) e finalmente entra no dispositivo de expansão onde tem sua pressão reduzida para novamente ingressar no evaporador e repetir-se assim o ciclo. Esse processo é ilustrado através das figuras 1 e 2 e resumido na tabela 1.

Figura 1 - Ciclo básico de refrigeração por compressão

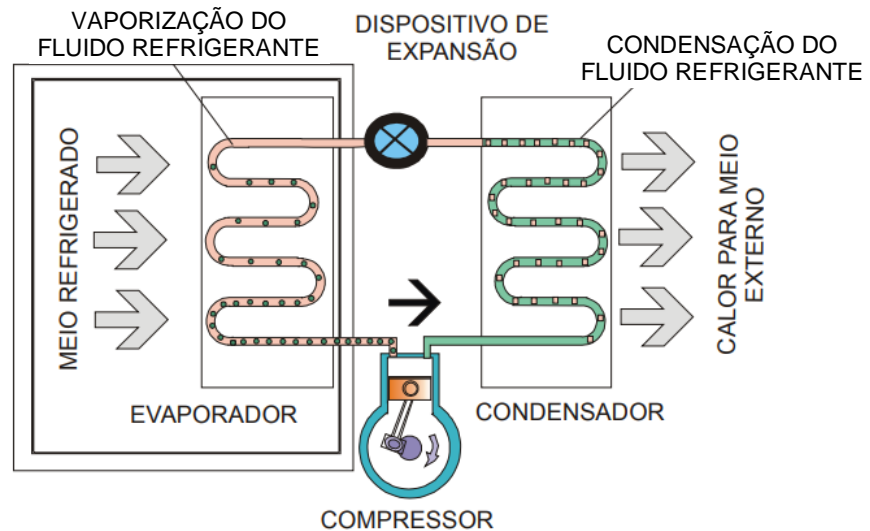


Figura 2 - Funcionamento de um refrigerador

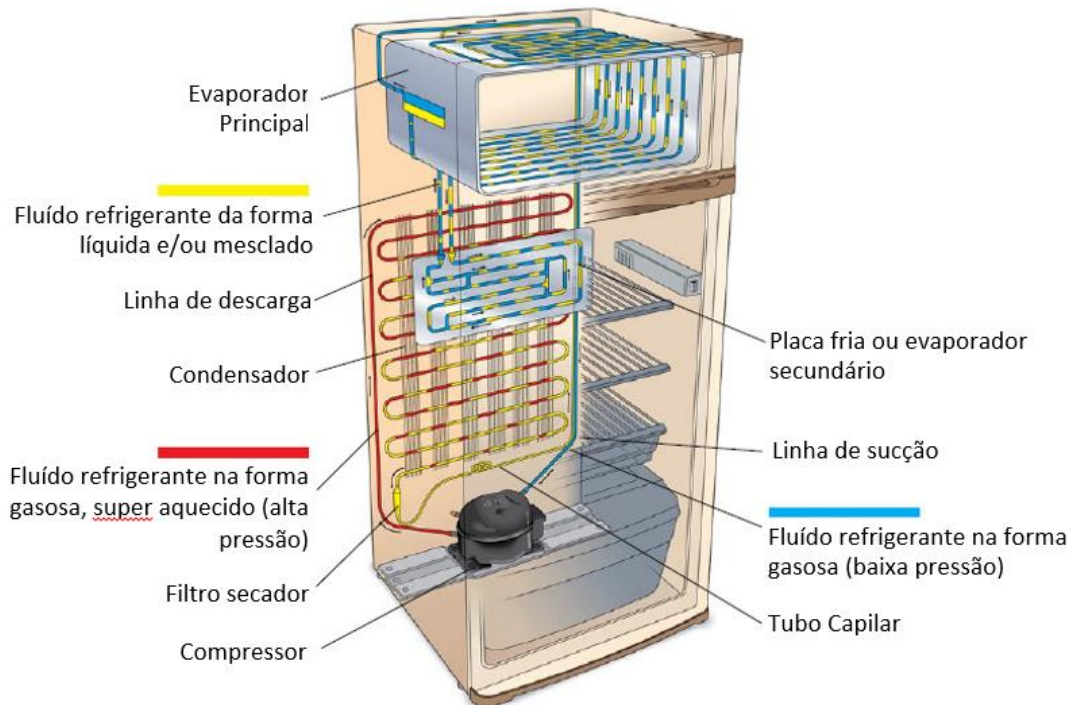


Tabela 1 - Processos termodinâmicos ocorrendo num ciclo de refrigeração

Componente	Características da transformação sofrida pelo fluido refrigerante
Evaporador	Vaporização do fluido refrigerante à baixa pressão
Compressor	Compressão do fluido refrigerante
Condensador	Condensação a uma pressão elevada
Dispositivo de Expansão	Expansão do fluido refrigerante

De maneira similar funcionam também os grandes sistemas de refrigeração como câmaras frigoríficas. O que difere os sistemas pequenos e de grande porte é o número de unidades compressoras, evaporadoras, de expansão e condensadoras envolvidas, que nas câmaras frigoríficas podem ser múltiplos, o sistema de controle também pode alcançar elevada complexidade de acordo com a necessidade do projeto. As figura 3.a até 3.d servem como exemplo das situações supracitadas.

Figura 3 - Exemplos de câmaras frias e a disposição de seus equipamentos.



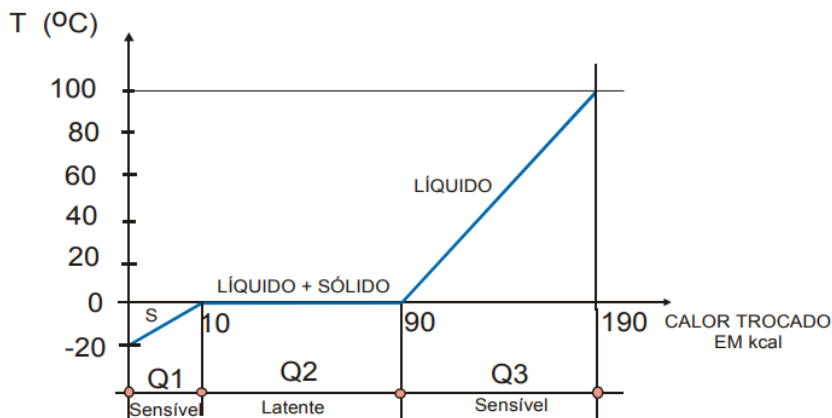
O CREA, (Conselho Regional de Engenharia e Agronomia) é o órgão de classe das profissões relacionadas as engenharias, incluindo as profissões de nível técnico. É importante deixar claro que a restrição é imposta para projetos, não havendo tal limitação para manutenção, operação e instalação.

Conforme observado nas figuras anteriores, uma câmara fria é o espaço de armazenagem com condições internas controladas por um sistema de refrigeração. Algumas câmaras são utilizadas para armazenar resfriados e outras para armazenar congelados. Há ainda câmaras de maior porte com atmosfera controlada para estocagem de longo prazo de frutas e vegetais. Nessas câmaras a quantidade de oxigênio é reduzida automaticamente para reduzir o metabolismo vital das frutas. No lugar do oxigênio o ambiente interno da câmara recebe gás carbônico e/ou nitrogênio. Como o futuro Técnico de Refrigeração e Ar Condicionado, registrado no CREA poderá realizar projetos de até 5 TR ou até 60.000 Btu/h, o objetivo desta apostila é detalhar como se elabora um projeto completo de câmara fria de pequeno porte que envolve a estimativa da carga térmica, a escolha do tamanho da câmara, do tipo de evaporador, tipo de unidade condensadora e demais componentes.

1.2 Calor sensível e calor latente

Os efeitos das trocas de calor entre um corpo e outro podem ser percebidos na forma sensível e na forma latente. Observa-se que quando o calor aplicado modifica a temperatura do corpo, então este é chamado de calor sensível. Porém, se há modificação do estado físico da matéria (mudança de fase), então se tem troca de calor latente. Supondo que uma dada massa de 1kg de gelo a -20°C seja aquecida. Neste processo de aquecimento tem-se num primeiro momento a elevação da temperatura do gelo de -20 até 0°C (calor sensível sendo trocado, $Q_1=10\text{kcal}$ ($48,16\text{kJ}$)). A água tem como característica ser uma substância pura e desta forma, muda de fase nesta temperatura constante. Nesta etapa há apenas troca de calor latente, $Q_2=80\text{kcal}$ ($334,88\text{kJ}$). Todo o gelo transforma-se em água líquida e neste momento inicia-se o processo de aquecimento, onde há troca de calor sensível. O aquecimento prossegue até que a água atinja o ponto de vaporização a 100°C , sendo o calor trocado de 0 a 100°C , $Q_3=100\text{kcal}$ ($418,6\text{kJ}$). Neste instante, a variação de temperatura cessa e a troca de calor latente é iniciada.

Figura 4 - Curva de aquecimento de uma massa de água



O cálculo da quantidade de calor necessária durante este processo pode ser feito através de duas expressões. A primeira permite o cálculo do calor sensível e a segunda do calor latente, conforme expresso a seguir:

$$Q_{total} = m \times c_{sólido} \times \Delta T_1 + m \times L_{fusão} + m \times c_{líquido} \times \Delta T_2 \quad 1.1$$

Durante a transição de fase não há alteração da temperatura. Entretanto, é possível alterar os pontos de transição de estado através do controle pressão. Este é o princípio utilizado nas panelas de pressão, em que a vedação do compartimento, possibilita que a pressão interna seja superior a externa, elevando o ponto de evaporação da água e permitindo portanto que o alimento seja cozido mais rapidamente. A altitude também causa fenômeno semelhante, pois quanto mais alto menor a pressão interna e menor o ponto de ebulição da água.

Sendo:

m - Massa da substância;
 c - Calor específico;
 $\Delta T = T_{final} - T_{inicial}$
 T_{final} - Temperatura Final;
 $T_{inicial}$ - Temperatura inicial;
 L - Calor Latente de fusão.

Da mesma forma que a água, é possível realizar o cálculo da energia necessária para resfriamento ou congelamento de alimentos quando colocados no interior de uma câmara frigorífica. No entanto, nesse caso a temperatura de congelamento é diferente de zero grau e tabelada de acordo com o tipo de produto.

1.3 Formas de transferência de calor

Sabe-se que calor é transferido de um corpo para outro desde que exista uma diferença de temperatura entre eles. Sabe-se ainda que todas as substâncias são formadas por átomos. Estes, por sua vez, se agrupam formando moléculas. Sabemos da Termodinâmica que o conceito de temperatura está associado à velocidade de movimentação destas moléculas, ou seja, quanto maior a temperatura, mais velozmente as moléculas estão vibrando (se movimentando). A partir destas afirmações vamos analisar os três modos de transferência de calor: condução, convecção e radiação.

1.3.1 Condução

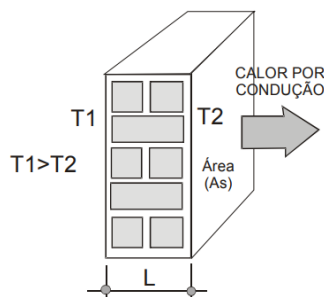
A condução está fundamentalmente associada ao choque entre moléculas com diferentes velocidades de vibração, com a molécula mais veloz chocando-se com a molécula menos veloz, "passando" energia cinética. Esta forma de transferência de calor ocorre basicamente nos corpos sólidos. Um detalhe importante é que não ocorre alteração da posição das moléculas ao se chocarem. Ou seja, as moléculas trocam energia entre si, mas não mudam de lugar no espaço. Segundo Fourier, a troca de calor unidimensional que ocorre entre os dois lados de uma parede sólida pode ser escrita como segue:

Sendo:

\dot{q} – Calor trocado (W);
k – Condutividade térmica da parede;
 ΔT – Diferença térmica entre os dois lados da parede;
 A_s – Área superficial;
L – Espessura da parede.

$$\dot{q} = \frac{k \times A_s \times \Delta T}{L} \quad 1.2$$

Figura 5 - Ilustração de um processo de transferência de calor pela parede

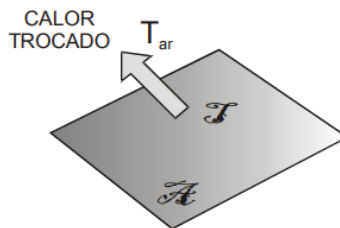


1.3.2 Convecção

O segundo modo de transferência de calor, a convecção ocorre em fluidos (líquidos e gases). Consiste na superposição de dois mecanismos distintos: a difusão de energia entre as moléculas, e a movimentação destas moléculas (advecção). Nos fluidos, as moléculas não apresentam uma ligação tão forte entre si, não estão rigidamente presas, como nos sólidos. Ou seja, elas podem mudar livremente de lugar no espaço. Como elas são livres para se movimentar (movimento do fluido), ao se deslocarem elas "carregam" consigo a energia térmica adquirida. Ao mesmo tempo, novas moléculas de fluido entram em contato com a superfície sólida, aquecendo-se e reiniciando o processo. A expressão matemática para o cálculo do calor trocado por transferência de calor por convecção, $\dot{q}(W)$, foi proposta a partir de observações físicas já em 1701 por Isaac Newton como:

$$\dot{q} = h_c \times A_s \times T_s \times T_\infty \quad 1.3$$

Figura 6 - Ilustração das trocas por convecção sobre uma superfície



Normalmente utiliza-se do Coeficiente Global de Transferência de Calor (U) nos cálculos envolvendo trocas térmicas entre os dois lados de uma parede. Sua aplicação pode ser observada no exemplo: Calcular a troca de calor entre os dois lados de uma parede de 20 m², composta por tijolos de seis furos de 12 cm de espessura, reboco em ambos os lados de 1,5cm de espessura com temperatura do ar interno de 25 °C e temperatura do ar externo de 32 °C. Observe que precisamos conhecer valores do coeficiente de convecção, sendo h_e o coeficiente de convecção externo e h_i o coeficiente de convecção interno. Normalmente para aplicações comuns, h_e é da ordem de $25 \frac{W}{m^2K}$, já h_i é da ordem de $7 \frac{W}{m^2K}$.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_e} + \frac{L_{reboco}}{K_{reboco}} + \frac{L_{parede}}{K_{parede}} + \frac{L_{reboco}}{K_{reboco}} + \frac{1}{h_i} \quad 1.4$$

$$\dot{q} = U \times \text{Área} \times (T_e - T_i) \quad 1.5$$



Isaac Newton foi um astrônomo, alquimista, filósofo natural, teólogo e cientista inglês, mais reconhecido como físico e matemático. Sua obra, *Princípios Matemáticos da Filosofia Natural* é considerada uma das mais influentes na história da ciência.

Sendo:

\dot{q} – Calor trocado (W);
 h_c – Coef. de transferência de calor por convecção;
 A_s – Área superficial;
 T_s – Temperatura da superfície;
 T_∞ – Temp. do fluido que troca calor com a superfície;

1.3.3 Radiação

A radiação está relacionada com a propriedade que tem toda matéria, de emitir energia na forma de radiação (ondas eletromagnéticas, similares, por exemplo, às ondas de rádio AM/FM). Essa energia é tanto maior quanto maior for a temperatura da matéria (isso é, sua agitação molecular). Este tipo de transferência de calor não precisa de um meio material para se realizar. Um exemplo é a energia do Sol. No espaço entre o Sol e a Terra praticamente não existe matéria (vácuo). Mesmo assim a energia do Sol alcança nosso planeta. Essa transferência de energia (calor) se dá por meio de ondas eletromagnéticas (radiação). A expressão para a transferência de calor por radiação é dada como segue:

Sendo:

q_{12} – Calor trocado (W);

σ – Constante de Stefan-Boltzmann ($5,699 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$);

A_s – Área superficial de troca;

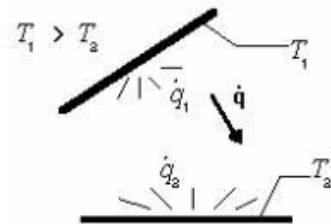
F_A – Fator de forma, que depende da geometria de troca;

F_ε – Relação de emissividade das superfícies;

T_1 e T_2 – Temperaturas Superficiais (K);

$$q_{12} = \sigma \times A_s \times F_A \times F_\varepsilon \times (T_1^4 - T_2^4) \quad 1.6$$

Figura 7 - Trocas de calor entre duas superfícies por radiação



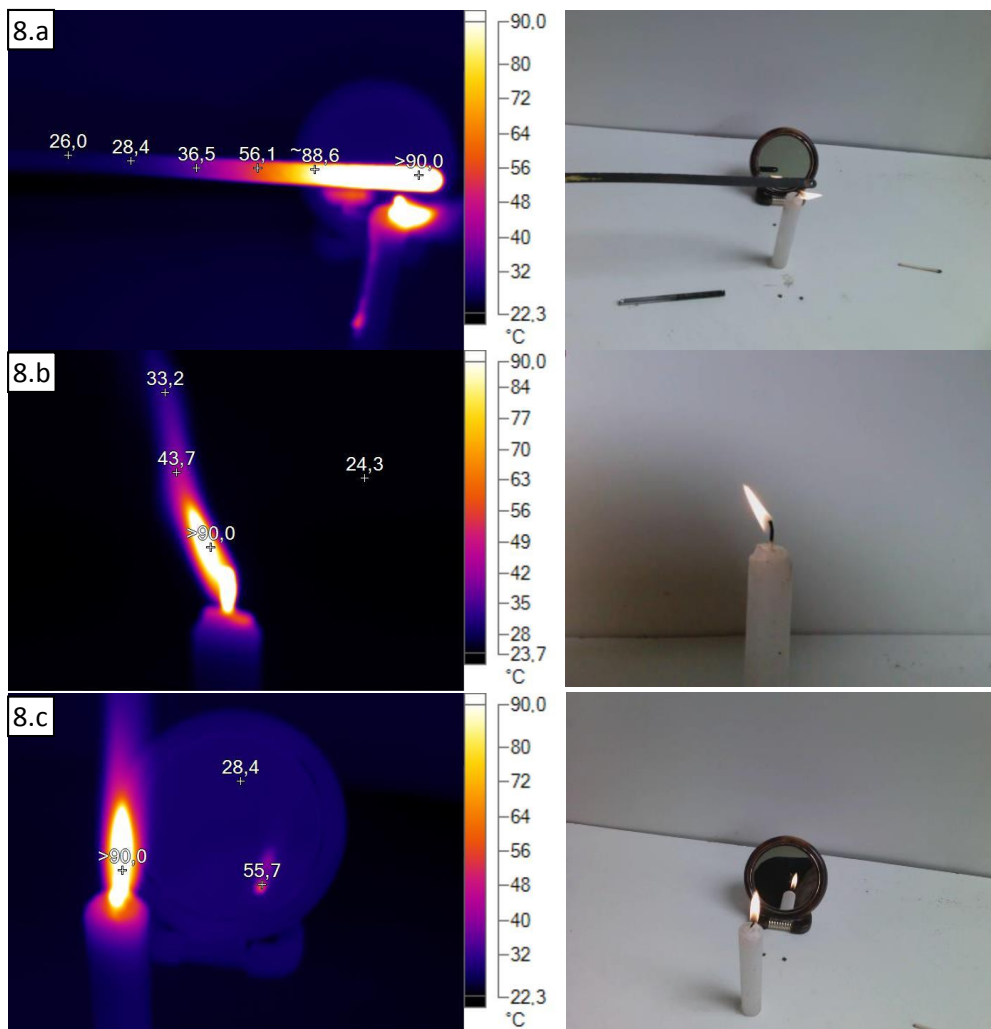
Embora estejamos acostumados as formas de medição de temperatura por contato, a exemplo dos termômetros, termopares e termistores, é possível determinar a temperatura de um corpo através da medição da radiação térmica emitida pelo corpo. Existem, basicamente, três tipos de equipamentos utilizados na medição de temperatura a partir da radiação térmica.

- pirômetro de radiação total
- pirômetro ótico
- pirômetro de infravermelho

Dá-se especial importância aos pirômetros de infravermelho, conhecidos como termômetro infravermelho, e aos termovisores que possibilitam a medição de uma área através de uma imagem, medindo a emissão de radiação do corpo.

A figura 8.a demonstra a transferência de calor por condução vista através de um termovisor, é possível observar o gradiente térmico formado a partir do ponto sendo aquecido pela fonte de calor. A figura 8.b demonstra a transferência de calor por convecção, em que é possível observar (embora sem exatidão, pois estes equipamentos não servem para medição de fluidos transparentes) a movimentação ascendente da massa de ar aquecida. Por último observamos a transferência de calor por radiação através do próprio processo de medição, sendo possível evidenciar-lo na figura 8.c com a medição de um corpo quente através da reflexão deste em um espelho (novamente a medição neste caso não é exata, mas demonstra o efeito desejado).

Figura 8 - Imagens termográficas exemplificando os fenômenos de transporte de calor.



1.4 Noções de conservação de alimentos

Inicialmente é preciso apresentar os dois principais tipos de processos de conservação: o **resfriamento** – que é a diminuição da temperatura de um produto desde, a temperatura inicial, até a temperatura de congelamento, em geral, próximo a 0°C; e o **congelamento** – que é a diminuição da temperatura de um produto abaixo da temperatura de congelamento.

Para uma boa conservação é preciso que se tenha um controle da temperatura; umidade relativa; velocidade e quantidade de ar circulado e velocidade de rebaixamento de temperatura. A utilização e umidade relativa incorreta pode provocar a desumidificação dos alimentos, o que na maioria dos casos não é um efeito desejado, para evitar tal efeito veremos no momento oportuno a relação entre umidade relativa e temperaturas interna da câmara e de circulação do fluido.

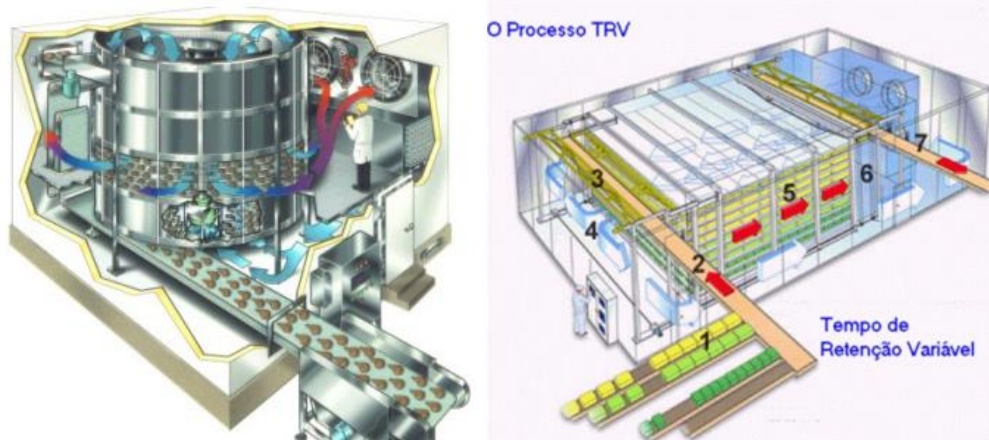
O objetivo fundamental da conservação é evitar a deterioração dos alimentos, que nada mais é que a alteração da composição orgânica dos mesmos, envelhecimento e morte. No conceito comum, deterioração é a perda ou alteração do gosto, aroma e consistência. Os principais destruidores dos alimentos são os microorganismos tais como fungos (mofo, leveduras) e bactérias. Para se garantir uma boa conservação é preciso que se tenha um produto são, resfriado rapidamente e com frio contínuo.

O resfriamento rápido aumenta o período de conservação do produto, mas não melhora a qualidade do produto antes do resfriamento. Ele pode ocorrer com uso de ar forçado; por imersão em água e/ ou gelo; por resfriamento evaporativo.

A utilização de equipamentos para redução rápida de temperatura, como túneis de resfriamento, hidrocólers (equipamento para resfriamento por líquido) e até câmaras de alta capacidade térmica pode, além de manter a qualidade original do produto, reduzir o consumo energético.

Mais a frente veremos que um dos fatores de impacto na seleção dos equipamentos é a carga de produto que deve ser resfriada e/ou congelada. Principalmente nos casos de congelamento em que essa parcela é enorme, a utilização destes equipamentos torna o processo mais eficiente e permite a seleção de equipamentos que irão apenas manter a temperatura de armazenamento.

Figura 9 - A esquerda temos uma ilustração de um túnel de resfriamento e a direita um processo de resfriamento contínuo



1.5 Resumo

Este capítulo demonstrou a importância da refrigeração em nosso cotidiano, e relembrou alguns conceitos básicos de refrigeração e calor. Dentre os quais é preciso lembrar:

Calor sensível – é quando o calor aplicado modifica a temperatura do corpo.

Calor latente – é quando o calor aplicado modifica o estado físico da matéria (mudança de fase).

Formas de transferência de calor:

Condução: É o choque entre moléculas com diferentes velocidades de vibração, com a transferência de energia cinética. Ocorre basicamente nos sólidos. $(\dot{q} = \frac{k \times A_s \times \Delta T}{L})$

Convecção: Ocorre em fluidos (líquidos e gases), devido a diferença de densidades ocorre um movimento natural de ascensão das massas aquecidas que levam consigo a energia térmica adquirida, e possibilitam que as massas mais frias tomem o seu lugar para serem aquecidas.

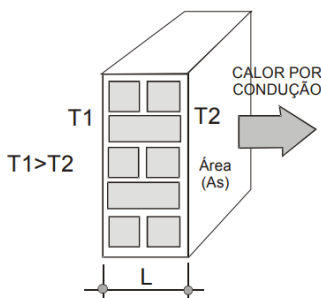
$$(\dot{q} = h_c \times A_s \times T_s \times T_\infty)$$

Radiação: Está relacionada com a propriedade que tem toda matéria, de emitir energia na forma de radiação (ondas eletromagnéticas) Essa energia é proporcional a temperatura e não precisa de meio material. $(q_{12} = \sigma \times A_s \times F_A \times F_\epsilon \times (T_1^4 - T_2^4))$

1.6 Exercício resolvido

Calcular a troca de calor entre os dois lados de uma parede de 20m², composta por tijolos de seis furos de 12cm de espessura, reboco em ambos os lados de 1,5cm de espessura com temperatura do ar interno de 25°C e temperatura do ar externo de 32°C. Observe que precisamos conhecer valores do coeficiente de convecção, sendo h_e o coeficiente externo e h_i o coeficiente interno. Normalmente para aplicações comuns, h_e é da ordem de $25 \frac{W}{m^2K}$, já h_i é da ordem de $7 \frac{W}{m^2K}$. Para este exercício utilizaremos

$$K_{tijolo} = 1,15 \frac{W}{mK} \text{ e } K_{reboco} = 0,85 \frac{W}{mK}.$$



$$\begin{aligned} T_2 &= 25^\circ C \\ T_1 &= 32^\circ C \\ A_s &= 20m^2 \\ L_{reboco} &= 0,015m \\ L_{tijolo} &= 0,12m \\ K_{reboco} &= 0,85 W/mK \\ K_{tijolo} &= 1,15 W/mK \\ h_e &= 25 W/m^2K \\ h_i &= 7 W/m^2K \end{aligned}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_e} + \frac{L_{reboco}}{K_{reboco}} + \frac{L_{parede}}{K_{parede}} + \frac{L_{reboco}}{K_{reboco}} + \frac{1}{h_i}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{25} + \frac{0,015}{0,85} + \frac{0,12}{1,15} + \frac{0,015}{0,85} + \frac{1}{7}$$

$$\frac{1}{U} = 0,3223 \rightarrow U = 3,1027 W/mk$$

$$\dot{q} = U \times \text{Área} \times (T_e - T_i)$$

$$\dot{q} = 3,1027 \times 20 \times (32 - 25) = \mathbf{434,38 W}$$

1.7 Exercícios

1. Calcule qual a troca de calor pelas 4 paredes de uma câmara de (3x4)m e composta por duas camadas, a primeira de tijolos de 20cm de espessura e a segunda (interna) de poliuretano com 10cm de espessura. A temperatura interna da câmara é de -10°C e a externa de 26°C na sombra. Considere $h_e = 25 \frac{W}{m^2K}$, $h_i = 7 \frac{W}{m^2K}$, $K_{tijolo} = 1,15 \frac{W}{mK}$ e $K_{PUR} = 0,024 \frac{W}{mK}$.
2. Remova o Poliuretano no exercício anterior e aplique uma camada de reboco de 1,5cm em cada lado das paredes. Refaça os cálculos. $K_{reboco} = 0,85 \frac{W}{mK}$.
3. Refaça o exercício 1 mais um vez substituindo a camada de 10cm de poliuretano por uma de 15cm. Calcule o percentual de redução da transferência de calor obtido.
4. Remova a parede de tijolos do exercício 1 e utilize apenas a camada de poliuretano de 15cm conforme o exercício 3. Qual o percentual de diferença em relação ao exercício 1? E em relação ao exercício 3?
5. Com base na análise dos cálculos realizados qual a sua observação sobre a atuação da alvenaria como isolante térmico para câmaras frigoríficas?

Noções de cálculos para projeto de câmara frias

UNIDADE

2



Competências

Com o estudo desta unidade, você será capaz de:

- Compreender quais os fatores que impactam no projeto de câmaras frias.
- Calcular as parcelas de carga térmica que existem em uma câmara fria.
- Identificar quais as parcelas que realmente tem impacto na escolha dos equipamentos em cada situação.

2 Noções de cálculos para projeto de câmara frias

Caro(a) estudante,

Nesta unidade apresentamos os cálculos envolvidos na estimativa de carga térmica para câmaras frigoríficas.

Os métodos que vocês irão aprender aqui embora não sejam a única alternativa se tratam de uma forma bastante intuitiva composta por cálculos simples, que possibilita resultados bem próximos dos obtidos por métodos mais complexos, e mais corretos do que a utilização de tabelas de seleção rápida.

Ao final do capítulo serão disponibilizados exercícios resolvidos e outros como tarefa, dessa forma o aluno poderá praticar os conceitos desenvolvidos e melhorar a compreensão destes.

2.1 Noções de projeto de câmaras frigoríficas

A função básica de uma câmara frigorífica é garantir a conservação dos produtos armazenados, de duas formas: através do **resfriamento** – que é a diminuição da temperatura de um produto desde, a temperatura inicial, até a temperatura de congelamento, em geral, próximo a 0°C; ou através do **congelamento** – que é a diminuição da temperatura de um produto abaixo da temperatura de congelamento.

Para tanto, a câmara deve remover uma quantidade total de calor sensível e latente para se manter as condições desejadas de temperatura e umidade relativa. Essa quantidade é chamada de carga térmica e serve para a seleção dos equipamentos de refrigeração. Para estimá-la é preciso que se conheçam algumas informações tais como:

- Natureza do produto;
- Frequência de entradas e saídas dos produtos durante a semana;
- Planos de produção e colheita;
- As temperaturas dos produtos ao entrarem nas câmaras;
- Quantidade diária (kg/dia) de produtos a serem mantidos resfriados, congelados, ou que devam ser resfriados ou congelados rapidamente;
- Tipo de embalagem;
- Temperaturas internas;
- Umidade relativa interna e externa;
- Duração da estocagem, por produto;
- Método de movimentação das cargas.

2.1.1 Parcela de transmissão (penetração)

Corresponde a quantidade de calor transmitida por condução através de paredes, tetos e pisos. Esta carga depende da área de troca, ou seja, a superfície total submetida à troca de calor. É importante um cuidado especial na escolha da espessura do isolamento térmico, de forma que a superfície do lado quente, não atinja um valor baixo, onde poderá ocorrer uma condensação de vapor de água. Para calcular a entrada de calor pelas paredes, teto e piso podemos utilizar a expressão a seguir, também válida para climatização.

$$\dot{Q}_{ST} = A \times U \times (T_e - T_i) \quad 2.1$$

Os valores de coeficiente global de transmissão de calor (U) são tabelados, caso não seja possível o uso das mesmas, por se tratar de uma combinação de materiais, devemos calcular este U combinado a partir das expressões apresentadas no capítulo 1.

Tabela 2 - Coeficientes globais de transferência de calor aproximados*

Material	U [W/m ² °C]
Parede de tijolo de 6 furos com reboco nas duas faces	2,50
Cobertura de telha de barro com laje de concreto de 10cm e espaço de ar não ventilado	1,95
Parede de tijolo 6 furos com duas camadas de reboco e isolamento de 15cm de isopor	0,23
Placa modular de Poliuretano com revestimento metálico espessura 10cm	0,20

* valores precisos podem ser calculados a partir de conhecimentos básicos de transferência de calor e das propriedades dos materiais utilizados na construção.

Sendo:

Q_{ST} - ganho de calor devido à transmissão, [W];

A - área de troca de calor (área de parede, piso ou do teto), em [m²];

T_e - temperatura do ambiente externo, [°C];

T_i - temperatura de bulbo seco da câmara.

U - coeficiente global de transmissão de calor de superfícies, [W/m²°C], (tabelado).

Tabela 3 - Condutividade térmica de alguns materiais

Material	U[W/m°C]
Aço	55
Madeira	0,15
Cobre puro	386
Alumínio	209
Ar	0,03
Tijolo Maciço	1,32
Placa de poliuretano - PUR	0,024
Placa de poliestireno - EPS	0,029

Atualmente a utilização de painéis modulares de material isolante é prática comum na construção de câmaras frigoríficas, para fins de simplificação dos cálculos, é possível considerar apenas o isolante térmico (se este é o único componente da parede da câmara) como resistência à troca de calor. Dessa forma temos apenas troca de calor por condução. Utilizando a lei de Fourier, já apresentado anteriormente, para calcularmos o calor trocado em 24h teremos:

$$Q_1 = \frac{k \times A \times \Delta T}{L} \quad 2.2$$

No caso de insolação nas paredes (incidência direta de Sol) nas paredes da câmara devemos aumentar o ΔT no cálculo acima para compensarmos o ganho por radiação na parede da câmara abaixo vemos os valores que devem ser utilizados:

Tabela 4 - Valores de $\Delta T'$ a serem acrescidos para paredes insoladas

Orientação	Cor da parede		
	Escura	Média	Clara
Leste ou Oeste	6	3,5	2
NE / NO	3,2	2	1
Norte	1	0,2	0
Forro	10	6	3,5

Ao final deste capítulo foram agrupadas as tabelas que devem ser utilizadas para a resolução das parcelas, no caso da penetração, utilizaremos as tabelas 7,8,11 e 12

Painéis frigoríficos são estruturas modulares para isolamento térmico, constituídos na maioria das vezes, por duas chapas metálicas, uma em cada face de um núcleo isolante, sua utilização proporciona uma construção rápida, segura e altamente eficiente como barreira térmica, para ambientes que serão refrigerados e climatizados.

Possuem várias espessuras de isolamento que são selecionadas de acordo com a diferença de temperatura interna e externa do ambiente a ser construído.

Sendo:

Q_1 - calor trocado em kcal/h;

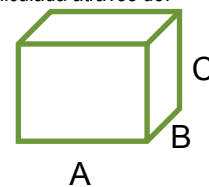
K - condutibilidade térmica do material [kcal /hmK]

A - área superficial da câmara, somatório da área de todas as paredes, teto e chão [m²];

ΔT = diferença de temperatura, entre os dois lados da parede [°C];

L - espessura do isolante [m];

O cálculo da área superficial [A] em câmaras regulares pode ser calculada através de:



$$Paredes_1 = 2 \times (A \times C);$$

$$Paredes_2 = 2 \times (B \times C);$$

$$Piso+Teto = 2 \times (A \times B);$$

$$A = Par_1 + Par_2 + Piso + Teto$$

2.1.2 Parcela de Infiltração

É a parcela correspondente ao calor do ar que atinge a câmara através de suas aberturas. Toda vez que a porta é aberta, o ar externo penetra no interior da câmara, representando uma carga térmica adicional. Em câmaras frigoríficas com movimentação intensa e com baixa temperatura, este valor aumenta tremendamente. Neste caso é fundamental a utilização de um meio redutor desta infiltração, tais como uma cortina de ar ou de PVC (em alguns casos, é recomendável a utilização das duas soluções em conjunto).

Sendo:

Q_2 - calor trocado em kcal/h;

q_{rem} - calor a ser removido do ar [kcal/ m³] (tabelado);

V_{cam} - volume da câmara;
n - número de trocas de ar por dia (tabelado).

$(n \times V_{cam} = V_e)$ - volume de ar que penetra na câmara em 1 dia [m³].

$$Q_2 = n \times V_{cam} \times q_{rem} \quad 2.3$$

Ao final deste capítulo foram agrupadas as tabelas que devem ser utilizadas para a resolução das parcelas, no caso da infiltração, utilizaremos as tabelas 10, 13 e 14.

2.1.3 Parcela do Produto

É a parcela correspondente ao calor devido ao produto que entra na câmara, sendo composto das seguintes partes: calor sensível antes do congelamento (resfriamento); calor latente de congelamento; calor sensível após o congelamento (resfriamento após congelado); calor de respiração (só para frutas). O produto que entra na câmara deve ser resfriado até a temperatura de condicionamento, num tempo que é chamado de tempo de condicionamento. Temos duas condições a considerar: na primeira o produto deverá ser congelado e na segunda deve ser resfriado. Na primeira condição o produto será primeiro resfriado, depois congelado e depois resfriado novamente. Há troca de calor sensível e latente. Na segunda condição há apenas troca de calor sensível, conforme apresentado no capítulo 2, considerando os valores corretos e tabelados para o calor específico e os diferenciais corretos de temperatura.

Sendo:

Q_s - calor sensível trocado em kcal/h;

Q_s - calor latente trocado em kcal/h;

m - massa [kg];

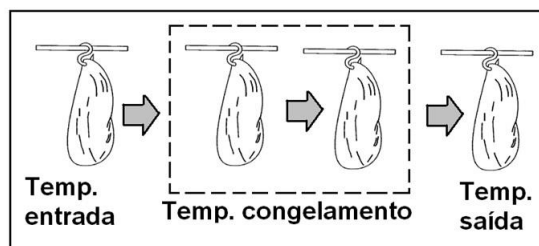
L - Calor latente;

c_{ANTES} - calor específico antes do congelamento;

c_{DEPOIS} - calor específico depois do congelamento;

ΔT - diferença de temperatura entre a entrada e o armazenamento do produto.

Tabela 5 - Ilustração do congelamento de carne



calor sensível $Q_s = m \cdot c_{ANTES} \cdot \Delta T$	calor latente $Q_l = m \cdot L$	calor sensível $Q_{sac} = m \cdot c_{DEPOIS} \cdot \Delta T$
--	------------------------------------	---

Para frutas e verduras precisamos considerar ainda o calor proveniente do seu metabolismo, ou seja, frutas e verduras liberam calor dentro da câmara. Esse é chamado de calor de respiração. O cálculo do calor vital é realizado através do produto entre a massa armazenada (em toneladas) e o calor liberado pelo metabolismo (valor aproximado de 500 kcal/ ton.24h).

Desta forma, a parcela de carga térmica relacionada ao produto, para frutas e verduras será a soma do calor de resfriamento e do calor vital. Se o produto deve ser resfriado em menos de 24h devemos fazer a correção para a carga térmica:

$$Q_{\text{corrigido}} = \frac{Q \times 24}{T_{\text{cond}}} \quad 2.4$$

Sendo:

$Q_{\text{corrigido}}$ - calor trocado corrigido em kcal/h;
 T_{cond} - Temperatura de condicionamento da câmara (°C);
 Q - calor trocado para condicionamento do produto.

2.1.4 Parcela decorrente de cargas diversas

É a parcela de carga térmica devido ao calor gerado por iluminação, pessoas, motores e outros equipamentos; Os motores dos ventiladores dos forçadores de ar são uma fonte de calor e também, de consumo de energia elétrica. Dentro do possível, deverão ser previstos meios de variar a vazão de ar em função da necessidade de carga térmica do sistema. Isto pode ser feito com a utilização de variadores de frequência ou de motores de dupla velocidade.

Podemos calcular a parcela referente a ocupação de pessoas utilizando os valores da tabela 9 e a equação:

$$Q_{\text{pessoas}} = n \times t \times q_{\text{ocu}} \quad 2.5$$

Para iluminação podemos utilizar:

$$Q_{\text{ilum}} = P_{\text{ilum}} \times t_{\text{ilum}} \quad 2.6$$

Para motores podemos utilizar a equação abaixo, ou determinar a carga através do método do gráfico, em que correlacionamos o volume com a carga térmica.

$$Q_{\text{mot}} = P_{\text{mot}} \times t_{\text{mot}} \quad 2.7$$

Sendo:

Q_{pessoas} - calor trocado devido a presença de pessoas [kcal/h];
 n - número de pessoas;
 t - tempo de permanência das pessoas;
 q_{ocu} - calor gerado pelo metabolismo das pessoas;

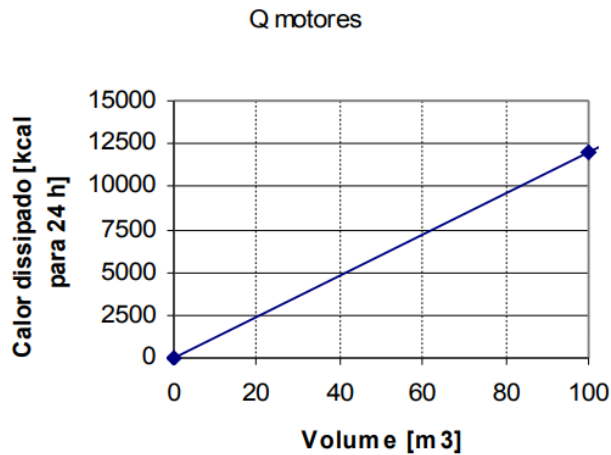
Sendo:

Q_{ilum} - calor trocado pela iluminação [kcal/h];
 P_{ilum} - Potência de iluminação [W];
 t_{ilum} - tempo de iluminação (geralmente o mesmo de permanência das pessoas).

Sendo:

Q_{mot} - calor trocado pelos motores [kcal/h];
 P_{mot} - Potência dos motores [W];
 t_{mot} - tempo de funcionamento dos motores.

Figura 10 – Gráfico de calor devido a motores internos



Se analisarmos as equações individualmente é possível perceber que existem situações em que parcelas podem ser “negligenciadas”.

Tomemos como exemplo um container refrigerado para transporte de longo prazo, não há abertura de portas, circulação de pessoas ou necessidade de iluminação. Se o produto já for inserido no container refrigerado, ΔT será 0, portanto, também não haverá carga de produto. É preciso somente compensar a penetração e os motores.

O cálculo de carga térmica é efetuado para um período de 24 h. Entretanto, devemos considerar um período de 16 a 20 horas de operação dos equipamentos, de forma a possibilitar o degelo, as eventuais manutenções, e também possíveis sobrecargas de capacidade. Normalmente utiliza-se o cálculo para 18 horas de funcionamento. Um resumo da estimativa de carga térmica pode ser ilustrado através da figura 2.5 a seguir:

Figura 11 - Parcelas de carga térmica



Sendo:

P_{ref} – Potência de refrigeração [[kcal/h];

Q_t – carga térmica total [kcal];

N – Número de horas efetivas de refrigeração [h].

Para degelo natural utiliza-se $N = 16h$ ($> 0^\circ C$), para degelo artificial utiliza-se $N = 18$ a 20 ($< 0^\circ C$).

A carga térmica que calculamos é gerada em 24 horas, no entanto o sistema não trabalha todas as 24 horas por causa da parada para degelo. Assim devemos ter uma potência de refrigeração um pouco maior que o valor total da carga térmica dada por:

$$P_{ref} = \frac{Q_t}{N} \quad 2.8$$

2.2 Outros métodos de estimativa de carga térmica

Além do método de estimativa através do cálculo de parcelas de carga térmica podemos utilizar softwares específicos, planilhas de cálculo e até planilhas de seleção rápida.

2.2.1 Softwares

Existem diversos softwares para o cálculo automatizado de cargas térmicas, em geral estes estão associados a fabricantes que desejam auxiliar na seleção de seus produtos.

É importante destacar que, em geral a comparação entre os cálculos realizados manualmente e pelo software não resulta em valores iguais, mas aproximados, não invalidando mutuamente as soluções. Tratam-se de estimativas, nas quais podem ser considerados coeficientes diferentes. Mesmo o cálculo manual realizado por duas pessoas diferentes pode levar a resultados ligeiramente diferentes, devido as escolhas realizadas.

Dentre os softwares mais comuns, destaca-se SR da Heatcraft em sua última versão SR2015, em que é possível fazer a seleção das características da câmara e gerar relatórios de carga térmica e de seleção de componentes.

Figura 12 - Software SR2015 janela de cálculo de carga térmica

SR Heatcraft SR2015

Dados Gerais Carga Térmica Seleção do Equipamento Sistema Integrado

A carga térmica calculada inclui um fator de segurança de 10% para cobrir um aumento inesperado de carga na câmara, temperaturas excessivas ou mudanças na embalagem dos produtos.

A carga térmica é calculada com base nos dados fornecidos pelo usuário. É de responsabilidade do usuário, garantir a embalagem apropriada e as condições de escoamento de ar na câmara. A Heatcraft garante o resfriamento do ar, e não do produto.

PASSO 1

Dimensões

Metros Pés

Comprimento m

Altura m

Largura m

Área da porta m²

Isolamento

Paredes e Teto

Espeçura mm in

Condutividade Térmica (k) kcal/mh°C

PASSO 2

Local de Instalação

Temperatura Ambiente. °C

Temperatura no interior da câmara

Temperatura Interna °C °F

Tipo do Produto

Variiedade

Produto

Temp. Entrada do Produto na Câmara °C °F

Quantidade do Produto por dia kg lb

Tempo de Processamento h

PASSO 3

Considerações Adicionais

Número de Pessoas na Câmara

Tempo de Permanência h

Tempo de Funcionamento da Unidade Condensadora h

Equipamentos que geram Calor dentro da Câmara

Potência da Iluminação W

Tempo de Iluminação h

Potência Total dos Motores HP

Tempo de Trabalho do Motor h

Resultado

BTU/h kcal/h

Carga Térmica BTU/h

Calcular

Heatcraft do Brasil Ltda. Todos os direitos reservados.
www.heatcraft.com.br

Destaca-se também o site da Elgin em que é possível realizar um cálculo detalhado de carga térmica, incluindo a insolação.

Figura 13 - Site da Elgin para cálculo de carga térmica

The image shows a web interface for calculating thermal load. At the top, it says 'CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA' and 'ELGIN refrigeração'. Below that, it says 'Cálculo de carga térmica e selecionamento de unidade condensadora para câmara frigorífica'. There is a 'DOWNLOAD' button and a warning: 'ATENÇÃO: Salientamos que esta planilha não se caracteriza como projeto. É de cunho apenas orientativo.' The main part of the interface is a form with the following fields:

Data	27/01/2018
Nome do Cliente	<input type="text"/>
Obra	<input type="text"/>
Comprimento	<input type="text"/> 0 m
Largura	<input type="text"/> 0 m
Altura	<input type="text"/> 0 m
Volume	<input type="text"/> 0 m ³
Área de Piso	<input type="text"/> 0 m ²
Temperatura Interna	<input type="text"/> 0 °C
Tipo de isolamento	Selecione <input type="text"/> kcal m / m ² h °C
Condutividade térmica (k)	<input type="text"/> 0 kcal m / m ² h °C
Espessura do isolamento	<input type="text"/> 0 mm
Temperatura externa	Selecione <input type="text"/> °C
Produto	Selecione... <input type="text"/>
Temperatura de congelamento do produto	<input type="text"/> 0 °C
Calor específico do produto não congelado	<input type="text"/> 0 kcal / kg °C
Calor específico do produto congelado	<input type="text"/> 0 kcal / kg °C

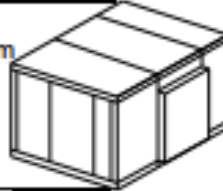
2.2.2 Planilhas


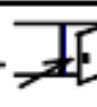




Podem ser desenvolvidas planilhas de cálculo de forma simplificada, como a desenvolvida pelo Prof. Rogério Vilain que podemos ver na Figura 14. Podem ainda ser utilizadas planilhas de seleção rápida, que correlacionam algumas informações para fornecer um resultado aproximado, estas planilhas servem principalmente para estimar de maneira aproximada custos em um projeto e realização de orçamentos prévios.

Figura 14 - Planilha de cálculo de carga térmica desenvolvida pelo Prof. Rogério Vilain

FORMULÁRIO PARA CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

PIR uso da tabela 9

produto congelados tempo de estocagem T interna -20 °C UR interna % T entrada -10 °C isolante pur k= 0,021 kcal/h m °C espessura= 6 pol movimento diário 400 kg quantidade armazenada 400 kg	cidade Fpolis TBS 32 °C UR 60 % densidade de estocagem= 100 kg/m ³ área mínima = 4 m ² altura 5 m comprimento 3 m largura 2,5 m insolação = nenhuma cor = media área superficial = 70 m ² volume = 37,5 m ³	
---	---	---

 condução 12038 k 0,021 A 70 dT 52 dx 0,1524 dT insol 0	 infiltração 12251 n 13,5 V 37,5 q removido 24,2	 produto 1640 m 400 c 0,41 dT 10 Qlat 0 c dc 0 dT dc 0 Q resp 0
 iluminação 129	 motores 5000	 pessoas 680 q metab. 340

como a camara opera a -20 °C
 devemos usar degelo:

natural (N=16h)
 artificial (N=18 a 20h)

N= 16 horas

congelamento completo

somente para exercício 5 - frango congelado e congelados como produto

Q total = 31738 kcal
 132982 kJ
 126031 Btu
 Pf = 1984 kcal/h
 2,3 kW
 7934 Btu/h
 0,7 TR

cálculo rápido congelados 3534 kcal/h

PIR - Projeto de Sistemas de Refrigeração
 professor: rogerio vilain
 módulo 3 2006


só o amor constrói... 

Tabela 6 - Tabelas de seleção rápida de carga térmica em funções das dimensões e temperatura.

resfriados			congelados		
temperatura interna = 0 °C			temperatura interna = -18 °C		
Dimensões Externas [m]	Volume [m³]	Carga térmica [kcal/h]	Dimensões Externas [m]	Volume [m³]	Carga térmica [kcal/h]
2,0 x 1,5 x 2,5	7,5	800	2,0 x 1,0 x 2,5	5,0	700
2,0 x 2,0 x 2,5	10,0	1000	2,0 x 1,5 x 2,5	7,5	900
3,0 x 2,0 x 2,5	15,0	1500	2,5 x 2,0 x 2,5	12,5	1400
4,0 x 2,2 x 2,5	22,0	2100	3,0 x 2,0 x 2,5	15,0	1800
5,0 x 2,0 x 2,5	25,0	2400	4,0 x 2,0 x 2,5	20,0	2000
4,0 x 3,0 x 2,5	30,0	2800	4,0 x 2,5 x 2,5	22,5	2300
4,0 x 3,5 x 2,5	35,0	3200	4,0 x 3,0 x 2,5	25,0	2500
6,0 x 3,0 x 2,5	45,0	4000	4,0 x 3,5 x 2,5	35,0	3400
5,0 x 4,0 x 2,5	50,0	4400	4,5 x 3,5 x 2,5	39,5	4000
7,0 x 5,0 x 2,5	87,5	6100	6,0 x 4,5 x 2,5	67,5	5000
8,0 x 6,5 x 2,5	130,0	7500	8,0 x 4,5 x 2,5	90,0	6300

temperatura de entrada do produto = +15 °C
 isolamento = isopor 100 mm (4")
 carga diária = 80 kg/m² de piso

temperatura de entrada do produto = -10 °C
 isolamento = poliuretano 150 mm (6")
 carga diária = 80 kg/m² de piso

2.3 Resumo

Este capítulo focou no cálculo de carga térmica, utilizado para seleção de equipamentos. A seguir vemos de forma simplificada as parcelas de carga térmica e suas fórmulas:

Penetração (Transferência de calor através das paredes) - $Q_1 = \frac{k \times A \times \Delta T}{L}$;

Infiltração (Calor transferido através da abertura de portas) - $Q_2 = n \times V_{cam} \times q_{rem}$;

Produto - $Q_{sensivel} = m \times c \times \Delta T$ e $Q_{latente} = m \times L$ sendo que no caso de resfriamento puro, temos apenas $Q_{sensivel}$. No caso de frutas e verduras temos ainda o calor de respiração que deve ser calculado através da relação 500kcal por tonelada de produto. Caso seja desejado que o produto atinja a temperatura desejada em menor tempo, é possível corrigir esta carga através da equação $Q_{corrigido} = \frac{Q \times 24}{T_{cond}}$;

Pessoas (Calor transferido pelas pessoas presentes na câmara) - $Q_4 = n \times t \times q_{ocu}$;

Iluminação (Calor transferido pela iluminação ligada) - $Q_{ilum} = P_{ilum} \times t_{ilum}$;

Motores (Calor transferido pelos motores no interior da câmara) – Para os motores do próprio sistema é possível utilizar o método do gráfico, para os demais motores que podem ser inseridos na câmara deve ser utilizado $Q_{mot} = P_{mot} \times t_{mot}$;

A carga térmica total deve ser utilizada para calcular a potência térmica que será necessária para o sistema. Esta potência pode ser calculada através de $P_{ref} = \frac{Q_t}{N}$ em que N varia de acordo com a temperatura interna.

2.4 Tabelas

Tabela 8 - Dados de algumas localidades (NB-10)

Cidade	TBS	TBU
Fpolis	32	60% UR
Curitiba	30	23,5
Londrina	31	23,5
P. Alegre	34	26,0
Sta. Maria	35	25,5
Rio Grande	30	24,5
Pelotas	32	25,5
Caxias do Sul	29	22,0
Blumenau	32	26,0

Tabela 10 - Valores de n (nº de renovações de ar diárias)

V câmara (m ³)	n	
	Ti < 0	Ti > 0
15	19,6	25,3
20	16,9	21,2
30	13,5	16,7
50	10,2	12,8
75	8,0	10,1
100	6,7	8,7
150	5,4	7,0

Tabela 7 - Valores de ΔT para insolação

ORIENTAÇÃO	COR DA PAREDE		
	ESCURA	MÉDIA	CLARA
L / O	6	3,5	2
NE / NO	3,2	2	1
N	1	0,2	----
FORRO	10	6	3,5

Tabela 9 - Calor de ocupação (pessoas dentro da câmara)

Temperatura interna da câmara [°C]	calor dissipado [kcal/h]
+ 10	180
+ 5	210
0	235
- 5	260
-10	285
- 15	310
- 20	340
- 25	365

Figura 15 - Gráfico do calor gerado pelos motores

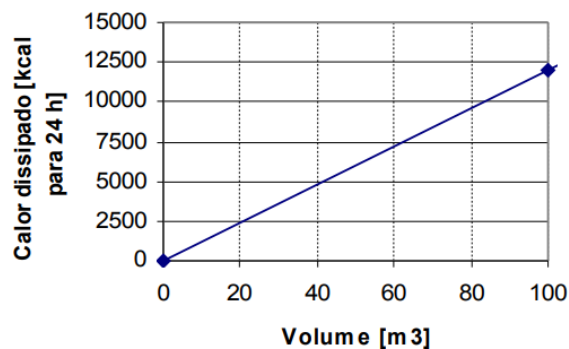


Tabela 11 - Valores práticos para cálculo de carga térmica (McQuay)

	CARNES	LATICÍ CINIOS	VERDU RAS	CONGE- LADOS	OVOS	FRUTAS	LIXO	PEIXES COM GELO	FRANGO
Temp. de Entrada do Produto (°c)	+ 15	+15	+ 30	- 10	+ 30	+ 30	+ 30	+ 10	+ 15
Temp. Interna da Câmara (°c)	- 1	+ 2	+ 4	- 18	0	+ 4	+ 2	+ 1	+ 1
	+ 2	+ 4	+ 6	-20		+6		+2	+2
Espessura do Isolante (Polegadas)	4	4	4	6	4	4	4	4	4
	[EPS]	[EPS]	[EPS]	[PUR]	[EPS]	[EPS]	[EPS]	[EPS]	[EPS]
Calor específico (kcal/kg °C)	0,77	0,85	0,92	0,41	0,73	0,92	0,80	0,76	0,79
Movimentação diária em kg/m ² de área de piso	100	100	80	100	--	80	100	80	80
calor de respiração (kcal/ton.) em 24h	--	--	500	--	--	500	--	--	--

Tabela 12 - Espessuras de Isolamento Térmico - Câmaras Frias

PRODUTOS	Temperatura De Conservação °C	Umidade Relativa	Tempo Máx. Dias	Espessura de Isolamento Poliuretano mm	Espessura de Isolamento Poliestireno mm
Carne	0	88-92	30	75	100
Carne congelada	-18 / -25	85-95	360	150	200
Frango	0	80	5	75	100
Frango Congelado	-20 / -25	80	360	150	200
Banana	+12	85	10	37.5	50
Laranja	+1	85-90	360	75	100
Maçã	0	85-90	150	75	100
Pera	+1	85-90	150	75	100
Uvas	+1	85-90	30	75	100

Tabela 13 - Quilocalorias por m³ removido no resfriamento do ar infiltrado para as condições de condicionamento (Ti > 0)

Temp. interna °C	Temperatura do ar entrando (°C)									
	25			30			35		40	
	UR %									
	50	60	70	50	60	70	50	60	50	60
15	3.05	4.44	5.87	5.71	8.52	10.5	11.9	13.4	15.8	18.9
10	6.35	7.71	9.12	7.61	11.7	13.7	14.1	16.5	16.9	23.7
5	8.26	10.6	12.0	12.8	14.5	16.5	16.9	19.3	21.6	24.7
0	11.7	13.1	14.4	15.2	17.0	18.9	19.3	21.7	23.9	27.2

Tabela 14 - Quilocalorias por m³ removido no resfriamento do ar infiltrado para as condições de condicionamento (Ti < 0)

Temp. interna °C	Temperatura do ar entrando (°C)									
	5		10		25		30		35	
	UR %									
	70	80	70	80	50	60	50	60	50	60
0	2.19	2.65	3.39	3.67	12.0	13.4	15.5	17.3	19.6	22.0
-5	4.61	5.01	5.61	5.89	14.1	15.5	17.5	19.3	21.5	23.9
-10	6.47	6.87	7.37	7.66	15.8	17.1	19.2	20.9	23.1	25.5
-15	8.35	8.76	9.14	9.42	17.5	18.8	20.8	22.5	24.7	27.1
-20	10.2	10.6	10.9	11.2	19.1	20.5	22.4	24.2	26.3	28.7
-25	11.9	12.5	12.6	12.8	20.6	22.0	23.8	25.7	27.8	30.2
-30	13.6	14.0	14.1	14.4	22.2	23.5	25.4	27.1	29.2	31.6
-35	15.3	15.7	15.8	15.9	23.6	24.9	26.9	28.5	30.6	32.0
-40	16.9	17.3	17.4	17.5	25.0	26.4	28.3	29.9	32.0	34.3

2.5 Exercício resolvido

Estime a carga térmica de uma câmara para a seguinte situação: Uma empresa deseja resfriar uma quantidade diária de 960kg de frutas e verduras. A Temperatura de entrada do produto é de 32 °C. Assumir:

- Taxa de iluminação de 10 W/m² (utilizando um mínimo de 100W);
- Pessoas = 1 pessoa durante 2 horas dentro da câmara;
- Cidade de Florianópolis – São José.
- Escolher uma das três dimensões para a câmara: 5,00 x 2,00 x 2,50 ou 4,00 x 3,00 x 2,50 ou 5,00 x 3,00 x 2,50m.

Resolução detalhada: (as soluções serão feitas de forma muito mais simples, este é um detalhamento para que compreendam todos as etapas envolvidas):

Em primeiro lugar é preciso lembrar quais as parcelas de carga térmica deverão ser calculadas neste caso para então procurarmos as variáveis ausentes no enunciado.

- Penetração;
- Infiltração;
- Produto;
- Iluminação;
- Pessoas;
- Motores internos;

Em relação a penetração, utilizaremos a fórmula 2.2:

$$Q_1 = \frac{k \times A \times \Delta T}{L}$$

Atualmente não possuímos nenhuma das variáveis, por isso realizamos o levantamento das mesmas através das tabelas. A primeira tabela a ser utilizada é a tabela 11:

	CARNES	LATICÍNIOS	VERDURAS	CONGELADOS	OVOS	FRUTAS	LIXO	PEIXES COM GELO	FRANGO
Temp. de Entrada do Produto (°C)	+ 15	+15	+ 30	- 10	+ 30	+ 30	+ 30	+ 10	+ 15
Temp. Interna da Câmara (°C)	- 1	+ 2	+ 4	- 18	0	+ 4	+ 2	+ 1	+ 1
	+ 2	+ 4	+ 6	-20		+6		+2	+2
Espessura do Isolante (Polegadas)	4	4	4	6	4	4	4	4	4
	[EPS]	[EPS]	[EPS]	[PUR]	[EPS]	[EPS]	[EPS]	[EPS]	[EPS]
Calor específico (kcal/kg °C)	0,77	0,85	0,92	0,41	0,73	0,92	0,80	0,76	0,79
Movimentação diária em kg/m ² de área de piso	100	100	80	100	--	80	100	80	80
calor de respiração (kcal/ton.) em 24h	--	--	500	--	--	500	--	--	--

Desta tabela podemos retirar da coluna referente as verduras (e frutas, uma vez que todos os valores são iguais) alguns dados, dentre eles:

- Temperatura interna da câmara (em que o produto será armazenado) = 4°C;
- Espessura do isolante (L na equação) = 4pol para metros 0,1016m;
- Tipo de isolante = EPS (poliestireno) que nos dá o valor de k, tabelado como sendo 0,029W/m°C;
- Movimentação diária em kg/m² de área de piso = Podemos utilizar este dado para calcular o tamanho mínimo do piso da câmara e então selecionar a câmara correta na relação dado pelo enunciado, para isso:

$$\text{Tamanho do piso} = \frac{\text{Movimento diário}}{\text{Movi. diária em kg/m}^2 \text{ de área de piso}} = \frac{960}{80} = 12\text{m}^2$$

Logo a área mínima de piso é de 12m². Se calcularmos a área de piso das câmaras propostas vemos que:

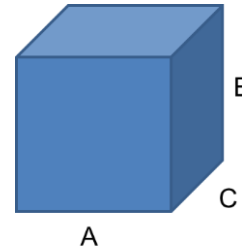
$$\begin{aligned} A_{piso1} &= A \times C = 5 \times 2 = 10m^2 \\ A_{piso2} &= A \times C = 4 \times 3 = 12m^2 \\ A_{piso3} &= A \times C = 5 \times 3 = 15m^2 \end{aligned}$$

As áreas de piso 2 e 3 atendem o requisito mas a área de piso 2 é mais adequada por estar mais próxima, portanto a câmara a ser utilizada tem as dimensões (4x3x2,5)m. Com estas dimensões podemos calcular a área de superfície da câmara frigorífica. Como não há insolação em nenhuma das paredes não há necessidade de calcular a influência desta e a área de todas as paredes podem ser somadas:

Cálculo de área para câmaras regulares:

$$\begin{aligned} \text{Paredes} &= 2 \times (A \times B); \\ \text{Paredes} &= 2 \times (C \times B); \\ \text{Piso + Teto} &= 2 \times (A \times C); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_{paredes1} &= 2 \times (A \times B) = 2(4 \times 2,5) = 20m^2 \\ A_{paredes2} &= 2 \times (C \times B) = 2(3 \times 2,5) = 15m^2 \\ A_{tetp+piso} &= 2 \times (A \times C) = 2(4 \times 3) = 24m^2 \\ A_{total} &= A_{paredes1} + A_{paredes2} + A_{tetp+piso} = 20 + 15 + 24 = 59m^2 \end{aligned}$$



Falta ainda calcular a diferença de temperatura, para isso precisamos saber qual a condição do ar externo, esse dado pode ser extraído da tabela 8 em que, já na primeira linha, temos a cidade de Florianópolis, para a qual consideramos a umidade relativa como sendo 60% e a respectiva temperatura de bulbo seco como 32°C. Portanto:

$$\Delta T = T_{externa} - T_{interna} = 32 - 4 = 28^\circ C$$

Agora temos todas as variáveis para calcular a penetração de calor na câmara através das paredes:

$$Q_1 = \frac{k \times A \times \Delta T}{L} = \frac{0,029 \times 59 \times 28}{0,1016} = 471,53W$$

O valor calculado está em Watts pois o coeficiente de condutibilidade térmica do material k, foi dado em W/m°C. Como toda a carga térmica é calculada para kcal precisamos converter este valor para kcal/h.

$$\begin{aligned} 1 \frac{kcal}{h} &\text{-----} 1,164W \\ X \frac{kcal}{h} &\text{-----} 471,53W \\ X \times 1,164 &= 1 \times 471,53 \\ X \times 1,164 &= 471,53 \\ X &= \frac{471,53}{1,164} = 405,10 \frac{kcal}{h} \end{aligned}$$

Verificamos que o resultado está dependendo de um tempo, precisamos portanto especificar que será calculado para 24h portanto:

$$Q_1 = 405,10 \times 24 = 9722,38kcal$$

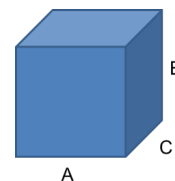
A parcela de penetração foi determinada como sendo 9722,38kcal.

Agora para realizar o cálculo da infiltração utilizamos a fórmula 2.3:

$$Q_2 = n \times V_{cam} \times q_{rem}$$

Nesta equação a única grandeza que podemos calcular é o volume da câmara as demais são tabeladas:

$$V_{câmara} = A \times B \times C = 4 \times 3 \times 2,5 = 30m^3$$



O valor de n pode ser encontrado utilizando o volume na tabela 10;

V câmara (m ³)	n	
	Ti < 0	Ti > 0
15	19,6	25,3
20	16,9	21,2
30	13,5	16,7
50	10,2	12,8
75	8,0	10,1
100	6,7	8,7
150	5,4	7,0

Sendo T_i (temp. interna) superior a 0°C (igual a 4°C), encontramos n como sendo 16,7 trocas de ar por dia.

Para encontramos o valor de q precisamos das tabelas 13 e 14. Sendo que novamente devemos considerar a temperatura interna como sendo maior do que 0°C, iremos nos concentrar na tabela 13 e cruzar os dados da seguinte forma:

Temp. interna °C	Temperatura do ar entrando (°C)									
	25			30			35		40	
	UR %									
	50	60	70	50	60	70	50	60	50	60
15	3.05	4.44	5.87	5.71	8.52	10.5	11.9	13.4	15.8	18.9
10	6.35	7.71	9.12	7.61	11.7	13.7	14.1	16.5	16.9	23.7
5	8.26	10.6	12.0	12.8	14.5	16.5	16.9	19.3	21.6	24.7
0	11.7	13.1	14.4	15.2	17.0	18.9	19.3	21.7	23.9	27.2

Utilizamos o retângulo vermelho para selecionar a temperatura de entrada do ar, 32 °C como não há esta temperatura utilizamos o caso imediatamente pior 35 °C. Em verde selecionamos a umidade relativa, 60%. Portanto sabemos que o “q” a ser utilizado está na coluna em verde dentro do retângulo vermelho. Para escolher o valor, cruzamos com a temperatura interna da câmara, neste caso foi utilizado 5°C por estar muito próximo dos 4°C especificados, em outros casos utilizaríamos o pior caso mais próximo (0°C). Portanto para os dados deste problema devemos selecionar $q=19,3 \text{ kcal/m}^3$, este valor depende das considerações realizadas pelo projetista.

Inserindo na equação os dados encontrados:

$$Q_2 = n \times V_{\text{câmara}} \times q_{\text{removido}} = 16,7 \times 30 \times 19,3 = 9669,30 \text{ kcal}$$

Neste caso o resultado já é em kcal, não necessitando realizar outras conversões ou multiplicações.

A próxima parcela a ser calculada é referente ao próprio produto, no caso exposto no enunciado temos apenas refrigeração, não há menção a congelamento e a temperatura de 4°C não possibilitaria este efeito, logo consideramos apenas o calor sensível:

$$Q_3 = m \times c \times \Delta T$$

Podemos encontrar o valor de c na primeira tabela utilizada, na linha calor específico $0,92 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$.

Em relação a diferença de temperatura sofrida pelo produto, o enunciado diz que o produto entra a 32°C, sendo assim, neste caso a diferença sofrida pelo produto é igual a diferença entre a temperatura de entrada do produto e o ambiente interno. Logo:

$$Q_3 = m \times c \times \Delta T = 960 \times 0,92 \times 28 = 24729,60 \text{ kcal}$$

Novamente, o resultado já está em kcal não exigindo nenhum trabalho adicional.

Precisamos agora calcular a parcela referente a iluminação. O problema nos diz que a potência de iluminação é de 10 W/m^2 , esta é a potência por área a ser iluminada (chão), como calculamos anteriormente a área do chão é de 12 m^2 logo:

$$P_{\text{iluminação}} = 10 \times A_{\text{chão}} = 10 \times 12 = 120 \text{ W}$$

Esta potência está em Watts, temos de converter para kcal:

$$\frac{120}{1,160} = 103,45 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

Pela equação do cálculo de carga de iluminação:

$$Q_4 = P_{iluminação} \times t = 103,45 \times 2 = 206,90kcal$$

Novamente resultado final em kcal não precisa maiores tratamentos.

Para o cálculo de calor gerado pelas pessoas na câmara utilizamos a equação 2.5:

$$Q_5 = p \times t \times q_{metabolismo}$$

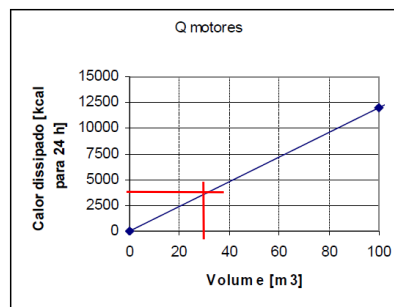
O número de pessoas e o tempo de permanência podem ser retirados do exercício, enquanto o calor do metabolismo precisa ser retirado da tabela 9, em que novamente utilizaremos a temperatura de 5°C por ser próxima da temperatura da câmara, sendo então o calor do metabolismo igual a 210kcal/h. O cálculo então fica:

Temperatura interna da câmara [°C]	calor dissipado [kcal/h]
+ 10	180
+ 5	210
0	235
- 5	260
-10	285
- 15	310
- 20	340
- 25	365

$$Q_5 = p \times t \times q_{metabolismo} = 1 \times 2 \times 210 = 420kcal$$

Este é o resultado final em kcal sem necessidade de maiores tratamentos.

No caso dos motores como ainda não foi determinado o motor a ser utilizado não podemos calcular através da potência deste, portanto utilizamos o método do gráfico:



O método do gráfico é visual e portanto possibilita grande diferença entre leitores. Neste caso, temos a metade entre duas escalas em x, teremos a metade entre duas escalas em y.

$$Q_6 = \frac{5000 + 2500}{2} = 3750kcal$$

Por último temos que considerar que uma vez que temos frutas e verduras refrigeradas teremos o metabolismo destas também, este sempre deverá ser considerado como sendo 500kcal/ton logo:

$$\begin{aligned} 500kcal & \text{ --- } 1000kg \\ Q_7kcal & \text{ --- } 960kg \\ Q_7 \times 1000 & = 500 \times 960 \\ Q_7 \times 1000 & = 480000 \\ Q_7 & = \frac{480000}{1000} = 480kcal \end{aligned}$$

Para sabermos o Q_{total} devemos somar todas as parcelas:

$$\begin{aligned} Q_{total} & = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 \\ Q_t & = 9722,38 + 9669,3 + 24729,6 + 206,9 + 420 + 3750 + 480 = 48979,18kcal \end{aligned}$$

Este é o calor que deve ser removido da câmara em 24h para que o produto chegue as condições de armazenamento e permaneça desta forma. Normalmente o sistema não permanece ligado durante 24h, portanto para que possamos saber a potência de refrigeração não é possível apenas dividir este valor por 24h, é preciso dividir pelo tempo que a máquina ficará ligada.

Para degelo natural (temperaturas acima de 0°C) podemos usar 16h, para degelo artificial usamos entre 18h a 20h dependendo do temperatura interna.

$$P_{\text{refrigeração}} = \frac{Q_t}{\text{Número de horas ligada}} = \frac{48979,18}{16} = 3061,14 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

Ou 12147,58 BTU/h ou 1,01TR, este é o resultado final. É importante lembrarmos que no caso do produto, se for congelamento, temos 3 etapas; calor sensível, latente e sensível novamente, sendo que os calores específicos do material congelado e refrigerado são diferentes.

Também é preciso lembra que caso o problema determine em quantas horas o produto deverá atingir a condição de armazenamento, precisamos corrigir a carga térmica referente ao produto. A carga que calculamos é a necessária para que o produto chegue a condição desejada. Como não há tempo associado utilizamos 24h o que quer dizer que o produto chegará a temperatura desejada em 24h após entrar a câmara, no entanto, em alguns casos precisa-se que isso seja feito em menos tempo, por exemplo 4h, neste caso utilizamos o seguinte cálculo;

$$Q_{\text{corrigido}} = \frac{Q_{\text{calculado}} \times 24}{\text{tempo desejado}} = \frac{Q_{\text{calculado}} \times 24}{4}$$

Neste caso a parcela a ser considerada para o produto deverá ser 6x maior do que a calculada para que na potência final tenhamos uma máquina capaz de realizar a refrigeração no tempo desejado.

2.6 Exercícios

1. Quais as principais parcelas de carga térmica de uma câmara fria?
2. Calcule qual é a energia (em kcal) que entra em uma câmara através de suas paredes, piso e teto durante 24 horas de funcionamento, considerando-se um isolamento de EPS de 100mm, temperatura externa de 32 °C e temperatura interna de 2 °C. A câmara tem as seguintes dimensões: 5m de largura por 2m de comprimento e 2,5m de altura. Considere a equação de Fourier no cálculo e que as trocas acontecem através de todas as 6 faces com mesmo diferencial de temperatura.
3. Uma câmara localizada em São José tem volume de 25 metros cúbicos e temperatura interna de 2 °C. Calcule qual é a carga térmica (em kcal) em 24h devido à infiltração de ar externo.
4. Considerando-se que uma pessoa fica 2 horas dentro da câmara durante as 24 horas, calcule qual é a carga térmica decorrente desse período de permanência em kcal.
5. Calcule qual é a energia removida para resfriar uma carga de 2000 kg de maçã que entra a 30 °C e é armazenada em 2 °C. Considere o calor específico da maçã como sendo 0,9kcal/kg.°C.
6. Para o problema 2, estime qual é a carga térmica em kcal decorrente da iluminação e do motor do forçador de ar interno, considerando-se que as lâmpadas ficam ligadas durante 3 horas diárias. Potência de iluminação igual 10W/m².

7. Calcule qual é a energia que deverá ser removida de uma carga de 500 kg de frango que entra em uma câmara a uma temperatura de 12 °C e é resfriado até a temperatura de -20 °C. Considere que a temperatura de congelamento do frango é de -2,8 °C, que o calor latente "L" de congelamento é de 59kcal/kg, o calor específico do frango antes do congelamento é de 0,79kcal/kg.°C e depois do congelamento é de 0,42kcal/kg.°C.
8. Estime a carga térmica de uma câmara para a seguinte situação: Uma empresa deseja resfriar uma quantidade diária de 1000kg de lixo. A Temperatura de entrada do produto de + 32 °C. Assumir uma taxa de iluminação de 10 W/m² (mínimo de 100W); pessoas = 1 pessoa durante 2 horas dentro da câmara; cidade de Florianópolis – São José. Escolher uma das três dimensões para a câmara: 5,00 x 2,00 x 2,50 ou 4,00 x 3,00 x 2,50 ou 5,00 x 3,00 x 2,50m.

Para os seguintes exercícios utilize as mesmas informações apresentadas no exercício 8, salvo quando indicado em contrário no problema.

9. Armazenagem de frutas. Temperatura de entrada do produto de + 28 °C. Movimento diário de 1080 kg.
10. Armazenagem de 1500kg de carne de movimento diário. Temperatura de entrada do produto de + 10 °C.
11. Armazenagem de 500 kg de peixe com gelo. Temperatura de entrada do produto de +10 °C.
12. Armazenar frango congelado. Temperatura de entrada do produto de +10 °C. Movimento diário de 600 kg. Temperatura de congelamento = -2,8 °C. Utilize os seguintes valores:

$$q_{lat} = 59 \text{ kcal/kg} \quad c_{antes\ cong} = 0,79 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C} \quad c_{depois\ cong} = 0,42 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$$
13. Uma câmara deverá ter dimensões de 5x4x2,5m para armazenagem de peixe com gelo. A temperatura de entrada do produto é de +10 °C.
14. Insolação - Considere os mesmos dados do exercício 8 incluindo insolação sobre o teto (cor média).
15. Correção do tempo de condicionamento. - No exercício 11 (peixe com gelo), se consultarmos uma tabela completa veremos que é recomendado um condicionamento em 18h. Corrija a carga térmica do produto utilizando o Q corrigido.

Noções de seleção de componentes de câmara frias

UNIDADE

3



Competências

Ao final do estudo desta unidade, você será capaz de:

- Compreender melhor a ligação entre os componentes de uma câmara fria, em especial os de refrigeração.
- Selecionar os componentes de uma câmara fria.
- Compreender a diferença entre sistemas Split e plug-in.

3 Noções de seleção de componentes para câmaras frias

Caro(a) estudante,

Nesta unidade apresentamos os principais componentes a serem selecionados em uma câmara frigorífica e a importância destes, mostraremos ainda, de forma simplificada como pode ser feita a seleção de cada um destes componentes.

Os métodos que vocês irão aprender aqui embora não sejam a única alternativa se tratam de uma forma bastante muito utilizada e simples.

Ao final do capítulo serão disponibilizados exercícios resolvidos e outros como tarefa, dessa forma o aluno poderá praticar os conceitos desenvolvidos e melhorar a compreensão destes.

3.1 Noções sobre câmaras modulares

As câmaras frias são utilizadas principalmente para conservação de produtos perecíveis, mas podem ser adaptadas agregando os acessórios adequados para aplicações especiais, tendo como exemplo:

- Câmara frigorífica para sementes (agrega desumidificador);
- Câmara frigorífica para amadurecimento artificial (agrega umidificador, rede de etileno, boca exaustora);
- Câmara frigorífica para cadáver ou Morgue (agrega estrutura para empilhamento e macas móveis);
- Câmara frigorífica para Ostras (agrega sistema de aspersão);
- Câmara frigorífica para ensaios climáticos (agrega refrigeração, aquecimento, umidificador, registro gráfico).

Embora muito utilizadas no passado e ainda presentes em alguns ramos da indústria, as câmaras em alvenaria, também chamadas de estacionárias, abrem espaço cada vez maior para o uso de painéis frigoríficos modulares.

O uso destes proporciona a construção de câmaras versáteis, de rápida construção e possibilidade de; ampliação, alterações e/ou transporte.

Uma câmara frigorífica (câmara fria) é composta basicamente por:

- Módulo frigorífico: Painel frigorífico (auto portante e desmontável) ou Alvenaria (requer paredes/laje para fixar o isolamento térmico);
- Porta frigorífica: Giratória, Correr, Guilhotina, entre outras;
- Equipamento de refrigeração: Split system (remoto) ou Plug-in (fixado na lateral da câmara);
- Acessórios: Cortina, Pallet, Estantes, Estrado, entre outros.

De forma geral, todos os componentes utilizados em uma câmara fria ou em seu interior, devem ser especificamente selecionadas para este uso. Especialmente ao se tratar de gêneros alimentícios, em que devem ser observadas instruções normativas de órgãos reguladores.

Em se tratando de câmaras de pequeno e médio porte, o mercado tem cada vez mais pedido pelo uso de câmaras modulares, em que o principal elemento é o uso de painéis frigoríficos modulares. O que proporciona a construção de câmaras versáteis, de rápida execução e possibilidade de; ampliação, alterações e/ou transporte. Nosso trabalho se concentrará neste tipo de equipamento, subdividindo-se conforme veremos a seguir:

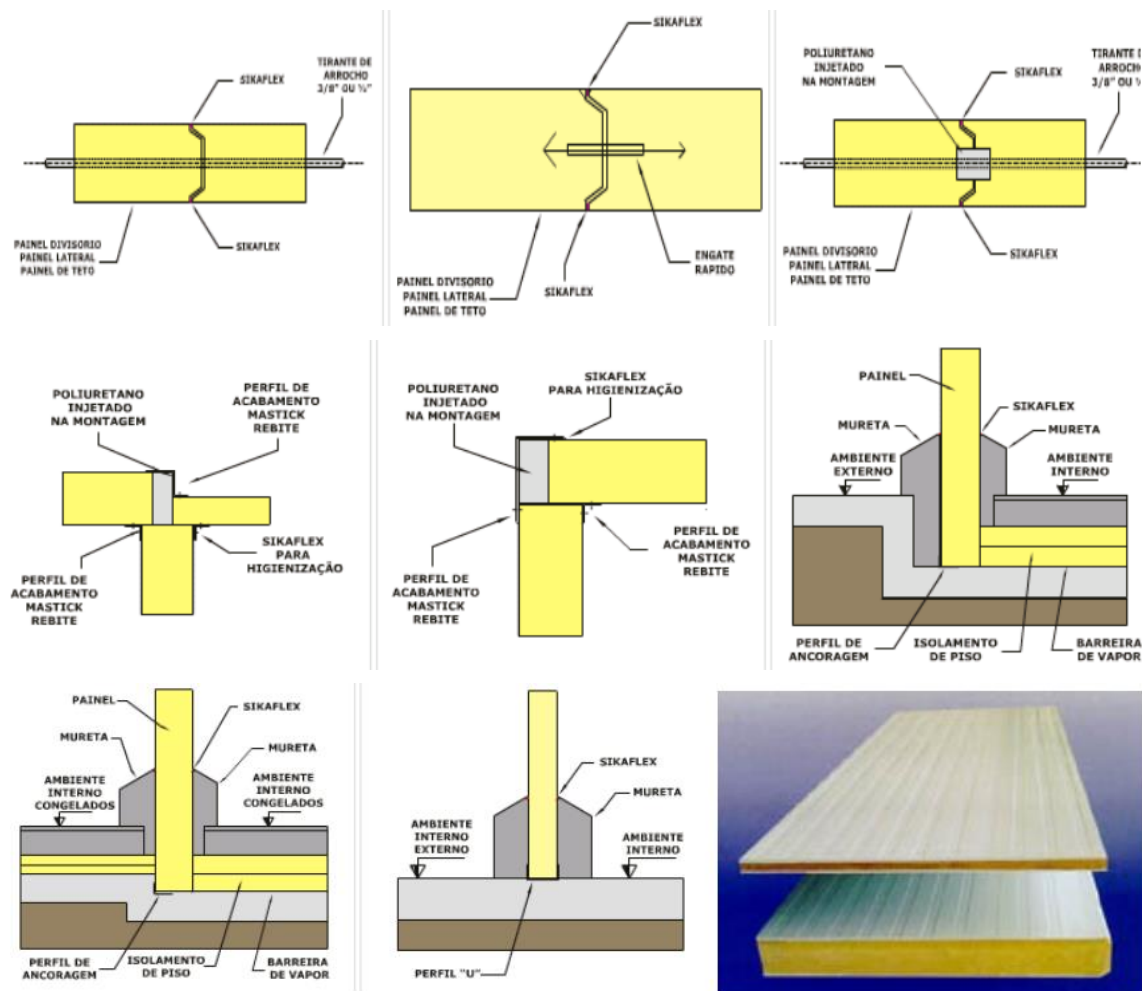
3.2 Módulo frigorífico

As paredes das câmaras frias do tipo modular podem ser de poliuretano ou de poliestireno dentre outros materiais que possam vir a ser utilizados. Os painéis, em sua maioria, possuem revestimento de chapas de aço galvanizado e pré-pintado com espessura de, 50mm, na cor branca, conformadas com desenho trapezoidal baixo. Sob encomenda poderão ser fornecidos painéis com outros materiais de revestimento, tais como: chapas galvanizadas com pintura de fundo, chapas de aço inoxidável, chapas de alumínio liso, pintado e chapas de plástico reforçadas com fibra de vidro.

Os modelos mais comuns possuem juntas do tipo Macho e fêmeo com perfil de recobrimento metálico da junta, caixas de junção com corpo de plástico e gancho em aço especialmente desenvolvido para e estruturação e estanqueidade, com aplicação de cordão de silicone pelo lado que corresponde à barreira de vapor. Entretanto, existe modelos mais modernos, especialmente utilizados em câmaras de pequeno porte, com sistema de conexão acoplados aos módulos, e com colunas para conexões de 90° entre placas.

Estes sistemas possuem montagem extremamente simplificada, mas possuem restrições dimensionais. Todos os tamanhos devem ser estipulados no momento do pedido, se houver a necessidade de implementação de câmaras fora dos tamanhos padrão, é preciso o uso de placas sob encomenda. Para o sistema mais comum, citado anteriormente é possível a realização de cortes nas placas para ajustes dimensionais, a seguir vemos imagens da montagem destes sistemas.

Figura 16 - Detalhe da montagem dos painéis de uma câmara



O poliuretano é uma Espuma rígida de poliuretano injetado com densidade média aparente de 38kg/m^3 . Coeficiente de condutibilidade térmica: $0,028\text{W/m}\cdot^\circ\text{K}$. Material com retardante à chama, classe R1, conforme norma NBR 1562 da ABNT. As Espessuras Padrão são de 50mm, 80mm, 100mm, 120mm, 150mm e 200mm podendo variar de acordo com o fabricante.

O vão máximo é a maior parede que pode ser montada com o simples uso de painéis modulares. Para construção de paredes maiores é preciso utilizar reforços mecânicos, tais como; vigas, colunas e paredes (metálicas ou em alvenaria).

Em algumas situações é economicamente mais vantajoso utilizar espessura maior do que a necessária para cumprir o vão máximo.

Abaixo podemos verificar as características mais importantes dos painéis em poliuretano (PUR), dá-se especial importância a largura padrão que é a largura dos painéis modulares, qualquer parede deve ser configurada através de múltiplos deste valor, ou será necessário realizar o corte de placas:

Tabela 15 - Características técnicas dos painéis em poliuretano (PUR)

Espessura (mm)	Largura padrão (mm)	PAINEL	
		AÇO PRP 0,5/AÇO PRP 0,5	
		PESO PRÓPRIO (kg/m ²)	VÃO MÁXIMO (mm)
50	1150	10,91	3460
80	1150	12,10	4820
100	1150	12,86	5560
120	1150	13,70	6180
150	1150	14,96	6980
200	1150	17,06	8100

As câmaras também podem ser construídas em painéis de Poliestireno expandido com densidade média aparente de 14kg/m³. Coeficiente de condutibilidade térmica: 0,040W/m.°K. Material com retardante à chama, conforme norma NBR 11 948 da ABNT. Para este material, uma vez que a condutibilidade térmica é maior, estão disponíveis as espessuras padrão: 50mm, 75mm, 100mm, 125mm, 150mm, 200mm e 250mm.

Tabela 16 - Características técnicas dos painéis em poliestireno (EPS)

Espessura (mm)	Largura padrão (mm)	PAINEL	
		AÇO PRP 0,5/AÇO PRP 0,5	
		PESO PRÓPRIO (kg/m ²)	VÃO MÁXIMO (mm)
50	1150	9,77	2810
75	1150	10,15	3630
100	1150	10,53	4400
125	1150	10,91	4990
150	1150	11,29	5680
200	1150	12,06	6650
250	1150	12,82	7520

A seleção de painéis deve ser realizada de acordo com as tabelas de seleção de espessura, diferenças entre fabricantes e qualidade de produtos são possíveis, mas os valores de transmissão térmica costumam ser bem próximos. O sistema de montagem também deve ser levado em conta e todos os acessórios de montagem devem ser escolhidos juntamente com os painéis, é devido a estas divergências na montagem que alterações e extensões de câmaras devem ser feitas com painéis dos mesmos modelos e fabricantes.

3.3 Porta frigorífica

Um dos elementos mais importantes para o funcionamento correto e eficiente de qualquer tipo de câmara fria ou frigorífica é a porta. Fabricada em medidas padronizadas ou sob medida, elas precisam demonstrar resistência, segurança, durabilidade e eficácia no isolamento.

De modo geral, a porta para câmara frigorífica precisa ser fabricada com revestimento de aço galvanizado que recebe um tratamento para aumentar a sua resistência à oxidação e facilita a sua pintura. Esta é quase sempre feita na cor branca.

Resumidamente, é possível definir a porta para câmara frigorífica em giratória ou de correr. A porta giratória é fixada por meio de dobradiças metálicas padronizadas e reforçadas. Já a porta de correr funciona por meio de um trilho que permite o seu deslizamento.

De qualquer forma, a porta para câmara frigorífica precisa obedecer a alguns critérios importantes para o seu funcionamento como um núcleo isolante determinado pelas normas da ABNT, vedações em borracha EPDM, parafusos em aço inox, entre outros. Também é possível que, de acordo com cada projeto, a porta para câmara frigorífica tenha diversas características opcionais. Dentre elas, estão soleiras para embutir produtos congelados, chapas de proteção, janelas de inspeção, além de sistemas de cadeados e sistemas de aquecimento no batente, especialmente importante em câmaras de baixa temperatura, em que a formação de gelo impede a abertura da porta.

Alguns modelos de porta giratória possuem painel acoplado, facilitando a montagem da câmara já que não exige o corte e montagem da desta. Nestes casos especificamente, é necessário que os painéis e a porta sejam do mesmo fabricante, nos demais casos é possível verificar se os componentes de fabricantes diferentes são compatíveis.

A escolha das portas deve levar em conta a aplicação, utilizando espessura semelhante a das paredes. A escolha entre portas de correr ou giratórias é feita de acordo com a necessidade. Portas de correr, em sua maioria, apresentam maior vão de abertura, mas exigem que a extensão da parede em que são instaladas possua ao menos o dobro da largura da porta escolhida e possuem custo mais elevado em relação as portas giratórias.

É no batente da porta que deve ser fixado sensor de abertura de porta, geralmente um sensor de fim de curso mecânico posicionado de maneira estratégica. Este sensor é responsável pelo acionamento da iluminação interna, mas também pode ativar outros equipamentos, como uma cortina de ar, aviso sonoro, etc...

É importante que haja uma maneira clara de identificar se existem funcionários dentro da câmara, e, sempre que possível deve ser disponibilizada forma de abertura interna, hipotermia, morte e asfixia são riscos se não forem tomadas estas providencias.

3.4 Equipamentos de refrigeração

O equipamento de refrigeração permite selecionar a temperatura de trabalho (set point) numa faixa entre + 20°C até - 45°C. Temperaturas inferiores a - 45°C podem ser atingidas mediante a utilização do equipamento em sistema cascata, ou seja, o primeiro estágio refrigera o segundo estágio, que por sua vez mantém a temperatura da câmara dentro do pretendido.

Compreendem o equipamento de refrigeração diversos itens, dentre os quais destaca-se:

- Unidade evaporadora;
- Unidade condensadora;
- Válvula de expansão;
- Controlador;
- Válvulas solenoides;
- Visor de líquido;
- Filtro secador;
- Tubulações.

As câmaras são utilizadas principalmente para conservação de produtos perecíveis, mas podem ser adaptadas agregando os acessórios adequados para aplicações especiais, tais como: Câmara frigorífica para sementes (agrega desumidificador), Câmara frigorífica para amadurecimento artificial (agrega umidificador, rede de etileno, boca exaustora), Câmara frigorífica para cadáver ou Morgue (agrega estrutura para empilhamento e macas móveis), Câmara frigorífica para Ostras (agrega sistema de aspersão), Câmara frigorífica para ensaios climáticos (agrega refrigeração, aquecimento, umidificador, registro gráfico), Entre outras opções.

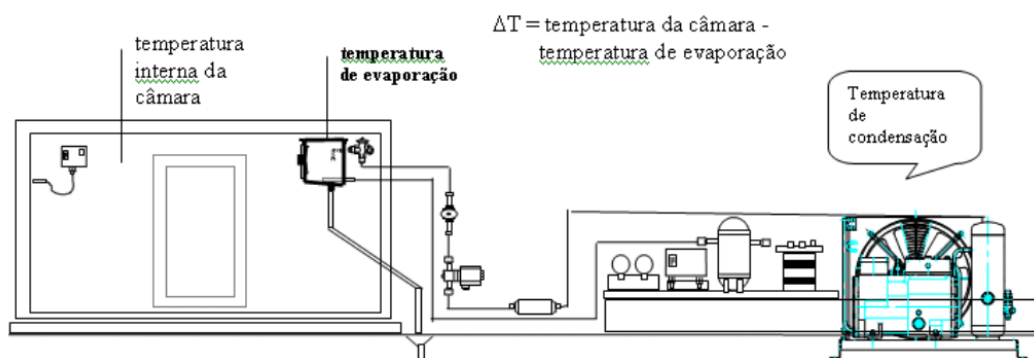
Os equipamentos de refrigeração utilizados em câmaras frias se dividem em dois tipos principais:

- Plug-in (fixado na lateral da câmara) - Tem o sistema de refrigeração acoplado, parecido com um aparelho de ar condicionado do tipo janela, o que facilita a instalação, não exigindo o uso de soldas, vácuo e carga de gás na instalação. O comprimento máximo de 1 metro da tubulação de fluido refrigerante e o projeto otimizado do sistema de compressão e condensação torna o plug-in mais eficiente para as pequenas aplicações.

- Split system (remoto) – Equipamento convencional, composto por; evaporadores, unidade condensadora, dispositivo de expansão, visor de líquido, filtros secadores, filtro de líquidos, presostatos, dentro outros componentes. Alguns dos componentes podem ser selecionados em conjunto, mas é possível realizar a seleção de cada componente.

Em sua vasta maioria, para seleção dos equipamentos, além da carga térmica é preciso levar em conta a temperatura de evaporação que será função da diferença de temperatura (ΔT) entre o ar da câmara e o refrigerante que circula no evaporador, é esta temperatura de evaporação que determina a umidade relativa dentro da câmara.

Figura 17 - Diagrama de obtenção da temperatura de evaporação



A umidade relativa é função do ΔT estabelecido no evaporador: O ΔT mais utilizado é de 6 °C. Na tabela a seguir temos valores de umidade relativa para evaporadores com convecção forçada.

Figura 18 - Relação entre Temperatura de evaporação e Umidade relativa

ΔT [°C]	UR[%]
4 – 5	90 – 95
5 – 6	85 – 95
6 – 9	80 – 85
9 – 12	75

É preciso definir primeiro, no entanto, qual a umidade relativa que se deve utilizar na câmara frigorífica. Valores práticos para a umidade relativa estão indicados na tabela abaixo:

Figura 19 - Temperaturas de evaporação em função do produto

ΔT [°C]	Tipo de Produto	UR[%]
4 – 4	Ovos, manteiga, queijo, legumes, peixe fresco	90 – 95
5 – 6	Carnes cortadas, frutas	85 – 95
6 – 9	Carne em carcaça, frutas com casca dura	80 – 85
9 – 12	Enlatados, produtos embalados que tem coberturas de proteção	75

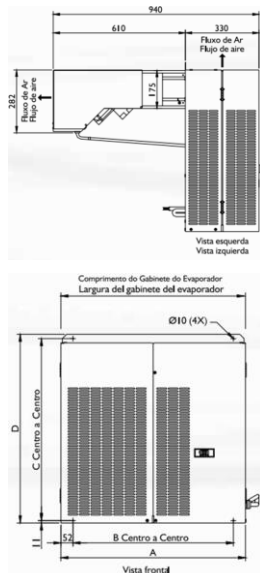
Lembre-se: Quanto maior o ΔT ($T_{interna} - T_{evaporação}$) maior será a desumidificação \Rightarrow umidade relativa menor. Para obtermos umidades relativas altas dentro da câmara precisamos de um ΔT pequeno o que infere em tamanho maior do evaporador e maior custo.

A seguir discorreremos sobre os componentes de uma câmara frigorífica e a forma de seleção de cada um destes.

3.4.1 Equipamentos do tipo Plug-in

O Plug-in ou Monobloco frigorífico consiste na extensão do conceito de ar condicionado de janela para aplicação em câmaras frigoríficas. Os componentes agrupados em um único chassis, são montados e testados de fábrica, é de fácil instalação pois basta encaixá-lo na abertura da parede da câmara e conectar a alimentação elétrica.

As dimensões do equipamento, assim como peso e locais de fixação podem ser encontradas no manual do fabricante e são importantes para determinação da instalação e verificação da necessidade de reforços mecânicos.



Vantagens

Equipamentos autônomos de fácil instalação, diminuem o consumo de energia e custos com manutenção, Permitem ainda, a alternativa de dois ou mais equipamentos em cada câmara, garantindo maior eficiência e segurança. Saem da fábrica testados e funcionando dispensando projeto e interligação entre o condensador e o evaporador com tubulações, soldas e carga de fluido refrigerante no local, o que faz com que o risco de vazamentos seja praticamente nulo.

Adaptável a qualquer tipo de instalação frigorífica e as mais variadas aplicações, pequeno, médio ou grande porte.

Desvantagens

A constituição em monobloco torna a manutenção e alteração do equipamento mais complexa. Além disso, é principalmente utilizado em câmaras de pequeno e médio porte devido a disposição limitada de modelos e capacidades. Muitos equipamentos não possibilitam a adição de acessórios especiais que adicionam capacidades especiais.

A seleção destes equipamentos é simplificada, em geral deve ser levada em consideração a temperatura de evaporação e/ou temperatura interna, de acordo com o fabricante, e a carga térmica. Para equipamentos de pequeno porte, é preciso ainda verificar o volume máximo de refrigeração que o equipamento permite.

Vamos analisar o manual para seleção de um equipamento da Heatcraft da linha Euromon. Para isso propomos uma câmara para conservação de carnes congeladas, com temperatura interna de -18°C e capacidade térmica de 1200 kcal/h, as dimensões da câmara são reduzidas, (2x2x2,5)m.

O primeiro passo na seleção do equipamento é a verificação da nomenclatura que o equipamento utiliza, para isso localizamos no manual a tabela relacionada:

Figura 20 - Cópia da tabela de nomenclatura de Monoblocos frigoríficos de 3/8 a 2HP da linha Euromon

B	P	N	004	H	2	G
Modelo	Package Unit	Aplicação Aplicación	HP Equivalente	Faixa de Temperatura Rango de Temperatura	Refrigerante	Tensão, Fases e Frequência Tensión, Fases y Frecuencia
B = BOHN	Compressor Hermético Compressor Hermético	N = Interno	004 = 3/8 HP	H = Média/Alta	2 = R-22	B = 220V-1F-60Hz
			005 = 1/2 HP			G = 220V-1F-60Hz
			008 = 3/4 HP			C = 220V-3F-50/60Hz
			010 = 1 HP	L = Baixa	6 = R-404A	D = 380V-3F-50/60Hz
			015 = 1 1/2 HP			H = 220V-1F-50Hz
			020 = 2 HP			

Vemos na ilustração da tabela, que todos os aspectos do produto já estarão relacionados no modelo, portanto se o modelo for totalmente definido, não há necessidade de maiores explicações junto ao pedido.

Após compreender como deve ser realizada a nomenclatura do produto, devemos procurar uma tabela que relacione a capacidade térmica do produto com os modelos disponíveis, abaixo vemos a tabela de seleção do produto.

Figura 21 - Tabelas de seleção do equipamento plug-in Euromon de 3/8 a 2HP

Alta temperatura				Baixa Temperatura			
<ul style="list-style-type: none"> • Temperatura interna de a câmara: 2°C • Temperatura ambiente exterior: 35°C • Isolamento: Poliuretano 70mm / Poliestireno 100mm 				<ul style="list-style-type: none"> • Temperatura interna de la câmara: -18 °C • Temperatura ambiente exterior: 35 °C • Aislamiento: Poliuretano 70mm / Poliestireno 100mm 			
Modelo			BPN004H2*	BPN005H2*	BPN008H6*	BPN010H6*	BPN015H2*
Capacidade/ Capacidad		kcal/h	775	1050	1425	1675	1960
Compressor/ Compresor	(nominal)	HP	3/8	1/2	3/4	1	1 1/2
Volume de Câmara Volumen de Cámara	(máximo)	m³	7	11	17	21,5	27,5
Vazão de ar do Evaporador Caudal de aire del evaporador		m³/h	595	595	1156	1154	1054
230V/1F/60Hz	RLA	A	3,4	5,8	6,9	6,3	8,1
220/3F/60Hz	RLA	A	-	-	-	-	4,9
380/3F/60Hz	RLA	A	-	-	-	-	2,8
Modelo			BPN008L6*	BPN015L6*	BPN020L6*		
Capacidade/ Capacidad		kcal/h	552	1160	1350		
Compressor/ Compresor	(nominal)	HP	3/4	1 1/2	2		
Volume de Câmara Volumen de Cámara	(máximo)	m³	5	14	20		
Vazão de ar do Evaporador Caudal de aire del evaporador		m³/h	595	1156	1156		
230V/1F/60Hz	RLA	A	6,3	11,2	14,4		
220/3F/60Hz	RLA	A	-	8,2	9,4		
380/3F/60Hz	RLA	A	-	4,7	3,9		

Deve-se sempre verificar a tabela de nomenclatura para especificar o equipamento de maneira correta, e quais os dados que a tabela de seleção exige, em alguns casos é usada a temperatura de evaporação, em outros o fabricante utiliza o $\Delta T = 6^\circ\text{C}$ e podemos utilizar a temperatura interna, a potência de refrigeração pode estar em outra unidade, como Watts, BTU/h ou TR.

Conforme observamos, existem duas tabelas de seleção de equipamentos neste fabricante, uma para baixas temperaturas (temperaturas internas inferiores a 2°C e limitadas a -18°C) e outra para altas temperaturas (com limitação em 2°C). No nosso caso temos temperatura interna de -18°C (este fabricante não utiliza a temperatura de evaporação para seleção, mas outros fabricantes podem utilizar este dado), esta é a temperatura mínima alcançada pelos equipamentos de baixa temperatura, portanto podemos utilizar estes. A capacidade de 1200 kcal/h nos obriga a selecionar o equipamento BPN020L6*, comparando este modelo a tabela de nomenclatura vemos que:

B – Modelo Bohn;

P – Unidade do tipo compressor hermético;

N – Aplicação interna (não deve ser exposto a ambiente externo com incidência de chuvas e sol);

020 – Potência equivalente de 2HP;

L – Faixa de temperatura Baixa;

6 – Fluido refrigerante R-404A;

* – Tensão de trabalho a ser definida, no nosso caso trabalhamos apenas com 220V 1F 60Hz, ou 380V 3F 60Hz, portanto poderíamos utilizar B ou D para nossa aplicação.

É pedida novamente atenção para o fato de que com isso, o modelo estaria completamente definido, sendo especificada a capacidade e a ligação elétrica do equipamento, outros fabricantes podem adicionar mais letras para definição de acessórios.

Por último, devemos verificar se o volume máximo da câmara é atendido, no nosso caso temos (2x2x2,5)m logo, temos volume de trabalho de 10m^3 , muito abaixo dos 20m^3 de limite, portanto o equipamento é adequado.

3.4.2 Evaporador

No caso de utilização de equipamentos do tipo Split System, é preciso realizar a seleção individual de cada componente, conforme já foi visto anteriormente, fazemos esta seleção de forma a garantir que a carga térmica mínima necessária no interior da câmara seja atingida, por isso, o primeiro equipamento a ser selecionado deve ser o evaporador.

O primeiro passo para seleção do evaporador é estabelecer a umidade relativa para a câmara e através desta e da temperatura interna desejada, determinar qual a temperatura de evaporação a ser utilizada.

Quanto ao cálculo de carga térmica, observamos que o tipo de degelo está associado à temperatura de evaporação do refrigerante. Temperaturas de evaporação abaixo de zero provocam o congelamento da unidade no evaporador. Este congelamento bloqueia a serpentina, na maioria dos novos sistemas o controlador da câmara (CLP) possui um sensor de temperatura para verificar o fim do degelo. Em geral são programadas paradas da máquina para degelo e o final do degelo pode ser realizado por temperatura (sensor próximo a serpentina) ou por tempo programado previamente no controlador. Os dois principais tipos de evaporadores são: Degelo natural e Degelo artificial (geralmente com resistência elétrica ou gás quente).

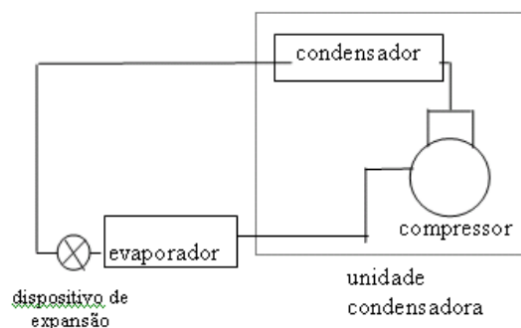
A seleção de evaporadores também deve levar em conta a tabela de nomenclaturas do fabricante e deve ser observada de forma minuciosa, quais os dados utilizados para seleção do equipamento. Em geral, utiliza-se a capacidade térmica, a temperatura de evaporação e o tipo de degelo. Sendo que, em alguns modelos o tipo de degelo pode ser determinado posteriormente, facilitando ainda mais a seleção. Caso a capacidade térmica necessária não seja encontrada, deve ser utilizado o valor mais próximo, desde que esteja acima do mínimo calculado.

Na secção 3.6 Exercícios Resolvidos, podemos verificar todo o processo de seleção de equipamentos, detalhando os passos a serem tomados.

3.4.3 Unidade Condensadora

A unidade condensadora compreende o conjunto compressor-condensador e no caso dos modelos Coldex-Frigor como o do lab. de refrigeração de RAC outros acessórios.

Figura 22 - Componentes da Unidade Condensadora



Sabemos que o desempenho do compressor e do condensador são afetados pela temperatura de evaporação e pela temperatura de condensação, que irão definir pressões de condensação e evaporação correspondentes, você pode determinar estas pressões no diagrama p-h do refrigerante.

Degelo Elétrico:

Durante o período de degelo, as resistências são acionadas para derreter o gelo formado na serpentina. Como as resistências são instaladas atrás da serpentina, em média, somente 30% deste calor é utilizado na operação de degelo, sendo que os outros 70% são dispersos na câmara fria, aumentando a carga térmica e forçando o sistema de refrigeração a operar em um regime mais intenso.

Como esta transferência térmica não é eficiente, é necessário que o sistema permaneça desligado por muito tempo durante os períodos de degelo (em média 30 minutos por degelo).

Degelo a Gás Quente:

O processo de degelo a gás quente consiste em desviar o vapor superaquecido proveniente da descarga do compressor (alta pressão e alta temperatura) para o evaporador, realizando o degelo de dentro pra fora da serpentina. A principal vantagem é a economia de energia, aproximadamente 70% do calor do degelo é direcionado à camada de gelo, tendo apenas 30% desta energia térmica dispersa na câmara, permitindo que os processos de degelo sejam mais curtos (em média, 10 minutos por degelo).

Para o caso dos condensadores resfriados a ar, a capacidade da unidade condensadora é função direta da temperatura de bulbo seco do ar ambiente. Assim teremos que definir os seguintes parâmetros para selecionarmos a unidade condensadora mais adequada:

Tabela 17 - Obtenção das variáveis para determinação da unidade condensadora

Variável	Obtenção
Capacidade da unidade condensadora em kcal/h	Definida quando se calcula a carga térmica para a câmara frigorífica. Para a unidade condensadora usa-se a capacidade encontrada no evaporador para que haja um casamento de cargas e o sistema funcione corretamente
Temperatura de evaporação em °C	Definido em função da umidade relativa que você quer dentro da câmara (ΔT no evaporador) e da temperatura dentro da câmara
Temperatura de condensação em °C	No caso de condensadores a ar escolhemos esta temperatura entre 40 e 45 °C. Esta temperatura estará em torno de 5 a 7°C acima da temperatura ambiente de projeto de verão
Temperatura ambiente de verão	Valores tabelados, para Florianópolis TBS = 32°C

Obs: quando selecionamos a unidade condensadora em separado do compressor devemos considerar a capacidade do condensador como igual a carga térmica calculada mais o calor ganho no compressor. Para compressores abertos a capacidade do condensador deve ser cerca de 30 % maior do que a capacidade do evaporador

Capac. do condensador = capac. do evaporador + ganho de calor no compressor

Através das variáveis obtidas devemos selecionar o equipamento nas tabelas de seleção do manual do fabricante, este processo poderá ser visto na seção 3.6 Exercícios Resolvidos.

3.4.4 Válvula expansão

A válvula de expansão mais utilizada em câmaras frigoríficas é a válvula de expansão termostática. O tipo de equalização (interna ou externa) deverá ser definido em função do evaporador selecionado. A seleção da válvula é função da capacidade requerida (carga térmica) e da temperatura de evaporação e de condensação em que deverá operar, além do tipo de refrigerante utilizado no sistema. A capacidade que aparece indicada na válvula é denominada de capacidade nominal, para definir a capacidade real da válvula é preciso definir a temperatura de evaporação e de condensação em que a válvula opera e consultar o catálogo da válvula.

A válvula de expansão com equalização externa deverá ser utilizada quando a perda de carga no evaporador for significativa. Neste caso a temperatura (t_{er}) na saída do evaporador por conta da queda de pressão é menor do que a temperatura de evaporação após a saída, orifício da válvula (t_e). Como o bulbo sensor está medindo a temperatura na saída do evaporador (t_{er}) que está mais baixa, caso se utilize equalização interna a válvula só vai abrir com um superaquecimento maior para compensar a perda de carga no evaporador.

O efeito final é um superaquecimento exagerado que é obtido com o evaporador operando mais a seco do que o normal. Este efeito provoca a redução da capacidade do evaporador e por fim da eficiência da máquina (COP). Por esta razão deve-se utilizar a válvula correta.

Para distinguir uma válvula com equalização externa é só observar a presença do equalizador externo – tubo capilar – que é ligado no corpo da válvula e na tubulação na saída do evaporador.

Nas câmaras frigoríficas como em outros equipamentos de refrigeração e ar condicionado existe uma tendência de busca de eficiência. As unidades plug-in que já incorporam um controlador programável (CLP) são uma resposta a esta tendência. Existe a possibilidade de se utilizar válvulas eletrônicas ao invés de válvulas de expansão termostáticas.

As válvulas eletrônicas controlam a temperatura na saída do evaporador através de um sensor eletrônico (Pt-100 ou termistor). Não há necessidade de leitura de pressão, uma queda na temperatura na saída da válvula indica excesso de líquido provocando o fechamento da válvula. Nas unidades tipo Chiller estas válvulas já são utilizadas porque o custo das válvulas não é significativo, ao contrário das câmaras em que ainda representa um custo exorbitante. O uso das válvulas eletrônicas permite superaquecimentos da ordem de 2 °C em comparação com o superaquecimento usual de uma válvula mecânica termostática que é da ordem de 7 °C. Ou seja, com as válvulas eletrônicas o evaporador é melhor aproveitado.

Como citado anteriormente vimos que a capacidade nominal da válvula não representa o valor real em operação. Exemplo: Válvula = TAD 0,4 (equalização interna) - Fluido = R134a Capacidade nominal = 0,4 TR. Observe que a capacidade da válvula varia com as condições de operação.

Tabela 18 - Capacidade corrigida de acordo com a temperatura de evaporação

Capacidade em TR para Tc = + 35°C			
Te = + 0°C	-10 °C	-20 °C	-30 °C
0,4	0,3	0,3	0,2

A escolha de uma válvula de expansão com capacidade muito maior ou menor que a da instalação (compressor/evaporador/condensador) pode resultar em operação deficiente. Uma válvula excessivamente grande pode inundar o evaporador, com risco de golpe de líquido para o compressor. Uma válvula de capacidade menor do que a capacidade do sistema alimenta com deficiência o evaporador, produzindo uma condição de equilíbrio de baixa pressão de evaporação (o compressor succiona bem mais do que a válvula fornece de refrigerante), o que reduz a capacidade do sistema e pode comprometer o funcionamento da câmara no verão – temperatura de conservação do produto. Em alguns casos se a diferença for muito grande o pressostato de baixa pode ser acionado e o sistema não consegue operar.

A pressão de condensação é influenciada pelas condições ambientais. No Verão a tendência é o sistema operar com pressões de condensação mais altas tanto na condensação a água quanto na condensação a ar. O COP do sistema é menor no verão.

No inverno há um aumento do rendimento pela queda da pressão de condensação, no entanto se a pressão de condensação cair demasiadamente pode vir a interferir no funcionamento da válvula de expansão. A válvula passa a liberar menos refrigerante do que o sistema necessita podendo levar ao desarme do sistema. Para evitar este inconveniente é comum controlar a pressão de condensação do sistema. Nos sistemas com condensação a ar controlam-se os ventiladores dos condensadores e nos sistemas a água regula-se através de uma válvula a quantidade de água que entra no condensador mantendo a pressão de condensação dentro dos limites admissíveis.

Não é rara a ocorrência de alimentação deficiente da válvula de expansão em virtude da ocorrência de vapor na entrada da válvula (bolhas). Este vapor prejudica a passagem da quantidade certa de refrigerante para o evaporador reduzindo a sua capacidade. A principal razão para esta ocorrência é a falta de fluido. Mas outros problemas podem influenciar, como por exemplo, o bloqueio do filtro secador que provoca uma expansão do fluido antes de chegar a válvula.

De forma generalizada, podemos realizar a seleção da válvula verificando o refrigerante a ser utilizado, as temperaturas de evaporação e externa, além da capacidade de refrigeração. É importante verificar na tabela de seleção do equipamento de que forma estas variáveis se relacionam e quais são as unidades. Na seção 3.6 Exercício Resolvido é possível verificar de que forma isso ocorre.

3.4.5 Controlador

O controlador de uma câmara frigorífica serve para realizar a automação de todas as funções dos equipamentos, ele recebe os sinais de entrada dos sensores de temperatura e por vezes, degelo e realiza o controle das saídas de acordo com o determinado pela configuração realizada.

Existem controladores cujas saídas são dependentes das entradas, são monitoradas as temperaturas interna e/ou externa assim como a formação de gelo para determinar o acionamento dos equipamentos e do degelo, em outras estas funções são realizadas de acordo com temporizadores internos.

A seleção do equipamento a ser utilizado depende do projetista e das necessidades do projeto, por vezes, o custo também é fator determinante nesta seleção. Juntamente ao controlador devem ser selecionados os sensores, contadores, e outros elementos necessários ao funcionamento do sistema.

Em geral o controlador é posicionado em um quadro de comando acessível ao operador, geralmente acima da porta de entrada no lado externo da câmara.

3.4.6 Válvulas solenoides

A válvula solenoide serve para controle do fluxo de fluido ao longo do sistema. Seu comando é realizado pelo controlador. É um elemento de baixa complexidade de seleção, em geral pode ser selecionado de acordo com o diâmetro da linha em que instalado (linha de líquido), a capacidade também deve ser considerada, mas por ser uma chave simples, é comum que a capacidade esteja muito acima da necessária para a linhas em que é instalada.

Na seção 3.6 Exercício Resolvido, veja um exemplo de sua seleção.

3.4.7 Visor de Líquido

O visor de líquido é um dos elementos mais simples do sistema inteiro, é basicamente uma parte do duto desenvolvida para uma visualização rápida do estado do fluido refrigerante no sistema. Indica a presença de umidade através da mudança de coloração, sendo que a umidade aceitável será indicada pela cor verde e a cor amarela indicará que o sistema está saturado.

Quando o indicador de umidade indicar (amarelo), o filtro secador deverá ser trocado. Indica ainda a presença de gases incondensáveis, falta de fluido refrigerante e possível obstrução do filtro secador.

A seleção pode ser feita levando-se em conta o diâmetro da linha em que é instalado (linha de líquido).

3.4.8 Filtro secador

Filtros secadores são componentes instalados em sistema de refrigeração com a função de reter a umidade e partículas sólidas. São construídos em cobre ou ferro. Internamente possui uma tela grossa na entrada e uma tela fina na saída, entre as telas são colocados dessecantes que podem ser molecular Sieves ou sílica-gel que absorvem umidade em um sistema de refrigeração.

O filtro deve ser instalado na posição vertical com a saída para baixo. Quando esta posição não for possível, pode-se montá-lo na horizontal, porém jamais deve ser montado na vertical com a saída para cima.

O filtro secador exerce duas funções de suma importância para o bom funcionamento de um sistema de refrigeração:

- retém partículas de sujeira que em circulação no circuito poderiam causar obstrução ou danos as partes mecânicas do compressor;
- absorve a umidade residual do circuito que porventura não tenha sido removida pelo vácuo, evitando todos os danos que causam no sistema como formação de ácidos, corrosão aumento de pressões, congelamentos com conseqüente obstrução do sistema

Com o surgimento de diversos fluidos refrigerantes alternativos, várias opções de filtros secadores foram desenvolvidas. Deve ser escolhido de acordo com sua aplicação, levando em conta fluido refrigerante, pressões de trabalho e fluxo de massa.

3.4.9 Tubulações

Deverão ser definidos os diâmetros das linhas de vapor (linha de baixa pressão - sucção) e de líquido (linha de alta - entrada do evaporador). O diâmetro destas linhas é função da perda de carga (queda de pressão) nos trechos retos de tubulação e também nos acessórios utilizados que provocam perdas de carga localizadas.

A definição do comprimento equivalente das redes só é possível após a conclusão do leiaute da instalação – disposição dos equipamentos, para efeito de estudo, no entanto, adotaremos um comprimento equivalente para a sucção e para a linha de líquido que permitirá o dimensionamento das redes. O principal problema advindo de um mal dimensionamento de rede é a queda de rendimento do sistema, como dito na introdução da apostila manda a boa técnica que além de se obter frio deve-se manter a eficiência do sistema. Além do diâmetro correto da tubulação é necessário lembrar que o traçado (disposição) da rede também é importante para que se garanta o retorno de óleo ao compressor. Este item não foi abordado nesta apostila.

Além do comprimento em tubulação reta, é preciso verificar que cada, acessório, curva ou outras peças especiais causa também uma perda de carga, influenciando portanto no diâmetro a ser escolhido para as tubulações. Visando simplificar a seleção, existem correlações entre a perda de carga causadas por estes elementos e a perda de carga em tubulações retas, portanto, deve-se verificar a equivalência em linha reta para cada componentes ligado a tubulação, visando identificar o correto comprimento equivalente. Abaixo vemos uma tabela que demonstra a relação entre a carga, comprimento equivalente da linha e temperatura de evaporação para determinação da linha de sucção.

Tabela 19 - Diâmetro da linha de sucção para R-22

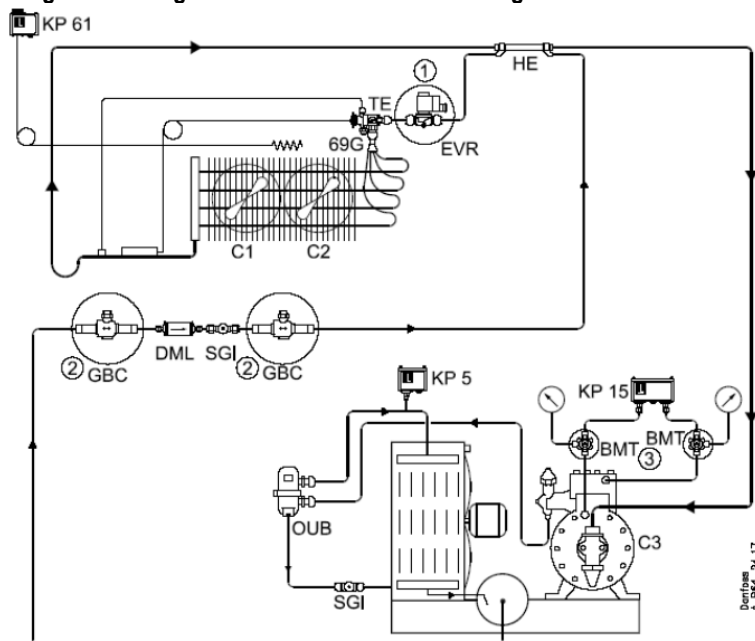
capac evap. kcal/h	Linha de sucção Ø externo em polegadas - tubo de cobre											
	Diâmetro da linha de sucção temperatura de sucção (°C)											
	4,5 °C						-6,5 °C					
	7,5m	15m	22,5m	30m	45,5 m	60m	7,5m	15m	22,5 m	30m	45,5 m	60m
250	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8
750	3/8	3/8	3/8	1/2	1/2	1/2	3/8	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8
1000	3/8	3/8	1/2	1/2	1/2	1/2	3/8	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8
1500	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8	5/8
2250	1/2	5/8	5/8	5/8	7/8	7/8	1/2	5/8	5/8	5/8	7/8	7/8

Na seção 3.6 Exercício Resolvido veremos como determinar de forma prática e rápida os diâmetros das linhas de sucção e líquido.

3.4.10 Funcionamento dos equipamentos

Abaixo vemos um diagrama unifilar de um sistema de refrigeração para câmara fria, em seguida temos uma explicação do funcionamento deste sistema.

Figura 23 - Diagrama unifilar de uma câmara frigorífica



O sistema opera comandado pelo termostato KP-61 que controla a temperatura interna da câmara, com a utilização de pump-down que é o recolhimento automático do fluido refrigerante para o tanque de líquido na parada do sistema.

O que caracteriza o sistema com recolhimento é a presença da válvula solenóide (EVR). A válvula solenóide está conectada em série com o termostato da câmara (KP-61). Esta solenóide é do tipo normalmente fechada, ou seja, quando desenergizada ela permanece fechada.

Quando a temperatura da câmara começa a subir ultrapassando o setpoint regulado no termostato da câmara o contato do termostato fecha energizando a solenóide e forçando a sua abertura permitindo a passagem de fluido refrigerante vindo do tanque de líquido para a válvula de expansão, neste caso a linha de baixa é pressurizada (sucção) permitindo o funcionamento do compressor.

Em caso contrário, quando a temperatura começa a baixar excessivamente o termostato irá abrir o seu contato e desenergizar a válvula solenóide que se fecha. Com o fechamento da válvula solenóide o fluido refrigerante é bloqueado, mas o compressor continua operando fazendo com que a pressão de baixa do sistema diminua se aproximando do vácuo. O pressostato de baixa então desarma abrindo um contato e desligando o compressor. Neste intervalo o fluido refrigerante foi quase totalmente recolhido para o tanque de líquido.

Observe que o pressostato KP-15 está continuamente monitorando as pressões de alta e de baixa do compressor. Neste esquema com pump-down (recolhimento) o pressostato de baixa rearma automaticamente, ou seja, se a pressão de baixa estiver em níveis normais ela libera a entrada do compressor. Já o pressostato de alta é do tipo com rearme manual, a princípio no caso de desarme do pressostato de alta o técnico rearma manualmente este pressostato e liga novamente o sistema. Em caso de persistir o desarme deverá ser verificado o problema que está provocando o aumento excessivo da pressão de alta, por exemplo, queima do ventilador do condensador ou condensador bloqueado. O pressostato de óleo só irá ser instalado nos sistemas que possuem compressores com lubrificação forçada, que são os modelos geralmente encontrados nos sistemas comerciais utilizados em supermercados.

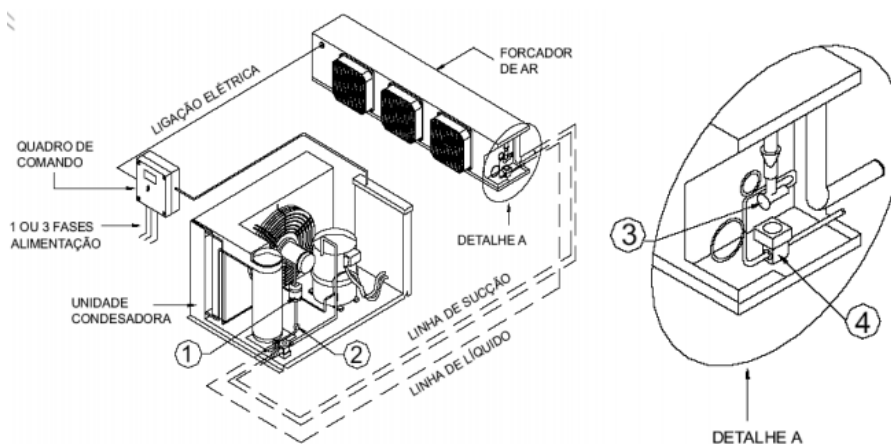
O filtro secador (DML) e o visor de líquido e indicador de umidade (SGI) estão isolados por duas válvulas de bloqueio manual (GBC), esta montagem facilita a eventual troca de um destes componentes, por exemplo, em uma troca de compressor.

O **trocador de calor intermediário (HE)** está conectando a linha de sucção (fria) com a linha de líquido (quente) da mesma forma que ocorre no refrigerador doméstico onde o tubo capilar passa por dentro do tubo de sucção. Esta montagem não é muito comum nas instalações de refrigeração, o resultado é o aumento do superaquecimento do gás frio (sucção do compressor) e o aumento do subresfriamento do líquido quente que vai para a válvula de expansão. O objetivo com este tipo de trocador é garantir o subresfriamento do líquido e aumentar o COP (eficiência do sistema).

A **válvula de expansão (TE)** indicada no esquema anterior é do tipo termostática com equalização externa, observe que saem dois tubos capilares da válvula, um que está ligado ao bulbo sensor para medição da temperatura na saída do evaporador e outro para ligação da equalização externa (tomada de pressão).

O **separador de óleo (OUB)** é responsável por retirar o óleo que é arrastado no processo de compressão e retorná-lo para o cárter do compressor. Nos sistemas que operam com baixa temperatura o uso do separador de óleo é recomendável.

Figura 24 - Esquema da unidade condensadora e evaporador de ar forçado com quadro elétrico

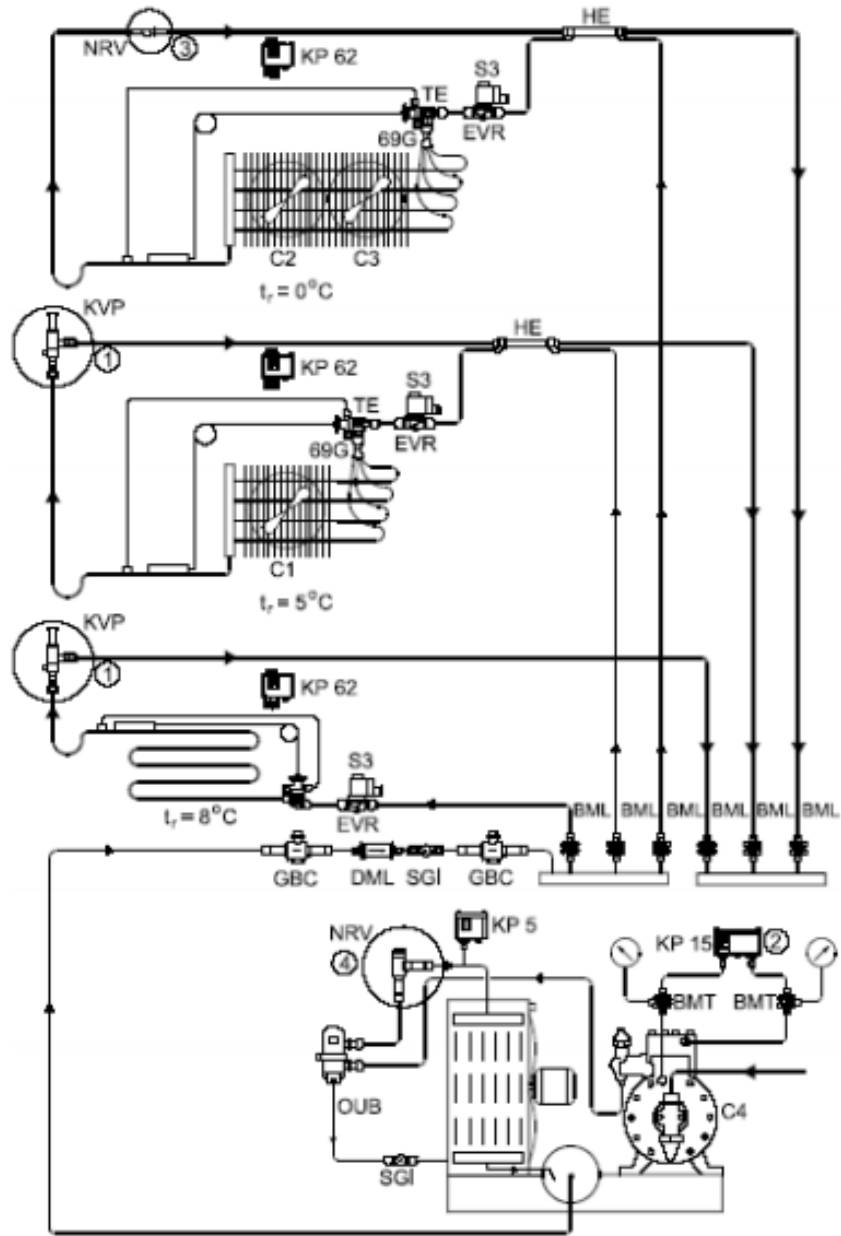


- Legenda: 1- filtro secador,
 2- visor de líquido e indicador de umidade,
 3- válvula de expansão termostática,
 4- válvula solenóide (Fonte: Macquay)

3.4.11 Funcionamento do sistema com várias câmaras

É possível instalar várias câmaras frigoríficas com uma única unidade evaporadora. A seguir podemos verificar um diagrama de montagem desta configuração e em seguida as alterações necessárias no funcionamento desta configuração.

Figura 25 - Esquema Danfoss de um sistema comercial com câmaras com temperaturas de evaporação diferenciadas (+8 °C, +5 °C e +0 °C)



Do distribuidor de líquido partem as tubulações que irão distribuir o refrigerante para os diversos evaporadores. Na entrada de cada evaporador está instalada uma válvula solenóide que é controlada pelo termostato da respectiva câmara. Quando a temperatura na câmara já atingiu o limite inferior regulado, a válvula solenóide é fechada. Observe que devido a existência de temperaturas de evaporação diferentes para cada câmara existe a necessidade de se instalar uma válvula redutora de pressão (KVP) para cada evaporador, sendo a pressão de retorno regulada para a menor temperatura de evaporação das câmaras (menor pressão de retorno), no caso a câmara que opera a 0 °C

O gás refrigerante retorna para a sucção do compressor através do coletor de sucção, cada tubulação tem uma válvula de bloqueio individual que permite o isolamento da linha em caso de necessidade de manutenção de alguma câmara.

Nos esquemas mais atuais as câmaras são separadas normalmente em congelados e resfriados com dois coletores de sucção, um para resfriados e outro para congelados e apenas um distribuidor de líquido.

Num sistema de supermercados com vários compressores existe a necessidade de se controlar a capacidade de refrigeração de acordo com a carga térmica solicitada em cada momento. Este controle é realizado por um controlador automático (CLP – controlador lógico programável) que monitora a pressão de evaporação do sistema. A queda na pressão de evaporação indica que existem mais compressores em funcionamento do que o necessário sendo então desligados os compressores sucessivamente até a regularização da pressão de evaporação. Em caso contrário quando ocorre aumento da pressão de evaporação existe a necessidade de se aumentar a potência frigorífica (número de compressores ligados).

3.5 Resumo

Este capítulo focou nos componentes de câmaras frigoríficas, e como deve ser realizada a seleção destes componentes, dentre os quais se destaca:

- Módulo frigorífico – Selecionado de acordo com o tamanho da câmara, e a necessidade de isolamento que é determinada pela temperatura interna.
- Porta frigorífica – De acordo com a necessidade do projetista deve ser selecionado o tipo de porta (giratória ou deslizante) e as dimensões desta determinadas de acordo com a forma de transporte dos produtos (paleteira, empilhadeira, carregamento manual, etc...).
- Equipamento de refrigeração: Pode ser do tipo Plug-in (fixado na lateral da câmara), em que é preciso relacionar a temperatura interna com a capacidade térmica e verificar o volume máximo que o equipamento atende para fazer a seleção do equipamento todo de uma vez (é baseado no ar condicionado do tipo janela, portanto todos os equipamentos estão em um único chassi). Se for do tipo Split System (Remoto) todos os componentes devem ser selecionados individualmente de acordo com a temperatura de evaporação e a carga térmica, evaporador, unidade condensadora, válvula de expansão, diâmetros de tubulações e acessórios.

3.6 Exercício Resolvido

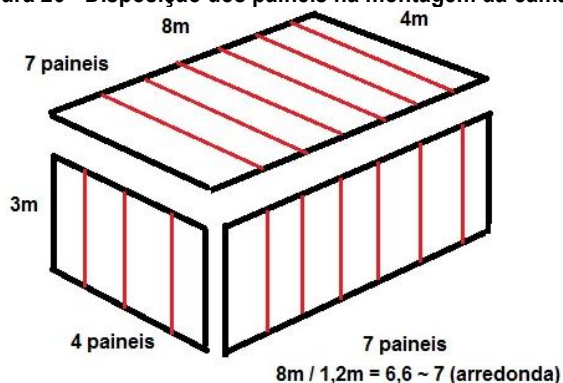
Um dono de supermercado deseja construir uma câmara fria de (8 x 4 x 3) m para armazenagem de frango congelado. A carga de 3.200 kg de frango chega do distribuidor a uma temperatura de -10 °C e precisa ser conservado a uma temperatura de -20 °C. Segundo a sua planilha de cálculos a capacidade térmica aproximada é de 3.300kcal/h.

Resolução detalhada: (as soluções serão feitas de forma muito mais simples, este é um detalhamento para que compreendam todos as etapas envolvidas):

Passo 1 – Seleção dos painéis Frigoríficos;

Cada fabricante possui uma largura padrão diferente, para resolução de nossos exercícios utilizaremos um valor padrão de 1,2 m devemos entender que, o comprimento dos painéis é de acordo com a encomenda, portanto utilizaremos:

Figura 26 - Disposição dos painéis na montagem da câmara



Considerando os 4 lados, o piso e o teto temos 14 painéis de 4m de comprimento, 14 painéis de 3m de comprimento e 8 painéis de 3m de comprimento.

Estes painéis devem ser de 150mm de espessura segundo a tabela 12.

Passo 2 – Determinação das temperaturas de evaporação e de condensação;

A temperatura do fluido R404a (utilizado devido a baixa temperatura interna) atravessando o evaporador é de -26 °C, para melhorar a seleção podemos utilizar -25 °C. Já a temperatura de condensação do fluido atravessando o condensador pode ser estimada em aproximadamente 38 °C. Consideramos ΔT aproximado de 6 °C entre o fluido e o interior da câmara fria. Lembrando que a Temperatura do ar externo no verão está sendo assumida como sendo 32 °C para Florianópolis.

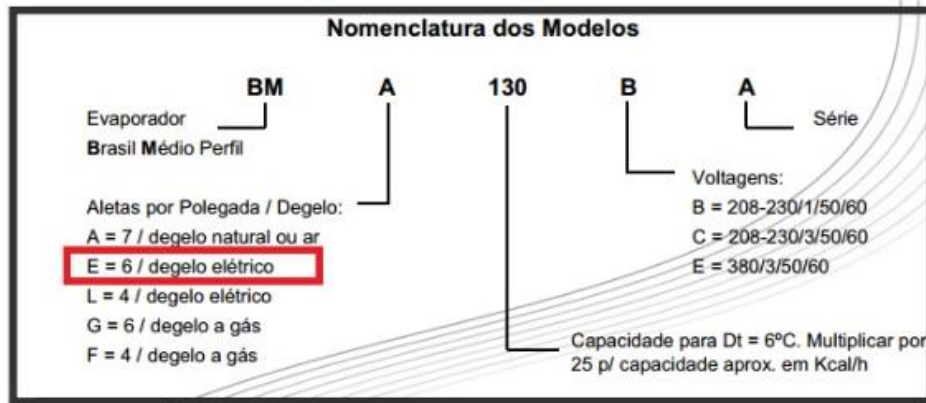
Passo 3 – Seleção de unidade evaporadora;

Nos catálogos disponibilizados selecionamos a linha de baixo perfil da Heatcraft, ao selecionar a evaporadora modelo BME 140 (Veja que não há a carga térmica exata de 3300 kcal/h. Usamos portanto um valor mais próximo de 3580kcal/h).

No mesmo manual podemos ainda verificar que a resistência elétrica de degelo para esse modelo BME 140 é de sendo 2730W, o evaporador é um elemento passivo, então os únicos elementos que consomem potência elétrica são a resistência (caso necessário) e os forçadores de ar. Podemos também encontrar a potência elétrica dos forçadores e as medidas dimensionais do equipamento.

Para determinação completa do modelo, temos, BME140BA para equipamento monofásico, e BME140EA para equipamento trifásico.

Figura 27 - Seleção de evaporador Heatcraft baixo perfil



Temperatura de evaporação do R404A

2 - MODELOS BME/BML - 60Hz (Para 50 Hz multiplicar por 0,87)

MODELO →

Modelo	Capacidade em kcal/h - $\Delta t = 6^\circ\text{C}$								Dados dos Ventiladores			
	Temperatura de Evaporação								m^3/h	Quant.	Diâmetro (mm)	Flecha de Ar (m)
	-5 °C	-10 °C	-15 °C	-20 °C	-25 °C	-30 °C	-35 °C	-40 °C				
Modelos BME 6 Aletas por Polegada												
BME 101	2.970	2.860	2.760	2.660	2.580	2.500	2.290	2.040	4.000	1	457	20
BME 140	4.110	3.970	3.830	3.680	3.580	3.470	3.180	2.820	3.830	1	457	20
BME 190	5.580	5.390	5.190	5.000	4.850	4.710	4.310	3.830	7.990	2	457	20
BME 260	7.640	7.380	7.110	6.840	6.640	6.440	5.900	5.240	7.650	2	457	20
BME 310	9.110	8.790	8.480	8.160	7.920	7.680	7.030	6.250	11.990	3	457	20
BME 390	11.460	11.060	10.660	10.260	9.960	9.670	8.850	7.860	11.480	3	457	20
BME 430	12.640	12.200	11.760	11.320	10.980	10.660	9.750	8.670	14.960	4	457	20
BME 520	15.280	14.750	14.220	13.690	13.280	12.890	11.790	10.480	14.280	4	457	20
BME 620	18.220	17.590	16.950	16.320	15.830	15.360	14.060	12.500	17.000	5	457	20

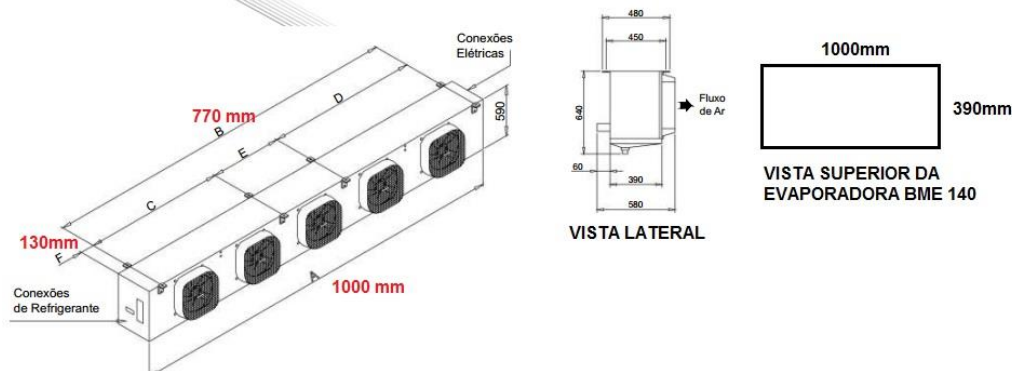
Figura 28 - Dados elétricos dos motores e resistências do evaporador

4 - DADOS DOS MOTORES E RESISTÊNCIAS - BMA/BME/BML

Modelo	Motores				Resistências (BME/BML)		Quantidade				
	Potência Consumida		Corrente (A)	Potência Consumida	Corrente (A)		Bandeja	Serpentina			
	(watts)	220V-1F	(watts)	220V-1F	220V-3F	380V-3F					
BMA	BME	BML									
130	101	-----	423	1,8	-----	11,9	8,2	4,7	1	4	
155	140	-----	100	4,28	1,8	2730	11,9	8,2	4,7	1	4
245	190	-----	165	856	3,6	5220	23,3	16,0	9,2	1	4
300	260	-----	220	856	3,6	5350	23,3	16,0	9,2	1	4
365	310	-----	250	1.284	5,4	7750	-----	23,2	13,4	1	4
450	390	-----	330	1.284	5,4	7750	-----	23,2	13,4	1	4
510	430	-----	370	1.712	7,2	10200	-----	30,5	17,6	1	4
600	520	-----	440	1.712	7,2	10200	-----	30,5	17,6	1	4
710	620	-----	530	2.140	9,0	11600	-----	34,7	20,0	1	4

Figura 29 - Dados dimensionais da evaporadora selecionada



Degelo a Ar	Modelos 6 Aletas Polegada		Modelos 4 Aletas Polegada		Dimensões (mm)						
	Elétrico BME	Gás Quente BMG	Elétrico BML	Gás Quente BMF	A	B	C	D	E	F	
130	101	-----	-----	-----	1.000	770	-----	-----	-----	130	
155	140	-----	180	-----	1.000	770	-----	-----	-----	130	
245	190	-----	165	155	1.710	1.480	-----	-----	-----	130	
300	260	-----	220	220	1.710	1.480	-----	-----	-----	130	
365	310	-----	250	250	2.420	2.190	-----	-----	-----	130	
450	390	-----	330	330	2.420	2.190	-----	-----	-----	130	
510	430	-----	370	370	3.130	2.900	1.420	1.480	-----	130	
600	520	-----	440	440	3.130	2.900	1.420	1.480	-----	130	
710	620	-----	530	-----	3.530	3.300	1.300	1.350	650	130	



Passo 4 – Seleção de unidade condensadora;

Nos catálogo de condensadoras até 6HP da Heatcraft você tem para R404A o modelo FRM500X6. Obtemos este modelo ao cruzar a temperatura aproximada da evaporação, com a temperatura do ar externo de 32 °C e escolher uma capacidade aproximada de carga térmica em kcal/h. No caso usamos 3550 kcal/h pois é o valor mais próximo da capacidade da evaporadora selecionada. Para completar o modelo de acordo com a tabela de nomenclatura temos, FRM500X6BH00A para equipamento monofásico com mecânica e elétrica básica (é possível incluir vários opcionais no mesmo chassi, como elétrica e visor de líquido) ou FRM500X6DH00A

Figura 30 - Seleção de condensadora Heatcraft até 6HP

Modelo	Temp. externa		Temperaturas de Evaporação/Temperaturas de evaporación						
			-1°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C
FRM350X6	32°C	Q	7296	6356	5160	4130	3280	2360	1780
		P	2,25	2,19	2,15	1,91	1,67	1,43	1,20
	35°C	Q	6878	5995	4870	3900	3090	2230	1680
		P	2,31	2,22	2,17	1,94	1,68	1,42	1,19
	38°C	Q	6470	5643	4570	3660	2910	2100	1580
		P	2,39	2,27	2,19	1,94	1,67	1,42	1,18
43°C	Q	5662	4921	3970	3140	2460	1760	1330	
	P	2,45	2,30	2,22	1,94	1,66	1,37	1,13	
FRM400X6	32°C	Q	7980	6945	5560	4470	3670	2750	2070
		P	2,77	2,53	2,42	2,16	1,92	1,67	1,39
	35°C	Q	7534	6546	5250	4220	3460	2600	1960
		P	2,82	2,61	2,42	2,17	1,92	1,66	1,36
	38°C	Q	7078	6156	4940	3970	3250	2440	1840
		P	2,88	2,61	2,46	2,17	1,92	1,65	1,32
43°C	Q	6147	5320	4230	3320	2590	1850	1390	
	P	2,90	2,66	2,47	2,16	1,88	1,56	1,20	
FRM500X6	32°C	Q	10583	9120	7760	6070	4640	3550	2680
		P	3,58	3,50	3,29	2,92	2,54	2,17	1,88
	35°C	Q	9985	8598	7320	5730	4380	3350	2530
		P	3,76	3,56	3,35	2,96	2,55	2,17	1,85
	38°C	Q	9377	8085	6880	5390	4120	3150	2380
		P	3,85	3,71	3,43	2,98	2,56	2,15	1,83
43°C	Q	8455	7182	5940	4540	3460	2680	2020	
	P	3,94	3,80	3,48	2,99	2,52	2,07	1,70	
FRM600X6	32°C	Q	11847	10374	9010	7210	5580	4280	3220
		P	4,44	4,14	4,05	3,63	3,14	2,66	2,19
	35°C	Q	11172	9785	8500	6800	5270	4030	3040
		P	4,57	4,23	4,10	3,63	3,14	2,64	2,18
	38°C	Q	10498	9196	7990	6400	4950	3790	2860
		P	4,69	4,44	4,14	3,64	3,12	2,61	2,14
43°C	Q	9548	8237	6950	5390	4050	3030	2290	
	P	4,91	4,48	4,19	3,64	3,03	2,52	2,05	

Figura 31 - Nomenclatura da Unidade condensadora escolhida

Nomenclatura

FRM	250	H2	B	H	00	A
Produto/Producto	Modelo	Faixa temp. E refrig. Rango de tem. y refrig.	Voltagem/Voltaje	CPRSS	Opcionais/Opcionales	Versão/Versión
Unidade Condensadora de FLUXO REVERSÍVEL e condensador MICROCANAIS	125* 150* 175* 200* 225* 250*	H2 - Alta Temp. R22 X6 - Baixa Temp. R404a	B - 220V/1F/60Hz C - 220V/3F/50.60Hz D - 380V/3F/50.60Hz H - 220V/1F/50HZ	H - Hermético	00 - Elétrica e Mecânica Básica 00 - Elétrica y Mecánica Basica	
Unidad Condensadora de FLUXO REVERSÍVEL y condensador de MICROCANALES	275* 300 350 400* 450 500 600	L6 - Baixa Temp. R404a	B - 220V/2F/60Hz C - 220V/3F/50.60Hz D - 380V/3F/50Hz E - 380V/3F/60Hz	Z - Scroll	11 - Elétrica Completa e Mecânica Básica + Filtro e Visor de Líquido 11 - Elétrica Completa y Mecánica Básica + Filtro y Visor de Líquido 12 - Elétrica e Mecânica Completa 12 - Elétrica y Mecánica Completa	A

Passo 5 – Seleção de válvula de expansão;

No catálogo de acessório Emerson você pode escolher um modelo para fluido R404A. Para temperatura de evaporação aproximada entre -20 e -30. No caso utilizamos -30 por ser a situação de pior caso e encontramos a capacidade de refrigeração (carga térmica em TR) aproximada de 1,0 a 1,4TR e obtemos a válvula olhando para a esquerda. Nesse caso podemos usar a válvula de expansão termostática de equalização externa TADX 2,6. Veja que nesse catálogo você tem os diâmetros das conexões adequadas. Utilizamos A válvula de equalização externa por ser mais garantido o seu funcionamento.

Figura 32 - Seleção de válvula de expansão Emerson

Válvulas de Expansão/Expansion Valves

Tabela de Capacidade/Capacity Table

Refrigerantes	Equalização interna		Equalização externa		Capacidade (TR) Tcd = +35 °C				Rosca SAE (pol)		Estilo
	Modelo	Código	Modelo	Código	Tev=0°C	Tev=-10°C	Tev=20°C	Tev=30°C	Entrada	Saída	
R404A	TAD 0,4	00040134	TADX 0,4	00050134	0,4	0,3	0,3	0,2	3/8	1/2	Angular 90° (Angle)
	TAD 0,7	00040135	TADX 0,7	00050135	0,6	0,6	0,5	0,3			
	TAD 1,3	00040136	TADX 1,3	00050136	1,3	1,1	1,0	0,7			
	TAD 2,0	00040137	TADX 2,0	00050137				1,0	1/2	5/8	
	TAD 2,6	00040138	TADX 2,6	00050138				1,4			
	TAD 3,3	00040139	TADX 3,3	00050139	3,2	2,8	2,4	1,7	1/2	5/8	Reta (S/T)
	TAD 4,6	00040140	TADX 4,6	00050140	4,5	3,9	3,2	2,4			
	TAD 6,5	00040141	TADX 6,5	00050141	6,5	5,8	4,8	3,5			
	TAD 9,8	00040142	TADX 9,8	00050142	9,7	8,6	7,0	5,2			
Refrigerant	Model	PCN*	Model	PCN*	Capacity (TR) Tcd = +35 °C				In	Out	Style
	Internal Equalizer		External Equalizer						Connection	Flare (in)	

Passo 6 – Seleção de diâmetros de tubulação;

Para a sucção, considere um comprimento equivalente de linha de 15m. Decorrente do comprimento da tubulação e dos acessórios. Veja que é uma aproximação. Entre com a temperatura de evaporação aproximada e com a capacidade de refrigeração (carga térmica aproximada de 3750kcal/h e obtenha o diâmetro da tubulação de sucção como sendo 7/8" ou 22,2 mm. A conta é realizada da seguinte forma: $7 \times 25,4 / 8 = 22,2$ mm.

Para a linha de líquido você pode utilizar um diâmetro ligeiramente menor, já considerando as conexões da Válvula de Expansão Termostática. No catálogo a seguir você pode dimensionar a linha de líquido.

Figura 33 - Seleção de diâmetro de tubulação de Sucção para R-404a

Capacidade Sistema (kcal/h)	Diâmetro da Linha de Sucção																				
	Temperatura de Sucção																				
	-7°C						-12°C						-23°C						-29°C		
	Comprimento Equivalente (m)						Comprimento Equivalente (m)						Comprimento Equivalente (m)						Comprimento Equivalente (m)		
	7,5	15	22,5	30	45	60	7,5	15	22,5	30	45	60	7,5	15	22,5	30	45	60	7,5	15	22,5
250	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	1/2	3/8	3/8	3/8	1/2	1/2	1/2	3/8	3/8	1/2
750	3/8	3/8	1/2	1/2	1/2	5/8	3/8	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8	7/8	1/2	1/2	5/8
1.000	3/8	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8	7/8	1/2	5/8	5/8	5/8	7/8	7/8	1/2	5/8	5/8
1.500	1/2	1/2	5/8	5/8	7/8	7/8	1/2	1/2	5/8	5/8	7/8	7/8	1/2	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8	5/8	5/8	7/8
2.250	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	5/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	5/8	7/8	7/8	7/8
3.000	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	5/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	7/8	7/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	7/8	7/8	7/8
3.750	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	7/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	7/8	7/8	1 1/8
4.500	7/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	3/8	7/8	1 1/8	1 1/8

Figura 34 – Seleção de diâmetro de tubulação de Líquido para R-404a

Diâmetro da Linha de Sucção												Diâmetro da Linha de Líquido						Capacidade no Sistema (kcal/h)			
Temperatura de Sucção												Tanque de Líquido à Válvula de Expansão									
Comprimento Equivalente (m)			-35°C						-40°C						Comprimento Equivalente (m)						
30	45	60	7,5	15	22,5	30	45	60	7,5	15	22,5	30	45	60	7,5	15	22,5	30	45	60	
1/2	1/2	1/2	3/8	3/8	1/2	1/2	1/2	5/8	3/8	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	250
5/8	7/8	7/8	1/2	1/2	5/8	5/8	7/8	7/8	1/2	1/2	5/8	5/8	7/8	7/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	760
7/8	7/8	7/8	5/8	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8	1/2	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	1.000
7/8	7/8	7/8	5/8	5/8	7/8	7/8	7/8	7/8	5/8	5/8	7/8	7/8	1 1/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	1.500
7/8	1 1/8	1 1/8	5/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	5/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	2.250
1 1/8	1 1/8	1 1/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	7/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	1/2	3.000
1 1/8	1 1/8	1 3/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	7/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	1/2	1/2	3.750
1 1/8	1 3/8	1 3/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	7/8	1 1/8	1 1/8	1 1/8	1 3/8	1 3/8	3/8	3/8	3/8	3/8	1/2	1/2	1/2	4.500

Passo 7 – Seleção de filtro secador, válvula solenoide e visor de líquido;

Uma vez selecionado o diâmetro da linha de líquido que é onde todos estes acessórios devem ser instalados podemos selecioná-los. Todos os 3 foram encontrados no catálogo geral de acessórios da Emerson, disponibilizado.

Figura 35 - Seleção de Filtro Secador

Modelo	Conexão (pol.)	Código	Área de filtragem (cm²)	Vol. de secante (cm³)	Capacidade de adsorção de água a 24 °C (gramas)					Capacidades em TR																					
					R12	R502	R134a	R22	R404A	Refrigeração e manutenção Ar-condicionado					Ar-condicionado Central					Baixas temperaturas e manutenção refrigeração											
										R12	R502	R134a	R22	R404A	R12	R502	R134a	R22	R404A	R12	R502	R134a	R22	R404A							
ST 40	1/4 R	00120201	38	40	2,3	1,7	1,9	1,5	2,0	0,3	0,3	0,4	0,4	0,3	0,6	0,5	0,7	0,7	0,5	0,2	0,2	0,3	0,3	0,2							
	1/4 S	00120501																													
	3/8 R	00120200																													
	3/8 S	00120500																													
ST 70	1/4 R	00120202	72	70	3,5	2,6	2,9	2,3	3,1	0,5	0,5	0,6	0,6	0,4	0,9	0,8	1,0	1,1	0,7	0,3	0,3	0,4	0,4	0,3							
	1/4 S	00120502																													
	3/8 R	00120203																													
	3/8 S	00120503																													
ST 105	1/4 R	00120204	105	105	5,6	4,1	4,6	3,7	4,9	0,5	0,5	0,6	0,6	0,4	0,9	0,8	1,0	1,1	0,7	0,3	0,3	0,4	0,4	0,3							
	1/4 S	00120504																													
	3/8 R	00120205																													
	3/8 S	00120505																													
	1/2 R	00120206															1,9	1,7	2,2	2,3	1,5	3,2	2,9	3,8	4,0	2,6	1,2	1,1	1,4	1,5	1,0
1/2 S	00120506																														
ST 210	3/8 R	00120208	150	210	13,0	9,6	10,8	8,6	11,4	1,7	1,5	2,0	2,1	1,4	3,0	2,7	3,5	3,7	2,4	1,1	1,0	1,3	1,4	0,9							
	3/8 S	00120508																													
	1/2 R	00120209															2,9	2,6	3,5	3,7	2,4	5,0	4,5	6,0	6,3	4,2	1,9	1,7	2,3	2,4	1,6
	1/2 S	00120509																													
	5/8 R	00120210															3,4	3,1	4,1	4,3	2,8	5,9	5,3	7,0	7,4	4,9	2,2	2,0	2,7	2,8	1,9
5/8 S	00120510																														

Observamos que para o diâmetro da linha de líquido 3/8", a potência não é suficiente, portanto é preciso utilizar um equipamento com diâmetro de entrada e saída maior e realizar as adaptações na tubulação. Portanto o modelo a ser utilizado é ST 105 com conexão 1/2" Soldada.

Figura 36 - Seleção de válvula solenoide

Modelo	Conexão (pol.)	Código do produto							Kv (m³/h)	Capacidade nominal (TR)				
		Versão cabo		Versão Tomada						R12	R134a	R22	R502	R404A
		120-50Hz	12/24VDC	120 - 50 Hz	220 V - 60 Hz	24 V - 50/60 Hz	12 VDC	24VDC						
EVS 6	1/4 R	00080007	00080074	00080089	00080148	00080176	00080126	00080129	0,15	0,7	0,8	0,9	0,6	0,6
	1/4 S	00080006	00080073	00080053	00080147	00080192	00080077	00080079						
EVS 10	3/8R	00080008	00080075	00080090	00080149	00080177	00080127	00080130	1	4,6	5,2	5,7	3,9	3,8
	3/8S	00080012	00080076	00080054	00080154	00080182	00080132	00080134						
EVS 12	1/2R	00080009	00080083	00080091	00080150	00080178	00080128	00080131	1,8	8,3	9,5	10,4	7,1	6,8
	1/2S	00080013	00080084	00080102	00080155	00080183	00080133	00080135						

A válvula solenoide pode ser selecionada pelo diâmetro pois a capacidade térmica é muito superior a necessária. Portanto o modelo é EVS10 com conexão 3/8"Soldada.

Figura 37 - Seleção de Visor de Líquido

Modelo	Conexão (pol.)	Código	Dimensão (mm)		
			A	B	C
VU 6	1/4 R	00130001	79	33	24,5
	1/4 S	00130031	102		
VU 10	3/8 R	00130002	87	37	27
	3/8 S	00130005	124		
VU 12	1/2 R	00130003	97	39,5	28,2
	1/2 S	00130006	124		

Por fim, a seleção do visor de líquido é realizada através do diâmetro da tubulação de líquido, portanto o modelo é VU10 com conexão 3/8" soldada.

3.7 Exercícios

Para as situações a seguir você deve utilizar os dados fornecidos para especificar os componentes básicos de cada sistema de refrigeração:

- Número e características dos painéis isolantes;
- Evaporador;
- Unidade condensadora;
- Válvula de expansão;
- Diâmetro de tubulações;
- Acessórios especiais;

Para isso, utilize os catálogos fornecidos, embora alguns produtos estejam desatualizados é possível compreender todo o processo envolvido. Catálogos de produtos devem ser atualizados sempre que disponíveis junto ao representante comercial de sua escolha. Para auxiliar a sua organização é aconselhável a utilização da planilha de cálculo e de seleção fornecidas em anexo.

1. Câmara para armazenamento de laticínios na região de Florianópolis, as dimensões em PUR são de (5x3x3) m, e a capacidade térmica é de 1690 kcal/h.
2. João pretende reutilizar um container reefer de 40pés (12x2,44x2,9) m, a utilização deste container será para armazenamento de frutas e verduras na região de Florianópolis. Para isso todo o sistema de refrigeração será substituído, auxilie João na determinação dos novos componentes sabendo que a capacidade térmica do sistema será de 13500 BTU/h.
3. Câmara para armazenamento de ovos em uma granja na região de Palhoça, as dimensões em EPS são de (6x4x2,5) m, e a capacidade térmica é de 16000 BTU/h.
4. Câmara para armazenamento de carne congelada na região de Biguaçu, as dimensões em PUR são de (8x5x3) m, e a capacidade térmica é de 2978 kcal/h.
5. Câmara para armazenamento de peixes em Laguna, as dimensões em EPS são de (4x3x2,5) m, e a capacidade térmica é de 1820 kcal/h.
6. Câmara para armazenamento de lixo na região de Florianópolis, as dimensões em EPS são de (10x6x3) m, e a capacidade térmica é de 14000 kcal/h.

7. Uma empresa deseja resfriar uma quantidade diária de 3000 kg de maçã. A Temperatura de entrada do produto de + 15 °C. A temperatura interna da câmara deve ser 2 graus Celsius. A cidade é Florianópolis. A densidade de iluminação é de 15W/m². O número de pessoas trabalhando na câmara é de 2 pessoas por um período de 6 horas. A temperatura externa do ar é de 32 graus Celsius e a UR é de 50% para o verão. Estime a carga térmica e selecione os componentes.

8. Um dono de supermercado localizado em Florianópolis deseja construir uma câmara fria de 5m x 3m x 3m para armazenagem de frango congelado. O frango chega do distribuidor a uma temperatura de -15 graus Celsius e precisa ser conservado a uma temperatura de -20 graus Celsius. A densidade do produto ou movimentação diária do frango é de 100 kg por metros quadrados. Estime a carga térmica e selecione os componentes. Considere ainda, taxa de iluminação de 12W/m² (mínimo de 100W) e a permanência média de 2 pessoas por período de 3h.

9. Um grande supermercado da região de Florianópolis acaba de lhe procurar para que você como técnico em refrigeração projete para ele uma câmara frigorífica para armazenamento de laticínios. O cliente lhe forneceu as seguintes especificações, utilize-as para achar as dimensões e a potência da câmara:
 - a. Movimentação diária de 1,5ton;
 - b. O produto já chega refrigerado a temperatura de 15°C;
 - c. Taxa de iluminação de 12W/m² (mínimo de 100W);
 - d. Permanência média de 2 pessoas por período de 3h;
 - e. As opções são para dimensões são (5x3x2,5)m , (4x2x2,5)m , (6x2x2,5)m ou (5x2x2,5)m.



Considerações finais

Caro (a) estudante,

Chegamos ao final desta apostila, mas não chegamos ao final do assunto. Projetos em geral são áreas para profissionais que desejam estar em constante renovação. É preciso estar sempre atualizado sobre novos produtos e tecnologias. Conhecer muito bem o mercado e estar sintonizado com as necessidades dos clientes.

Esperamos que você aproveite as temáticas aqui apresentadas para iniciar uma busca mais profunda por conhecimento, tendo em vista a melhoria contínua de sua capacidade e seu atendimento aos clientes.

Um grande abraço,

Professor Vitor Farias de Borba



Referências

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIRCONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Fundamentals Handbook (SI)**. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Inc.,1997, Chapter 08.

INCROPERA, F. P. e DEWITT, D. P. **Fundamentos da Transferência de Calor e Massa**, Livros Técnicos e Científicos, Editora SA, 4ª Ed., 1998.

SILVA, J.G. **Introdução à Termodinâmica**, Apostila, ETFSC-UnED/SJ, 2000.

STOECKER, W.F. e JONES, J.W., **Refrigeração e Ar Condicionado**, Mc GrawHill do Brasil, São Paulo, 1985.

WYLEN, G.J.V. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**, Tradução da 4ª edição americana, Ed. Edgard Blücher Ltda, 1995.

VILAIN, R. – **Projetos de Câmaras Frigoríficas de Pequeno Porte**, Apostila, CEFET/SC, 2006.

