

PROF^a. DR^a. ALESSANDRA LOPES DE OLIVEIRA

PROF^a. DR^a. ALESSANDRA LOPES DE OLIVEIRA

ALESSANDRA LOPES DE OLIVEIRA

**REFRIGERAÇÃO E CADEIA DO FRIO PARA
ALIMENTOS**

DOI: 10.11606/9786587023021

Pirassununga – SP
FACULDADE DE ZOOTECNIA E ENGENHARIA DE ALIMENTOS (FZEA)
UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO (USP)
2020

Universidade de São Paulo

Reitor: Prof. Dr. Vahan Agopyan

Vice-Reitor: Prof. Dr. Antonio Carlos Hernandez

Faculdade de Zootecnia e Engenharia de Alimentos

Diretora: Profa. Dra. Elisabete Maria Macedo Viegas

Vice-Diretor: Prof. Dr. Carlos Eduardo Ambrósio

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação

Serviço de Biblioteca e Informação da Faculdade de Zootecnia e Engenharia de Alimentos da
Universidade de São Paulo

O48r Oliveira, Alessandra Lopes de
Refrigeração e cadeia do frio para alimentos /
Alessandra Lopes de Oliveira. -- Pirassununga: Faculdade
de Zootecnia e Engenharia de Alimentos da Universidade
de São Paulo, 2020.
185 p.

ISBN 978-65-87023-02-1 (e-book)
DOI: 10.11606/9786587023021

1. Refrigeração mecânica. 2. Projeto de câmara fria.
3. Conservação de alimentos pelo frio. 4. Cálculo de
carga térmica. 5. Equipamentos para refrigeração.
I. Título.

Ficha catalográfica elaborada por Girlei Aparecido de Lima, CRB-8/7113

Está autorizada a reprodução parcial ou total desta obra desde que citada a fonte. Proibido uso com fins comerciais.

Dedico este livro eletrônico à minha filha Léa Geffroy.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a minha aluna de graduação em Engenharia de Alimentos, e estagiária Mariana Naomi Palombo por toda a diagramação e estruturação do conteúdo deste livro eletrônico (*E-Book*) nesta primeira edição.

Agradeço a todas as minhas ex-alunas e, hoje “amigas de profissão” que me auxiliaram, nas imagens para elaboração da capa do livro. Taileah Leite Nogueira, Luciana Caroline Silva Cabral, Thais Melo e Raissa Gripp Havens.

Agradeço a toda Equipe da Biblioteca da FZEA-USP pelo auxílio na adequação deste livro eletrônico, aqui representada pela Bibliotecária Vanessa Rodrigues, pela atenção ao ajustamento das referências bibliográficas, pelo Bibliotecário Girlei Aparecido de Lima por todas as orientações e ao Chefe da Biblioteca, Marcelo Roberto Dozena pelo incentivo constante.

Agradeço a todos meus orientados de graduação, pós-graduação, alunos e ex-alunos que colaboraram com o conteúdo apresentado neste livro. Agradeço aos Professores que me ensinaram Refrigeração e Cadeia do Frio, Professor José Antonio Gomes Vieira e Professor Lincoln de Camargo Neves Filho. Agradeço a quem me fez ver e amar a Termodinâmica aplicada à Indústria de Alimentos, meu amado e querido ex-orientador, Professor Fernando Antonio Cabral.

Agradeço a todas as empresas que fabricam equipamentos para a indústria de refrigeração e cadeia do frio, devidamente referenciadas neste livro.

Agradeço a todo o meu suporte, a Deus, à minha Família e aos meus amigos.

AUTORA

Dra. ALESSANDRA LOPES DE OLIVEIRA

Professora Associada do Departamento de Engenharia de Alimentos (ZEA) da Faculdade de Zootecnia e Engenharia de Alimentos (FZEA) da Universidade de São Paulo (USP) e responsável pelo Laboratório de Tecnologia à Alta Pressão e Produtos Naturais (LTAPPN).

Engenheira de Alimentos graduada pela Universidade Estadual Paulista (UNESP) com mestrado e doutorado na Faculdade de Engenharia de Alimentos (FEA) da Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP) e Pós-Doutorado na Université d'Orleans, França.

Desenvolve pesquisas que abordam a termodinâmica teórica e aplicada e, nos cursos de engenharias da FZEA é responsável pelas disciplinas de Refrigeração e Cadeia do Frio e Termodinâmica.

DIAGRAMADORA

MARIANA NAOMI PALOMBO

Estudante de graduação em Engenharia de Alimentos da (FZEA-USP), foi bolsista do Programa Unificado de Bolsas (PUB) da Universidade de São Paulo durante dois anos (2018 e 2019) trabalhando com a distribuição e organização dos elementos gráficos e texto redigido no espaço destinado à cada página.

SUMÁRIO

1. A CONSERVAÇÃO DE ALIMENTOS E A CADEIA DO FRIO	8
1.1 Efeito de baixas temperaturas em alimentos	8
1.2 Água e Alimentos	10
1.3 Tempo e velocidade de congelamento de alimentos	13
1.4 Temperatura de estocagem	19
1.5 Aspectos microbiológicos	23
1.6 Equipamentos usados para resfriamento e congelamento dos alimentos	25
1.7 Equipamentos usados no resfriamento ou congelamento de alimentos	25
2. DIAGRAMAS DE CICLOS FRIGORÍFICOS - A REFRIGERAÇÃO E O SISTEMA DE COMPRESSÃO	31
2.1 Controle da temperatura de vaporização	33
2.2 Conservação do refrigerante líquido no evaporador	34
2.3 Recuperação do refrigerante	34
2.4. Sistema típico de vapor-compressão	36
2.5 Processos que definem um ciclo frigorífico	38
2.6 Capacidade do sistema	40
2.7 Capacidade do compressor	40
2.8 Diagrama de pressão – entalpia	41
2.9 Ciclo de Refrigeração de Carnot	50
2.10 Coeficiente de Eficácia (COP)	52
2.11 Ciclo real de refrigeração	54
2.11.1 Superaquecimento do vapor de admissão	54
2.11.2 Superaquecimento sem e com resfriamento útil	55
2.11.3 Superaquecimento sem resfriamento útil (aquecimento na linha de admissão)	55
2.11.4 Superaquecimento que produz resfriamento útil	55
2.11.5 Efeito de sub-resfriamento do líquido	56
2.11.6 Trocador de calor líquido-vapor de sucção	57
2.11.7 Efeito das perdas de pressão resultantes do atrito	58
2.12 Sistemas de Duplo Estágio	59
3. CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA	65
3.1 Cálculo da carga térmica de transmissão	66
3.2 Cálculo da carga térmica de infiltração (Carga proveniente da troca de ar)	71

3.3 Cálculo da carga térmica do produto	72
3.4 Cálculo da carga térmica mista	79
3.5 Carga Térmica Total	81
4. EVAPORADORES	83
4.1 Evaporadores de tubo liso	83
4.2 Evaporadores de placas	84
4.3 Evaporadores com aletas	85
4.4 Capacidade do evaporador	88
4.5 Classificação dos evaporadores quanto ao método de alimentação do líquido refrigerante	91
4.5.1 <i>Expansão seca</i>	92
4.5.2 <i>Expansão úmida (evaporadores inundados ou de sobre alimentados)</i>	92
4.6 Classificação dos evaporadores quanto à circulação de ar	94
4.6.1 <i>Evaporadores com convecção natural</i>	94
4.6.2 <i>Evaporadores com convecção forçada</i>	95
4.7 Resfriadores de líquidos	99
4.8 Temperatura de evaporação	103
5 COMPRESSORES	104
5.1 Eficiência	104
5.2 Definição de Compressor segundo o conjunto motor-compressor	106
5.3 Compressores recíprocos	108
5.3.1 <i>Efeito da temperatura de evaporação sobre a capacidade frigorífica</i>	109
5.3.2 <i>Efeito da temperatura de condensação sobre a capacidade do compressor</i>	109
5.3.3 <i>Demais considerações sobre compressores</i>	110
5.4 Compressores helicoidais	111
5.5 Compressores rotativos	113
5.6 Compressores centrífugos (Scroll)	114
5.7 Seleção	116
6 CONDENSADORES	117
6.1 Condensadores a ar	117
6.2 Condensadores à água	119
6.3 Condensadores evaporativos	121
6.4 Temperatura de condensação	124
6.5 Torres de resfriamento	124

7 VÁLVULAS	127
7.1 Válvula de bloqueio de ativação manual	127
7.2 Válvula de retenção	129
7.3 Válvula de expansão	129
7.3.1. <i>Válvula de expansão manual</i>	130
7.3.2 <i>Válvula de expansão automática</i>	132
7.3.3 <i>Válvula de expansão termostática</i>	133
7.3.4 <i>Válvula de expansão termostática balanceadas externamente ou com equalização externa</i>	135
8 REFRIGERANTES	137
8.1 História	137
8.2 Características ideais de um refrigerante	137
8.3 Nomenclatura	139
8.4 Propriedades físicas	140
8.5. Segurança	143
8.6 Compatibilidade com materiais	145
8.7 Interação com o óleo de lubrificação	146
9 CÂMARAS FRIGORÍFICAS	147
9.1 Dimensões de câmaras frigoríficas	147
9.2 Construções de câmaras frigoríficas	154
9.3 Passo a passo para um projeto de câmara fria	161
10. ESTOCAGEM DE ALIMENTOS – PERDA DE PESO, CONTROLE DE UMIDADE E MANUSEIO	170
10.1 Produto <i>versus</i> Temperatura	171
10.2 Produto <i>versus</i> Circulação de ar	175
10.3 Produto <i>versus</i> Umidade relativa	176
REFERÊNCIAS	180

1. A CONSERVAÇÃO DE ALIMENTOS E A CADEIA DO FRIO

1.1 Efeito de baixas temperaturas em alimentos

Os alimentos podem ser classificados de acordo com sua composição química, sua estrutura física e sua origem. Com relação à sua perecibilidade os alimentos são classificados em:

- Perecíveis;
- Não perecíveis.

A perecibilidade está relacionada com a facilidade a qual o alimento se deteriora, dessa forma, os alimentos perecíveis apresentam maior rapidez em estragar comparados aos não perecíveis (RIBEIRO; SETAVALLI, 2007).

Constituindo a classe dos perecíveis há alimentos que devem ser considerados vivos, por exemplo, os vegetais que respiram e sofrem alterações físico-químicas devido à ação enzimática; e mortos, como por exemplo, aqueles de origem animal, carnes e leites processados ou não.

A deterioração de um alimento perecível ocorre pela ação de processos físicos (calor, ação mecânica e evaporação da água), processos químicos e biológicos (ação enzimática) e processos microbiológicos, já que os alimentos têm elevada quantidade de água livre e meio nutritivo para o desenvolvimento da maioria dos microrganismos.

São vários os processos empregados na conservação dos alimentos, visando minimizar a deterioração e ampliar o quanto possível a vida útil de um produto industrializado ou *in natura*. De forma genérica, estes processos podem ser subdivididos em dois grupos.

- Processos que envolvem a alteração da composição do meio:

- Secagem
- Salga
- Desidratação osmótica
- Concentração

- Processos que envolvem o emprego da temperatura:

- Esterilização
- Pasteurização
- Resfriamento
- Congelamento

A composição do alimento somada aos fatores tempo, temperatura e oxigênio é alterada por ações enzimáticas e microbiológicas. O resfriamento de um alimento faz com que sua vida útil seja prolongada já que diminui a temperatura o que desfavorece as atividades enzimáticas e

microbiológicas e assim reduz as reações químicas e bioquímicas que causariam a sua deterioração. Em vegetais, a diminuição da temperatura reduz a taxa de respiração e conseqüentemente a desidratação.

O frio pode também ser utilizado em associação com outros métodos de conservação, por exemplo o leite e seus derivados que são pasteurizados e resfriados, a carne que pode ser maturada e resfriada, os vegetais que podem ser branqueados e congelados, etc.

A conservação pelo frio ou a refrigeração emprega o resfriamento que usa temperaturas acima do congelamento (menores que 0 °C), portanto a água não congela. O processo que aplica temperaturas abaixo de 0 °C em geral é denominado congelamento.

O objetivo do resfriamento e congelamento de alimentos é preservar suas qualidades organolépticas e prolongar sua vida de prateleira mantendo a temperatura em um ponto onde as deteriorações microbiológicas e metabólicas (químicas e enzimáticas) sejam mínimas.

Manter a temperatura de refrigeração ideal na estocagem e distribuição do alimento é o fator mais importante para evitar a sua perda da qualidade, a qual está diretamente relacionada ao tempo e temperatura de estocagem. Se durante a movimentação, comum na estocagem e transporte, um alimento resfriado ou congelado tiver sua temperatura elevada ou diminuída, mesmo em curtos períodos, a perda de qualidade organoléptica poderá ser grande.

Uma constatação comum da influência da variação da temperatura no transporte e armazenamento no alimento congelado é detectada na compra de sorvetes em supermercados, por exemplo. Muitas vezes ao abrir a embalagem deste produto, quando mal acondicionado, depara-se com a emulsão desestabilizada, com grande quantidade de grandes cristais de gelo ao fundo da embalagem e o derivado de leite e gordura na parte superior. O sorvete é uma emulsão congelada e uma pequena variação na sua temperatura de estocagem causa a sua descaracterização pela quebra da emulsão.

Embora a diminuição da temperatura se caracterize como um meio de conservação de alimentos, baixas temperaturas podem causar injúria pelo frio em algumas frutas e vegetais frescos. A injúria pelo frio não deixa o alimento inapropriado ao consumo, já que é uma desordem fisiológica que ocorre nos tecidos dos vegetais de origem tropical, mas os deixam com aparência desagradável, já que ocasiona descoloração, manchas, sabores não característicos do alimento entre outros sinais que pode ser interpretado como um alimento de baixa qualidade.

A lesão nos tecidos vegetais afeta sua parte estrutural, como por exemplo, os cloroplastos e mitocôndrias. Estas organelas podem sofrer desorganização, tendo a formação de pequenas vesículas e acúmulo de lipídio nos cloroplastos o que ocasiona desintegração de suas membranas (FELLOWS, 2006). A desorganização destas organelas gera diferentes sintomas, como as danificações

de superfícies (escurecimento, pigmentação, áreas afundadas), exudação da polpa, inibição do amadurecimento, aceleração da senescência e suscetibilidade à contaminação.

Por isso todos os alimentos têm uma temperatura ótima de armazenamento refrigerado. Alimentos congelados devem ser mantidos em temperaturas abaixo de -12 °C por grandes períodos e os alimentos resfriados, como frutos e vegetais apresentam condições ideais de armazenamento. A Tabela 1 mostra a temperatura ideal de armazenamento para alguns frutos e vegetais, incluindo condições de atmosfera modificada.

Tabela 1 – Condições de temperatura de resfriamento de alguns vegetais recomendada pelo Instituto Internacional do Frio (IIF)

Vegetal	Temperatura (°C)	Umidade Relativa (%)	CO ₂ (%)	O ₂ (%)	Vida de armazenamento prática
Abacaxi	8 a 13	85-90	0	21	2-6 semanas
Alface	0 a 1	98	0	21	2-3 semanas
Banana Verde	13	90-95	0	21	10 – 20 dias
Batata	7 a 10	90	0	21	9 meses
Cebola	0	65-70	0	21	6-8 meses
Cenoura	0	98-100	0	21	5-8 meses
Feijão	7 a 8	92-95	0	21	1-2 semanas
Laranja	2 a 7	90	0	21	6-10 semanas
Maracujá	7 a 10	85-90	0	21	3-5 semanas
Melão	2 a 5	95	0	21	2 semanas
Milho	0	95	0	21	1 semana
Morango	-0.5	95	0	21	8 dias
Pera D'anjou	-1 a 0.5	95	<0.5	1-2	7 semanas
Pimenta	7 a 12	90-95	0	21	2-3 meses
Salsa	0	95-100	0	21	4-8 semanas
Tomate Verde	14 a 12	90-95	0	21	1-2 semanas

Fonte: Adaptado de: IIR. **Recommendations for the processing and handling frozen fruits**. International Institute of Refrigeration. 4th ed. Paris, France. 2006b.

1.2 Água e Alimentos

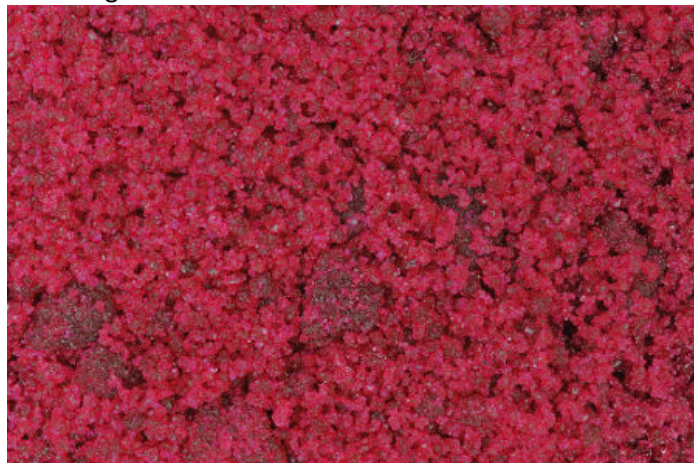
A água é o principal constituinte dos alimentos compondo cerca de 97% a 98% dos vegetais, então sua interação com os outros constituintes tem papel importante na estabilidade dos alimentos, incluindo os refrigerados (resfriados ou congelados).

Relacionando a disponibilidade da água na constituição dos alimentos em suas diferentes formas e o seu comportamento durante o congelamento, a água presente nos materiais biológicos pode ser:

- Água livre: aquela que se solidifica como gelo puro;
- Água de constituição: aquela presente em sistemas macromoleculares mas que pode ser separada como gelo;

- Água de adsorção: água ligada à compostos sólidos e não congela. (Em liofilização é removida após as outras duas);
- Água de cristalização: água com ligações extremamente fortes, fazem parte do sistema cristalino. Sais hidratados, por exemplo possuem moléculas de água no retículo cristalino do sal (Figura 1).

Figura 1 - Cloreto de Cobalto II hexahidratado



Fonte: DIAS, Diogo Lopes. **Nomenclatura de sais hidratados**. Disponível em: <<https://mundoeducacao.bol.uol.com.br/quimica/nomenclatura-sais-hidratados.htm>>. Acesso em: 12 jun. 2018.

Nos alimentos, a porcentagem de água congelada varia com a composição e com a temperatura. A formação de gelo durante o congelamento de uma solução faz com que ocorra alterações na quantidade de soluto disponível na solução na medida em que a água livre vai congelando, consequentemente há modificações nas propriedades coligativas.

A formação de gelo e a indisponibilidade de água na solução (solução concentrada), faz com que seja necessária uma menor temperatura para que o congelamento continue. Na Tabela 2 visualiza-se a quantidade de água congelada (%) em função da temperatura de congelamento. Na medida em que a água é congelada, menor é a temperatura que deve ser aplicada para congelar uma menor quantidade de água disponível.

Os principais sólidos solúveis constituintes dos alimentos podem ser denominados hidrocolóides. Os hidrocolóides são componentes (colóides) que tem afinidade com a água, proteínas, géis e polissacarídeos, que promovem a elasticidade e rigidez e são responsáveis pela consistência nos alimentos.

Tabela 2 - Porcentagem de água congelada a diferentes temperaturas para alguns alimentos

Produto	Porcentagem total de água (%)	Porcentagem de água congelada (%)				
		Temperatura (°C)				
		-5	-10	-15	-20	-30
Carne Magra	74	74	82	85	87	88
Gema de ovo	50	80	85	86	87	87
Suco de frutas	88	72	85	90	93	96
Ervilha	76	64	80	86	89	92
Bacalhau	81,5	77	84	87	89	91
Ovo líquido	74	85	89	91	92	93
Clara de ovo	86,5	87	91	93	94	94
Pão branco	40	15	45	53	54	55
Espinafre	90	88	93	95	96	97

Fonte: BØGH-SØRENSEN, L. (Ed.). **Recommendations for the processing and handling of frozen foods**. 4th ed. Paris: IIR/IIF, 2006a.

Proteína é proveniente da palavra grega proteios, cujo significado é “que tem primazia”, sendo de fato fundamental para a vida como a conhecemos, são compostos poliméricos complexos, constituídos por moléculas orgânicas tendo diversas funções biológicas (RIBEIRO; SETAVALLI, 2007). As proteínas são constituintes de qualquer sistema vivo (animal, vegetal, etc.), possuem alta capacidade de se ligar à água. Algumas proteínas como gelatina e a albumina podem atuar como espessante e emulsificante em processamento de sorvetes e sobremesas congeladas. De forma genérica, a maioria das proteínas apresentam desnaturação retardada pelo resfriamento, mas algumas sofrem desnaturação no congelamento, isto depende do tipo de proteína, da temperatura e do tempo de estocagem.

Polissacarídeos (ou poliosídeos, glicans, glicanas ou glicanos) são grandes polímeros osídicos, formados pela ligação de muitas oses, as quais quando iguais, são chamados de homopolímeros. Apresentam função essencial no armazenamento de energia e manutenção da completude estrutural dos organismos (BERG; TYMOCZKO; STRYER, 2012).

Os amidos são constituídos pela amilose e amilopectina e sofrem retrogradação com o resfriamento (estado ordenado das moléculas de amilose), provocando opacidade e um precipitado insolúvel. Amidos modificados podem formar géis menos resistentes e apresentar menor retrogradação. No processamento de alimentos congelados, ricos em amido, é importante que o congelamento e o descongelamento sejam rápidos para evitar a retrogradação já que as alterações máximas ocorrem no ponto de congelamento.

Outros hidrocolóides comuns no processamento de alimentos, utilizados como espessante, emulsificantes e/ou estabilizantes e, por isso, importantes no resfriamento/congelamento, são as

pectinas, um polissacarídeo, alginatos e carragenatos, géis de origem vegetal e alguns derivados de celulose, metilcelulose e carboximetilcelulose.

1.3 Tempo e velocidade de congelamento de alimentos

O tempo de congelamento de alimentos é definido por três estágios bem característicos, sendo eles:

- Estágio de Pré-Congelamento: que compreende no resfriamento do produto até o início do congelamento;
- Estágio de Congelamento: A temperatura sofre alteração em função da mudança de estado da água; na medida em que a água vai congelando menor será a temperatura para prosseguir o congelamento. Comportamento explicado pelas propriedades coligativas das misturas em função da concentração de solutos na solução aquosa.
- Equilíbrio: Após a conversão da água em gelo a temperatura final em qualquer parte do produto será a mesma, incluindo o centro térmico. Normalmente esta é a temperatura de estocagem.

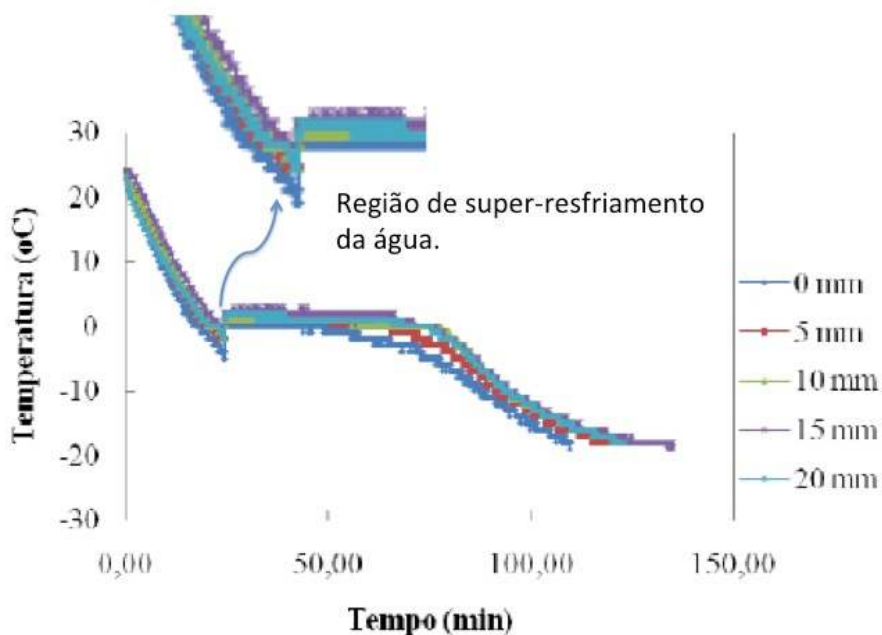
De forma generalizada e passando pelos três estágios, o tempo de congelamento é o tempo desde o pré-congelamento até atingir a temperatura de equilíbrio. Uma curva típica de congelamento mostra estes três estágios. Na Figura 2, para um tempo aproximado de 25 min tem-se a região de pré-congelamento. Nesta fase a temperatura diminui até 0 °C, um pouco menos, região onde inicia-se o congelamento. No platô da curva, entre 25 e 75 min ocorre o congelamento propriamente dito, nesta fase de transição de fase a água livre congela a 0 °C e com a concentração da solução em função do congelamento da água, a temperatura diminui para que o restante da água presente na solução continue a ser congelado. Ao final (entre 125 e 150 min) ocorre o equilíbrio, neste estágio, a temperatura do alimento será a mesma, desde a superfície até o centro térmico.

No congelamento a água é imobilizada na forma de cristais de gelo, com isso ocorre a concentração dos solutos na água não congelada. Essa técnica conserva pela ação de temperaturas relativamente baixas e também pela indisponibilização da água livre e de constituição. Desta forma a conservação de um alimento congelado ocorre por longos períodos (meses, anos) decorrente da ação da diminuição considerável da temperatura e diminuição da atividade de água do alimento.

Durante o congelamento ocorre dois processos sucessivos, a formação de cristais de gelo (nucleação) e o subsequente aumento no tamanho dos cristais (crescimento). Na Figura 3, uma outra curva típica de tempo vs temperatura, semelhante à Figura 2, observa-se o resfriamento e

congelamento da água pura (ABCDE) e da água em uma solução aquosa (AB'C'D'E') que pode ser usada para compreender o congelamento de um alimento. Nesta Figura 3, T_f representa a temperatura de início do congelamento, e t_f representam o tempo de congelamento até atingir a temperatura de equilíbrio.

Figura 2 - Curvas de congelamento em freezer convencional da pimenta *Capsicum baccatum* var. *pendulum* (Dedo de moça). nas seguintes espessuras 0, 5, 10, 15, 20 mm



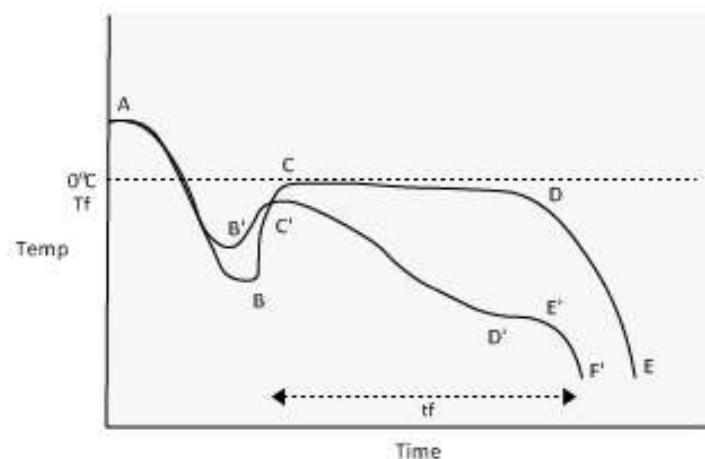
Fonte: CHAVES, K. C. B.; MARQUES, L. G.; FREIRE, J. T. Determinação das curvas de congelamento em freezer convencional e nitrogênio líquido da pimenta “dedo-de-moça”. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA QUÍMICA EM INICIAÇÃO científica, 8., Uberlândia, 2009. **Anais eletrônicos...** Uberlândia, 2009. Disponível em: <<http://www.cobeqic2009.feq.ufu.br/uploads/media/94616221.pdf>>. Acesso em: 10 maio 2018.

O congelamento da água pura (ABCDE) envolve, em um primeiro estágio a remoção de calor sensível até o início do congelamento (A-B). Para iniciar o congelamento a nucleação é necessária, para isso a temperatura cai abaixo de 0 °C (B) sem que ocorra formação de cristais de gelo (estado metaestável da água). O ponto B indica o super-resfriamento da água antes que a cristalização comece, depois que a massa crítica de núcleos é formada, o sistema é nucleado no ponto (B) e libera seu calor latente mais rápido que o removido no sistema (Figura 3).

Este aumento na temperatura (do ponto B para o ponto C) devido a liberação do calor de solidificação depois do super-resfriamento inicial, que representa o início da cristalização do gelo. Do ponto C até o ponto D, temperatura de congelamento da água (0 °C), a água sólida e líquida estão em equilíbrio até que seja totalmente convertida em gelo (ponto D). Para água pura, o platô (C-D) representa o período em que ocorre o crescimento dos cristais de gelo. Ao completar a solidificação,

o calor removido resulta na diminuição da temperatura até o ponto E, normalmente a temperatura da câmara frigorífica (Figura 3).

Figura 3 - Curva típica do congelamento da água pura (ABCDE) e de uma solução aquosa (A'B'C'D'E'F')



Fonte: Autoria Própria.

Para os alimentos o congelamento é mais complexo (A'B'C'D'E'F'). Sistemas alimentícios contêm água e solutos, para estes processos ocorre o super-resfriamento (ponto B'). A nucleação ocorre no ponto B' e o calor de cristalização liberado aumenta a temperatura do ponto B' para o ponto C', o qual representa o ponto de congelamento da solução, que é menor que o ponto de congelamento da água pura. A queda do ponto de congelamento está em função da concentração ou número de moléculas de solutos dissolvidos (propriedades coligativas de soluções). Do ponto C' ao ponto D' ocorre o crescimento dos cristais de gelo e substancial formação de gelo. Um aumento gradual na concentração de soluto é produzido na medida em que a água é separada na forma de cristais de gelo puro, diminuindo o ponto de congelamento refletindo a alteração na concentração. A concentração de soluto aumenta durante o congelamento e eventualmente atinge sua temperatura eutética (um líquido com composição eutética se solidifica em uma temperatura sem que os solutos se separem dele). A supersaturação, indicada pelo ponto D' é observada antes da cristalização do soluto e o calor latente da cristalização do soluto é atingida em D' causando um rápido aumento da temperatura de D' para E'. Na temperatura E', a solução assume a composição do equilíbrio eutético e se mantém constante durante a solidificação eutética, na qual a temperatura é constante (D-E). O esfriamento, abaixo do ponto F', é produzido após solidificação completa do alimento (Figura 3).

Durante o congelamento, a temperatura na superfície do alimento em contato com o ar frio cai mais rapidamente que o centro térmico, assim, a curva de congelamento do alimento varia com a sua espessura, principalmente quando ela é muito grande. O congelamento na superfície em contato

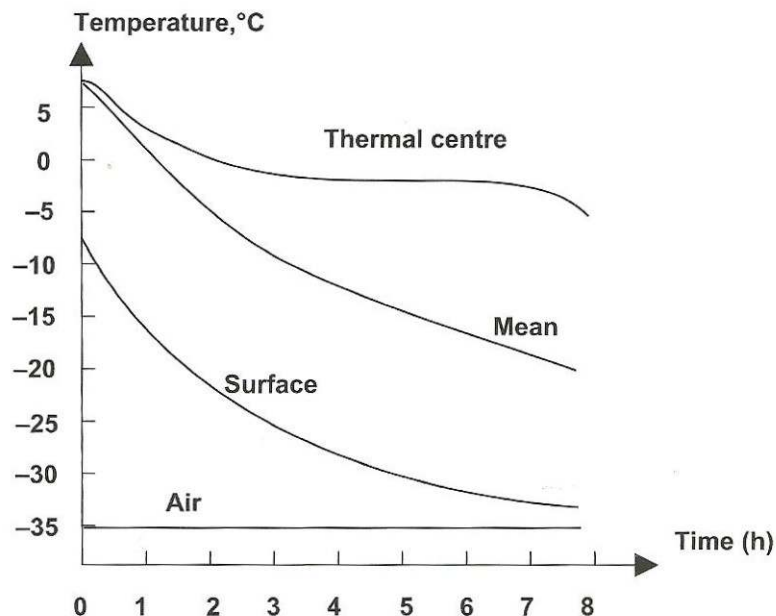
com o ar frio em um processo de congelamento por circulação forçada de ar, a superfície atinge rapidamente a temperatura desejada, seguido da região de espessura média entre a superfície e o centro térmico e, mais lentamente no centro térmico (Figura 4).

A taxa de Congelamento ($^{\circ}\text{C}/\text{h}$) é definida como a relação entre a diferença da temperatura final e inicial do produto dividida pelo tempo, de acordo com a seguinte relação (Equação 1).

$$\text{Taxa de congelamento} = \frac{T_f - T_i}{t_c} \quad [1]$$

onde: T_f é a Temperatura final; T_i é a Temperatura inicial e t_c é o tempo de congelamento.

Figura 4 - Curvas de temperatura versus tempo de congelamento com circulação forçada de ar frio de alimentos em grandes peças com. Curva da superfície, de uma espessura entre a superfície e o centro térmico e do centro térmico



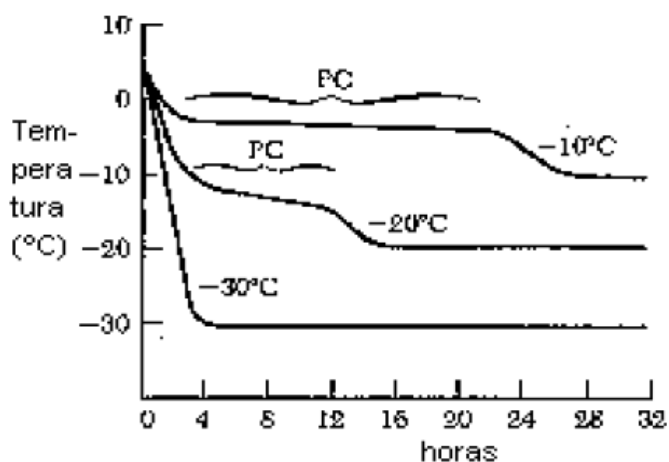
Fonte: BØGH-SØRENSEN, L. (Ed.). **Recommendations for the processing and handling of frozen foods**. 4th ed. Paris: IIR/IIF, 2006a.

A velocidade de congelamento (cm/h) é definida como a velocidade do deslocamento do gelo através do produto, a qual é maior na superfície do produto e menor quanto mais próxima ao centro térmico, esta variável é que irá indicar se um congelamento é rápido ou lento.

Na Figura 5, observa-se o tempo de congelamento (h) de um alimento em função da velocidade de congelamento. Quanto maior a velocidade de congelamento, menos tempo é gasto para que o alimento atinja a temperatura desejada. Para uma alta velocidade de congelamento, 4h é suficiente para que o alimento atinja -30°C , para uma velocidade intermediária 16h é capaz para que o alimento alcance -20°C e para uma velocidade baixa, é necessário 24 h para que o alimento atinja -10°C .

A velocidade de congelamento é que denomina se ele é lento ou rápido. São considerados congelamentos lentos os processos cuja taxa de congelamento é de até 0,2 cm/h, já o congelamento rápido possui índice que varia de 0,5 a 3 cm/h; nesta classe encontram-se os processos de frigorificação com circulação de ar forçada, leito fluidizado, túnel de CO₂. Há também o congelamento ultra rápido ou ultra congelamento que são aqueles com velocidade de 5 a 100 cm/h como por exemplo, imersão em nitrogênio líquido (Figura 6).

Figura 5 - Curvas de congelamento, mostrando as velocidades relativas em diferentes temperaturas



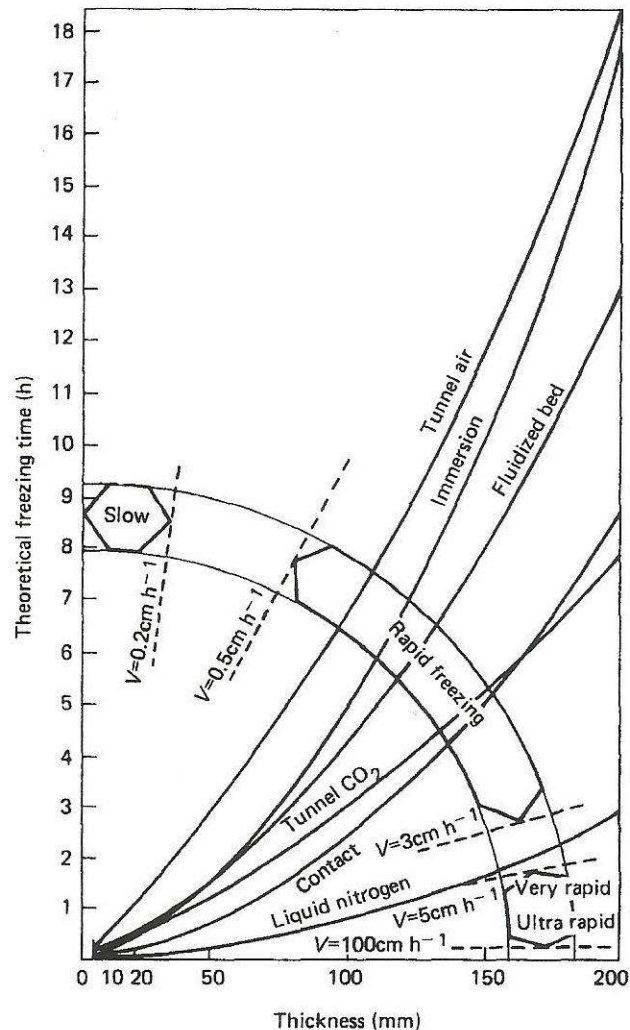
Fonte: FORREST, J. C. et al. **Fundamentos de ciencia de la carne**. Zaragoza: Acribia, 1979.

O congelamento dos alimentos pode ocasionar formação de gelo intra ou extra celular devido à complexidade dos tecidos. A permeabilidade de membranas e as propriedades internas de uma célula são importantes fatores que afetam a formação de gelo. A localização dos cristais de gelo nos tecidos e nas suspensões celulares é função do tipo de células, da taxa de congelamento e da temperatura. Geralmente é aceito que a cristalização, independentemente da taxa de congelamento, é iniciada no fluido extracelular (COLLA & PRENTICE-HERNÁNDEZ, 2003).

Congelamento lento (menor que 2 °C/min) de tecido vegetal, animal ou suspensões celulares, normalmente faz com que a formação de cristais de gelo ocorra exclusivamente em regiões extracelulares. Quando o cristal de gelo começa a se formar no espaço extracelular, a concentração do soluto aumenta e a água livre decresce na região externa não congelada. Os cristais de gelo não conseguem penetrar na membrana celular, então a água intracelular migra através da célula e se deposita nos cristais de gelo extracelulares visando equilibrar o potencial químico do sistema, a difusão da água para o espaço extracelular baixa a probabilidade de formação intracelular. Esse procedimento ocasiona considerável encolhimento da célula e formação exclusiva de grandes cristais de gelo extracelulares. Em contrapartida o congelamento rápido em baixas temperaturas faz com

que ocorra formação de cristais intra e extracelulares com distribuição uniforme (COLLA & PRENTICE-HERNÁNDEZ, 2003).

Figura 6 - Variação do tempo de congelamento em relação à espessura. Comparação de tempos de congelamento teóricos para congelamento lento, congelamento rápido (Túnel de ar, Túnel de CO₂, Leito fluidizado, Imersão, Contato) e congelamento ultra rápido (N₂ líquido)



Fonte: RÉMY, J. **Modern freezing facilities**. International Journal of Refrigeration, Paris, v. 10, n. 3, p. 165-174, May. 1987.

O congelamento rápido possibilita a cristalização intracelular e resulta em numerosos e pequenos cristais de gelo nos tecidos e suspensões celulares, tendo mínimo deslocamento de água e consequentemente, alimentos com aparência similares ao não congelados.

O encolhimento das células ou tecidos constituintes de alimentos devido ao congelamento lento é também definido como injúria, que também pode ocorrer no congelamento rápido. Neste caso, a injúria acontece devido ao congelamento muito rápido, fazendo com que a célula retenha água, a qual durante o congelamento expande até 9% do seu volume e o cristal de gelo intracelular danifica o tecido celular.

O que foi até então relatado relaciona-se principalmente com a água, entretanto, a refrigeração de um alimento altera a estrutura de outros constituintes, como exemplo a gordura.

Muitos alimentos são constituídos de uma emulsão, a qual é um sistema heterogêneo, composto por um líquido imiscível disperso em outro na forma de gotas microscópicas. Em baixas temperaturas pode-se quebrar as ligações que mantêm estáveis as emulsões, tendo como exemplo, a camada de gordura do leite que é separada após o congelamento ou até mesmo no resfriamento. A emulsificação mecânica ou até mesmo a ação de emulsificantes podem agir para evitar essa separação. Lembrando que a emulsificação não ocorre espontaneamente, sendo necessária a agitação mecânica, por meio de misturadores, homogeneizadores, etc.

Os emulsificantes diminuem a tensão superficial, formando um filme sobre a gotícula dispersa evitando assim sua coalescência.

A gema de ovo é outro exemplo de emulsão desestabilizada pela ação do frio, este alimento após o congelamento apresenta a capa de gordura pastosa que dificulta a mistura com outros ingredientes, no entanto, para evitar tal problema emprega-se a adição de sal ou açúcar em congelamento rápido.

1.4 Temperatura de estocagem

Quando o congelamento for bem feito não causará grandes variações dos nutrientes nos alimentos, portanto a manutenção da temperatura de estocagem é essencial para que as propriedades dos alimentos congelados sejam preservadas após o congelamento.

A temperatura de estocagem tem um papel importante na manutenção da qualidade de um produto congelado ($T < -18^{\circ}\text{C}$). Quanto menor for a temperatura, maior será o tempo de estocagem do produto. Na Tabela 3 é possível identificar que, para valores de temperatura mais baixas, maiores serão os dias de estocagem até que se perceba variações na cor e sabor de alguns vegetais congelados. Por exemplo, a ervilha congelada e acondicionada a -4°C , em 5 dias já apresentará alterações na cor e em 14 dias alterações no sabor, no entanto se armazenada a -18°C , serão necessários mais de 5 anos para que ocorra alterações na cor da ervilha e quase 1 ano para que ocorra alterações no sabor (Tabela 3).

A vida útil de um alimento congelado em condições de baixa temperatura depende da temperatura, mas também da composição do alimento. Por exemplo, na Tabela 4 tem-se algumas alterações no sabor de pescados armazenados a -18°C , pescado gordo sofre alterações leves em 90 dias, já os pescados magros sofrem alterações em 120 dias assim como os camarões.

Tabela 3 - Tempo de estocagem em dias para alteração perceptível na qualidade de alguns vegetais a diferentes temperaturas

Temperatura (°C)	Ervilha		Couve-Flor		Espinafre		Vagem	
	Cor	Sabor	Cor	Sabor	Cor	Sabor	Cor	Sabor
-18	2025	305	58	291	350	150	101	296
-12	48	90	18	61	70	60	28	94
-7	11	27	6	13	20	20	8	30
-4	5	14	3	6	7	8	4	17

Fonte: OLSON, R. L.; DIETRICH, W. C. Quality and stability of frozen vegetables. In: ARSDEL, W. B. (Ed.). **Quality stability of frozen foods**. New York: John Wiley, 1969.

Tabela 4 - Tempo (dias) para alterações no sabor de pescado embalado e armazenado a -18°C

Produto	Alteração a -18°C	
	Leve	Significante
Pescado gordo (salmão/truta/sardinha)	60-90	120-180
Pescado magro	90-120	210-300
Camarão/Vieira	90-120	180-240
Lagosta cozida/Ostra/Caranguejo	60-180	120-180

Fonte: BRAMSES, F. Quality and stability of frozen seafood. In: VAN ARSDEL, W. B.; COPLEY, M. J.; OLSON, R. T. (Ed.). **Quality and stability in frozen foods**. New York, USA: John Wiley & Sons, 1969

Na relação entre o tempo de estocagem e suas qualidades organolépticas (deterioração química, enzimática ou microbiana) consideram-se dois períodos:

- Tempo de alta qualidade (TAQ): tempo de estocagem até onde as alterações sensoriais são perceptíveis, sem que o consumo seja comprometido;
- Tempo prático de estocagem (TPE): É o tempo de estocagem em que o produto ainda mantém suas características adequadas ao consumo.

Alguns exemplos de estocagem frigorificada de alimentos podem demonstrar a diferença entre o TAQ e o TPE, por exemplo na Tabela 5 nota-se que há alterações no sabor de frango frito em função da temperatura de armazenagem. Na condição de -18 °C em 2 meses o frango sofre alteração do sabor quando armazenado em atmosfera normal (Ar), mas a rancidêz, que inviabiliza o consumo ocorre somente em 9 meses, desta forma, o TAQ seria 2 meses, tempo no qual já seria possível perceber alteração no sabor, mas o TPE seria 9 meses, pois em até 9 meses o alimento poderia ser consumido sem causar nenhum problema a saúde do consumidos (o alimento ainda estaria seguro). Nestes dados, também se percebe a influência da atmosfera modificada com N₂ na preservação do frango frito, pois em atmosfera modificada a -18 °C alterações no sabor do frango seria sentido após 12 meses, independentemente da temperatura (Tabela 5).

Em outro exemplo pode-se observar a variação de acidez, gordura e dos ácidos graxos livres (AGL) em leite de cabra cru mantido em diferentes temperaturas de armazenamento frigorificado por vários dias (Tabela 6).

Tabela 5 - Influência da atmosfera inerte na alteração do sabor em frango frito

Temperatura (oC)	Tempo para alteração (meses)			
	Sabor		Rancidez	
	N2	Ar	N2	Ar
-7	12	0,5	12	2
-12	12	2	12	6
-18	12	2	12	9

Fonte: HANSON, H. L.; FLETCHER, L. R.; LINEWARE, H. **Time-temperature tolerance of frozen foods. XVII. Frozen fried chicken.** Food Technology, Chicago, v. 13, n. 4, p.221-224, 1959.

Nota-se que quando armazenado na temperatura correta para acondicionamento de leite cru (4 °C) a acidez do leite se mantém por 6 dias, ocorre poucas variações na quantidade de gordura que diminui com o passar do tempo na medida em que a concentração de AGL aumenta. Quando armazenado em temperatura imprópria (10 °C), já no terceiro dia há um aumento significativo na acidez e na decomposição da gordura com maior liberação de AGL. No sexto dia, o leite já está impróprio para o consumo com acidez extremamente elevada (Tabela 6).

O Instituto Internacional do Frio (Institut International de Froid - IIF ou International Institute of Refrigeration - IIR) (2006) recomenda o tempo prático de estocagem (TPE) para vários tipos de alimentos para diferentes temperaturas de estocagem congelada (Tabela 7). Vale observar que, na medida em que a temperatura diminui o tempo aumenta.

Tabela 6 - Média dos valores das características físico-químicas de leite de cabra cru conservado sob 4 e 10 °C

Temperatura	Dias de armazenamento	Análise		
		Acidez (°D)	Gordura (g/100g)	AGL (meq/L)
4 °C	0	15,00a	3,43 ^a	0,72a
	3	16,00a	3,36b	0,97b
	6	15,22a	3,28c	1,59c
10 °C	0	15,33a	3,40 ^a	0,88d
	3	17,66a	3,26d	1,60c
	6	45,88b	n.r. ⁽¹⁾	n.r.

Medidas seguidas de letras minúsculas diferentes na mesma coluna indicam diferença significativa a 5% pelo teste de Tukey; ⁽¹⁾ Não realizado. Fonte: Adaptado de: FONSECA, C. R. et al. **Qualidade do leite de cabra in natura e do produto pasteurizado armazenados por diferentes períodos.** Ciência e Tecnologia de Alimentos, Campinas, v. 26, n. 4, p. 944-949, 2006.

Tabela 7 - Tempo prático de estocagem (TPE) em meses a baixas temperaturas de estocagem

Produto	<i>continua</i>		
	-12 °C (10 °F)	-18 °C (0 °F)	-24 °C (-12 °F)
Frutas			
Framboesas/Morangos frescos	5	24	>24
Framboesas/Morangos em açúcar	3	24	>24
Pêssegos/Apricós/ Cerejas frescos	4	18	>24
Pêssegos/Apricós/ Cerejas em açúcar	3	18	>24
Suco de fruta concentrado	-	24	>24
Vegetais			
Aspargos	3	12	>24
Feijões verdes	4	15	>24
Brócolis	-	15	24
Couve de Bruxelas	6	15	>24
Cenouras	10	18	>24
Couve-flor	4	12	24
Milho-verde	-	12	18
Milho	4	15	>24
Cogumelos (cultivados)	2	8	>24
Ervilhas verdes	6	24	>24
Pimenta (vermelha/verde)	-	6	12
Batatas	9	24	>24
Espinafre	4	18	>24
Cebolas	-	10	15
Alho-poró	-	18	-
Carnes e Aves			
Carcaça (não embalada)	8	15	24
Corte/Bife	8	18	24
Carne moída	6	10	15
Carcaça de carne de vitela (não embalado)	6	12	15
Bife/Corte de carne de vitela	6	12	15
Carcaça de ovinos	18	24	>24
Bifes de ovinos	12	18	24
Carcaça de suínos	6	10	15
Bife/Corte de suínos	6	10	15
Bacon fatiado (embalado à vácuo)	12	12	12
Frangos inteiros	9	18	>24
Frango (Pedaços/Cortes)	9	18	>24
Perus inteiros	8	15	>24
Patos/Gansos (inteiros)	6	12	18
Fígado	4	12	18

continua

<i>continuação</i>			
Produtos marinhos			
Carne de peixe gorda	3	5	>9
Carne de peixe magra	4	9	>12
Lagosta/Caranguejo/Camarão com casca	4	6	>12
Molusco/Ostra	4	6	>9
Camarão (cozido/sem casca)	2	5	>9
Ovos			
Ovo inteiro	-	12	>24
Leite e Derivados			
Manteiga sem sal (pH 4,7)	15	18	20
Manteiga com sal (pH 4,7)	8	12	14
Manteiga	20	>24	>24
Creme	-	1	15
Sorvete	1	6	24
Padaria e Produtos Confeitados			
Bolos (queijo/esponja/chocolate/frutas/etc.)	-	15	24
Pães	-	3	-
Massa crua	-	12	18

Fonte: BØGH-SØRENSEN, L. (Ed.). **Recommendations for the processing and handling of frozen foods**. 4th ed. Paris: IIR/IIF, 2006a.

1.5 Aspectos microbiológicos

Os alimentos proporcionam condições favoráveis à proliferação de microrganismos, pois são ricos em água e nutrientes e apresentam pH variando entre 5 e 8 com exceção de alimentos ácidos ou acidificados. Estas características somadas à presença de oxigênio e temperaturas elevadas favorecem o desenvolvimento microbiano. A diminuição da temperatura faz com que os microrganismos se distanciam de sua temperatura ótima de crescimento, mas deve-se enfatizar que o frio não esteriliza o alimento. Se um alimento contaminado for congelado, o aumento da temperatura durante o descongelamento fará com que os microrganismos existentes se proliferem novamente, dessa forma, em temperatura mínima de crescimento (temperatura de refrigeração), o desenvolvimento de microrganismos é interrompido.

Os microrganismos, dentre suas várias especificações classificam-se também pela sua temperatura ótima de crescimento:

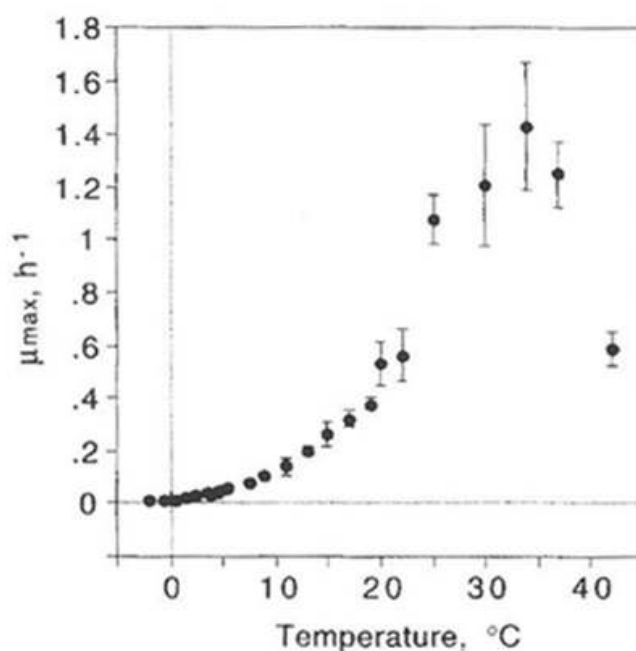
- Mesófilos (Temperatura ótima de 30 a 45 °C): Não se desenvolvem abaixo de 5 °C;
- Psicotrófilos (Temperatura ótima de 25 a 30 °C): Se adaptam em temperatura de resfriamento;
- Psicrófilos (Temperatura ótima de 12 a 15 °C): Necessitam de baixas temperaturas para seu crescimento.

Durante a estocagem congelada ou resfriada os microrganismos não se desenvolvem, ou seja, não há proliferação. Entretanto, o alimento ao ser submetido à uma temperatura elevada, a proliferação dos microrganismos, ali presentes, se inicia e quanto maior for a temperatura do alimento ou quanto mais próxima da temperatura ótima de crescimento, maior a proliferação e consequentemente a deterioração.

Existem inúmeros trabalhos na literatura que demonstram o aumento na taxa de crescimento de microrganismos com a temperatura. Além daqueles que mostram que o crescimento microbiano em alimentos não ocorre quando baixas temperaturas são empregadas. O tempo de geração de microrganismos ocorre em função da temperatura.

Em um estudo realizado com *Listeria monocytogenes* nota-se que na medida em que ocorre o aumento da temperatura a taxa de crescimento do microrganismo aumenta (BAJARD et al., 1996). Observe que nas condições de temperatura ambiente (20 a 30 °C) o crescimento da *Listeria* aumenta consideravelmente (Figura 7), por isso, ao se descongelar um alimento deve-se atentar-se à temperatura. O descongelamento rápido (em micro-ondas, por exemplo) que reduz o tempo de exposição do alimento à alta temperatura, ou o descongelamento refrigerado (na geladeira à 5 °C) diminuem a proliferação de microrganismos que muitas vezes podem estar presentes na superfície de carnes, peixes ou aves.

Figura 7 - Taxa de crescimento máxima específica (h^{-1}) com limites de confiança de 95%, em relação à temperatura (°C) para *Listeria monocytogenes* CIP 7831 no caldo Mueller Hinton



Fonte: BAJARD, S. et al. The particular behaviour of *Listeria monocytogenes* under sub-optimal conditions. *International Journal of Food Microbiology*, Amsterdam, v. 29, n. 2-3, p. 201-211, 1996.

1.6 Equipamentos usados para resfriamento e congelamento dos alimentos

No processamento de alimentos estes equipamentos podem operar em uma linha contínua ou em batelada.

Como apresentados na Figura 6, os meios para que ocorra o congelamento, mas que alguns deles podem também ser empregados para o resfriamento, são classificados como:

- Congeladores ou refrigeradores com circulação forçada de ar: Utilizam o ar como meio de troca térmica;
- Congeladores ou refrigeradores por imersão: Aplicam água, salmoura ou outro líquido apropriado resfriados em um chiller (resfriador de líquido);
- Congeladores de contato: A troca de calor ocorre por condução. Uma superfície refrigerada é colocada diretamente em contato com o produto, a qual estas superfícies são normalmente evaporadores de placa plana onde o fluido refrigerante é expandido diretamente;
- Congeladores criogênicos ou supercongelantes: Empregam N_2 e CO_2 líquido em contato direto com o produto, o líquido absorve calor do produto em contato direto e evapora.

1.7 Equipamentos usados no resfriamento ou congelamento de alimentos

Câmaras frias: São ambientes usados para armazenar o alimento resfriado ou congelado (Figura 8). Para resfriamento as temperaturas de operação são menores que $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, já para congelamento as temperaturas normalmente variam de $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. São usadas para armazenamento, não devem ser usadas para o processo de congelamento. Às vezes podem ser usadas para resfriar alguns alimentos como carnes e vegetais *in natura*.

Túnel de resfriamento e congelamento com circulação forçada de ar: Os túneis tanto de congelamento como de resfriamento podem ser fixos ou móveis. Os túneis fixos são construídos como uma câmara fria isolada adequadamente (Figura 8). O evaporador onde o fluido refrigerante é expandido, normalmente fica disposto nas paredes laterais à entrada da câmara e possuem ventiladores potentes que proporcionam grande volume de ar a alta velocidade circulada sobre o produto. Nos túneis os produtos podem ser acomodados em carrinhos com bandeja ou em embalagens plásticas apropriadas (caixas plásticas com aberturas), tanto para o resfriamento como o congelamento de alimento é interessante que o produto esteja embalado para evitar desidratação da superfície pelo contato com o ar frio a alta velocidade. Para resfriamento de vegetais, os

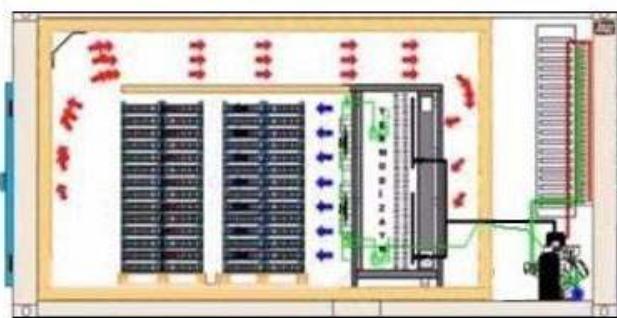
evaporadores têm ventiladores com baixa velocidade de ar e muitas vezes nem possuem ventiladores e o resfriamento ocorre por convecção natural, por isso os túneis usados para resfriamento de vegetais *in natura* são, simplesmente, câmaras frias. Os túneis fixos de resfriamento ou congelamento são empregados em processos que operam em batelada ou semi-contínuos. Uma certa quantidade de produto é levada ao túnel, permanecendo lá até que a temperatura desejada seja alcançada. Depois são transferidos para uma câmara fria de armazenamento, especificamente para os congelados. Os túneis de operação móvel ou contínua são usados, principalmente, em linhas de processo contínuo, podendo ser túnel de resfriamento ou congelamento de esteira retilínea com circulação de ar forçada.

Figura 8 - Exemplo de uma câmara fria industrial



Fonte: CÂMARA frigorífica/fria (Multifrio). Disponível em: <<https://www.logismarket.ind.br/multifrio-refrigeracao/camara-frigorifica-fria/4399796676-5011691793-p.html>>. Acesso em: 12 jun. 2018.

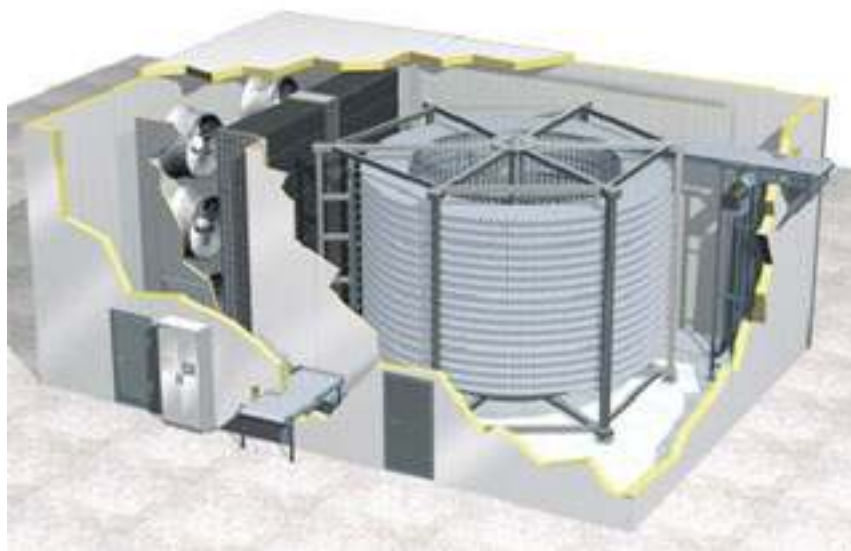
Figura 9 - Exemplo de túnel de congelamento fixo



Fonte: SHOCK & blast freezer. Disponível em: <http://www.syfreezer.com/products/air_blast_freezer.html>. Acesso em: 12 jun. 2018.

Túnel de congelamento em esteira ou contínuo pode ou não ser em espiral com circulação de ar forçada. Estes túneis com esteira utilizadas para resfriamento podem operar também com aspersão de água ou salmoura com baixa temperatura (refrigerante secundário resfriado em um chiller). No processo contínuo de produção de alimentos, as esteiras transportam os produtos até o túnel equipado com uma estrutura devidamente isolada, normalmente acopladas umas às outras em um formato ideal. Neste sistema há evaporadores com ventiladores que proporcionam a circulação de ar frio sobre os alimentos. A velocidade da esteira deve ser ajustada de maneira a permitir que na saída do túnel a temperatura do produto será aquela desejada. A constituição do túnel de congelamento com esteira em espiral (Figura 10) é semelhante, entretanto esta disposição de esteiras é necessária para aumentar o tempo de residência do produto no túnel de congelamento até que se atinja a temperatura almejada, normalmente -18 a -20°C.

Figura 10 - Exemplo de túnel de congelamento em espiral que opera em processo contínuo



Fonte: RECRUSUL. Disponível em: <<http://www.recrusul.com.br/site/pt/detalhe-produto.asp?idProduto=19>>. Acesso em: 12 jun. 2018.

Congelador à placa: São usados para congelar os alimentos através de condução. Os alimentos são depositados sobre prateleiras formadas por evaporadores a placas. Estes evaporadores são constituídos de placas planas soldadas, normalmente, uma lisa e outra corrugada soldada uma na outra. O fluido refrigerante circula pelos espaços entre as placas e evapora quando absorve calor do alimento em contato. Este tipo de congelador também é protegido por estrutura devidamente isolada, normalmente poliuretano expandido e opera em batelada.

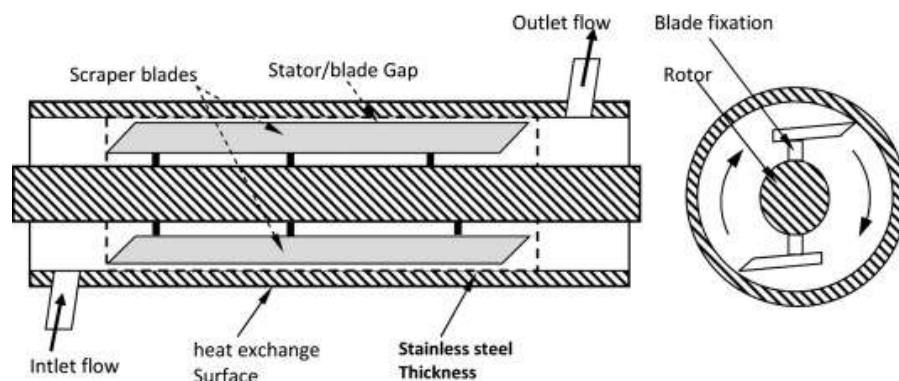
Figura 11 - Exemplo de túnel de congelamento a placas



Fonte: PLATE freezer system. Disponível em: <<https://www.foodonline.com/doc/plate-freezer-system-0001>>. Acesso em: 12 jun. 2018.

Outro tipo de congelador por contato é conhecido como trocador de calor de superfície raspada, muito utilizada na produção de sorvetes e congelamento de líquidos. É composto por dois cilindros, um dentro do outro. Onde o fluido refrigerante em ambos os casos circula no espaço entre os dois (carcaça). A expansão é direta e o refrigerante líquido ao retirar calor do produto, propiciando seu congelamento, evapora. Este trocador de calor possui pás que giram em seu interior raspando a superfície do cilindro interno onde o produto congela. Em produção de sorvete este congelador é extremamente conveniente já que, o movimento das pás, além de promover o congelamento uniforme também auxilia na incorporação de ar (Figura 12).

Figura 12 - Representação esquemática de um trocador de calor de superfície raspada “SSHE”, secção transversal longitudinal e transversal.



Fonte: YATAGGHENE, Mourad; LEGRAND, Jack. **A 3D-CFD model thermal analysis within a scraped surface heat exchanger**. Elsevier: Computers & Fluids, v.71, p. 380-399, 30 jan. 2013.

Congelador de leito fluidizado: É um congelador com circulação de ar forçada. Como relatado anteriormente, os evaporadores são instalados em um ambiente devidamente isolado e acoplado às eles existem ventiladores que propiciam a movimentação do ar frio através do produto. Especificamente para este tipo de congelador a velocidade do ar é extremamente alta, assim como o volume do ar circulado. No congelamento de vegetais, ervilhas, legumes picados, por exemplo, está alta velocidade do ar propicia a flutuação dos alimentos no leito de ar.

Figura 13 - Esquema de um congelador de leito fluidizado



Fonte: FLUIDIZES-bed tunnel freezer. Disponível em:
<http://www.ntsquare.com/en/product/sudong/other/153>. Acesso em: 12 jun. 2018.

Resfriamento por imersão: O resfriamento ou congelamento por imersão utiliza a água ou salmoura para propiciar a troca de calor. O alimento será resfriado ou congelado através do contato direto com este refrigerante líquido. Este sistema é usado principalmente no resfriamento e pré-congelamento de alimentos de forma irregular, por exemplo, frango e cortes de frango, cortes de carne bovina e peixe. É interessante, que o produto já esteja embalado quando for imerso nesta solução para que não ocorra contaminação do produto pelo refrigerante. As embalagens apropriadas para isso são as de plásticos flexíveis. O princípio de funcionamento consiste em um aparelho equipado com um tanque contendo o líquido refrigerante, normalmente usado em processos contínuos. O alimento, transportado por esteiras, é imerso no tanque permanecendo em contato com o fluido no período necessário para que se atinja a temperatura desejada. O transporte de alimento dentro do depósito pode ocorrer através de esteiras ou mais comumente, através de rosca tipo parafuso sem fim.

2. DIAGRAMAS DE CICLOS FRIGORÍFICOS - A REFRIGERAÇÃO E O SISTEMA DE COMPRESSÃO

A refrigeração é o processo que visa a remoção de calor de um corpo mais quente pelo mais frio. O calor removido é comumente denominado de carga térmica, sendo essa a quantidade de calor que deve ser removida de um produto para que este atinja a temperatura desejada.

Na refrigeração mecânica, os agentes de refrigeração são, principalmente:

- Os Refrigerantes: substância que absorve calor, agente de resfriamento;
- O esfriamento latente: calor absorvido pelo refrigerante que faz mudar o seu estado físico (liquefação ou evaporação);
- O esfriamento sensível: calor absorvido pelo refrigerante que faz elevar a sua temperatura.

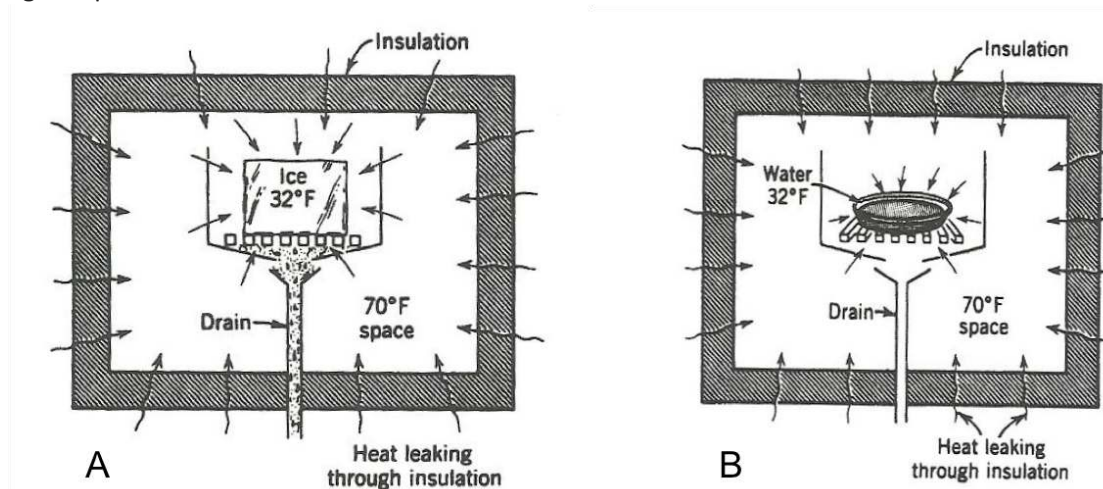
Se em um espaço fechado for colocado o gelo (água no estado sólido) à 0 °C (32 °F) o espaço se manterá refrigerado em uma temperatura constante (Figura 14A) até que o gelo derreta, assim enquanto o gelo estiver derretendo ou em transição de fase, a temperatura deste refrigerante será sempre a mesma (0 °C) e o calor por ele recebido será o calor latente. No momento em que não houver mais água no estado sólido, o espaço refrigerado continuará recebendo calor e a água, agora em estado líquido (Figura 14B) também continuará recebendo este calor do ambiente externo, sua temperatura irá aumentar, já que não haverá mais transição de fase. Deste ponto em diante a água líquida irá receber calor sensível.

Embora tenha sido usado a água no estado sólido para definir calor latente e sensível, os refrigerantes líquidos são à base do sistema de refrigeração mecânica. No processo de resfriamento do corpo quente o refrigerante líquido recebe o calor. Este calor absorvido, enquanto o refrigerante líquido estiver evaporando ou enquanto estiver ocorrendo mudança de estado (transição de fase líquido-vapor), é denominado calor latente e a partir do momento em que o calor recebido eleva a temperatura do refrigerante, já no estado vapor, têm-se a transferência de calor sensível.

No sistema de refrigeração de compressão mecânica, o refrigerante líquido torna-se vapor no evaporador, podendo ser qualquer substância que evapore a uma temperatura relativamente baixa e a sua escolha depende da toxidez, custo, dimensionamento, etc.

O refrigerante ideal era o diclorofluorometano (CCl₂) também conhecido como Freon ou R-12 o qual foi proibido devido ao alto potencial de destruição da camada de ozônio (*ODP – Ozone Depleting Potential*). O R-12 é um CFC e tem sido substituído por HCFC e HFC. No capítulo 8 trata exclusivamente sobre os refrigerantes líquidos empregados na refrigeração mecânica. A Tabela 8 apresenta algumas classes de refrigerantes sua composição química e seu ODP e GWP (*Global warming potential*).

Figura 14 – O calor flui do espaço quente para gelo frio. (A) A temperatura do espaço diminui à medida que o gelo derrete e a temperatura do gelo permanece em 32°F. O gelo absorve calor latente e a água deixa o espaço saindo pelo dreno; (B) O calor flui do espaço mais quente para a água fria. A temperatura da água aumenta à medida que a do espaço aumenta também. O calor trocado com a água líquida é o sensível.



Fonte: DOSSAT, R. J.; HORAN, T. J. **Principles of refrigeration**. 5th ed. New Jersey: Prentice Hall, 2002.

Tabela 8 – Relação de alguns refrigerantes, sua designação, nome e composição química

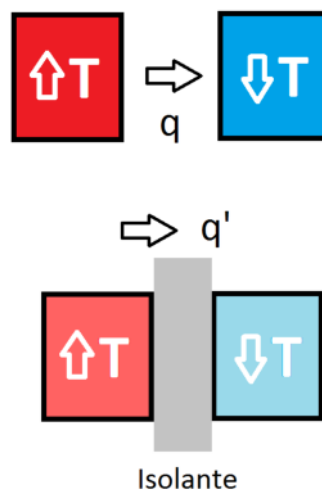
Família	Nº	Nome	Composição química	ODP	GWP
Hidrocarbonetos halogenados					
	11	Tricloromonofluórmetano	CCl_3F (CFC)	1	1
	12	Biclorofluórmetano	CCl_2F_2 (CFC)	1	3,20
	13	Monoclorotrifluórmetano	CClF_3 (CFC)		
	22	Hidrobicloromonofluórmetano	CHCl_2F (HCHC)	0,05	0,34
	123	Hidrobiclorobifluóretano	$\text{C}_2\text{HCl}_2\text{F}_3$ (HCFC)	0,02	0,02
	134a	Bihidrotetrafluóretano	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$ (HFC)	0	0,28
Misturas não azeotrópicas					
	404A		125/143a/134a (44/52/4)	0	0,94
Misturas azeotrópicas					
	502		22/115 (48,8/51,2)	0,22	3,7
Hidrocarbonetos					
	290	Propano	C_3H_8		
Compostos inorgânicos					
	717	Amônia	NH_3	0	0
	718	Água	H_2O	0	0

Fonte: Adaptado de: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

Durante a vaporização do refrigerante ocorre a absorção do calor da câmara, sendo que qualquer recipiente onde ele é vaporizado, denomina-se evaporador.

Já que a refrigeração é o processo que visa a remoção de calor de um corpo mais quente pelo mais frio. O calor removido é comumente denominado de carga térmica, sendo essa a quantidade de calor que deve ser removida de um produto para se atingir a temperatura desejada no próprio produto ou em uma câmara de estocagem refrigerada. Na determinação da carga térmica a ser removida em uma câmara fria deve-se isolá-la termicamente para que o fluxo de calor através das paredes não seja excessivo (Figura 15).

Figura 15 – Esquema de isolamento térmico, ele limita o fluxo de calor $q' < q$.

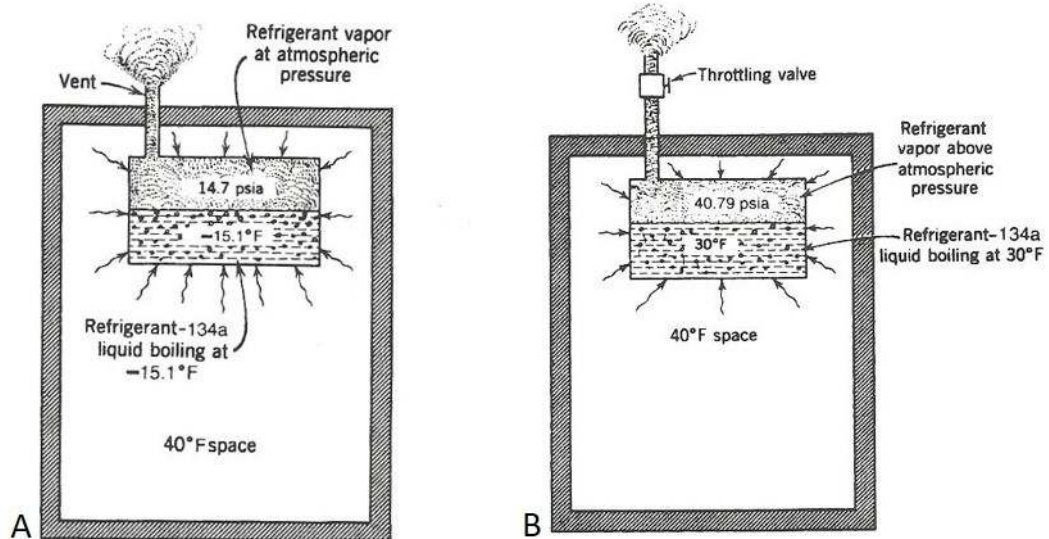


2.1 Controle da temperatura de vaporização

Para que se compreenda o princípio de funcionamento da refrigeração mecânica, os esquemas a seguir irão elucidar seu princípio de funcionamento. Por exemplo, o refrigerante líquido começa a evaporar dentro de um evaporador em uma câmara fria isolada (Figura 16A) e, se por acaso for colocado um retentor de pressão no respiro (Figura 16B) a pressão irá aumentar e consequentemente a temperatura já que as duas propriedades são diretamente proporcionais, com o aumento da pressão há consequentemente o aumento da temperatura ($\uparrow P \rightarrow \uparrow T$).

Mas, o que se deseja na refrigeração é manter constante a temperatura baixa dentro da câmara fria, assim sendo P e T proporcionais, a diminuição da pressão acarreta na diminuição da temperatura ($\downarrow P \rightarrow \downarrow T$) assim para reduzir a pressão do evaporador utiliza-se uma bomba de vapor de deslocamento positivo (compressor) para remoção do vapor e consequentemente, diminuição da pressão no evaporador (Figura 17A).

Figura 16 – (A) O líquido refrigerante se vaporiza quando absorve calor do espaço refrigerado. O calor absorvido pelo refrigerante líquido o transforma em vapor que deixa o evaporador por um respiro. (B) A temperatura de ebulição do refrigerante líquido no evaporador pode ser controlada por meio do controle da pressão do vapor sobre o líquido. Por exemplo, com uma válvula de estrangulamento no respiro.



Fonte: DOSSAT, R. J.; HORAN, T. J. **Principles of refrigeration**. 5th ed. New Jersey: Prentice Hall, 2002.

2.2 Conservação do refrigerante líquido no evaporador

O compressor remove o vapor formado dentro do evaporador (Figura 16A), no entanto o suprimento de líquido refrigerante no evaporador tem que ser contínuo, pois necessita-se o refrigerante líquido em transição de fase o tempo todo. O calor absorvido pelo refrigerante líquido que evapora é o calor latente de transição de fase e, dentro da câmara não há interesse que haja elevada troca de calor sensível já que desta forma, a temperatura constante, não se manterá na evaporação e a temperatura da câmara pode aumentar. Então, na medida em que o refrigerante evapora o líquido deverá ser repostado constantemente por meio de um controle de vazão do refrigerante (Figura 17B).

2.3 Recuperação do refrigerante

A figura a seguir (Figura 18A) já mostra o evaporador e o controle de vazão do refrigerante em configuração mais próxima ao que realmente é. O evaporador é um trocador de calor na forma de serpentina em ziguezague e sua configuração será tratada em um capítulo específico.

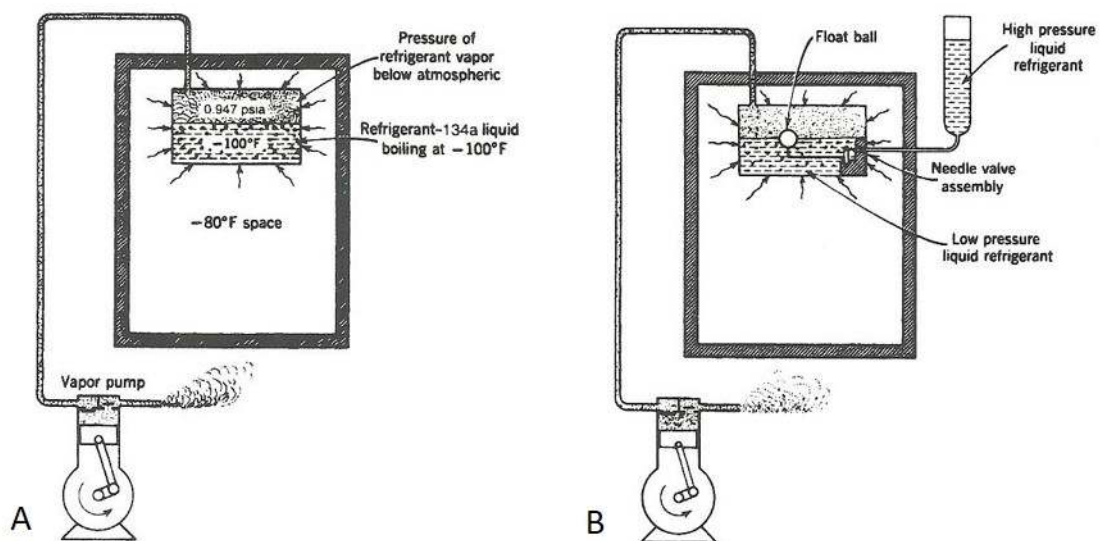
A questão a ser discutida agora é a recuperação do refrigerante no ciclo frigorífico. A temperatura do vapor saturado que sai do evaporador é igual à temperatura e pressão do líquido em

evaporação, assim a temperatura do vapor é baixa e menor que a temperatura do ambiente externo à câmara onde ocorre a condensação do vapor refrigerante.

Os agentes de condensação na refrigeração mecânica são dois, a água que pode vir de canalização urbana ou de torres de resfriamento e o ar externo com temperatura ambiente. Então, para que o refrigerante no estado vapor troque calor ou rejeite o calor absorvido na câmara para o agente de condensação, a temperatura do agente de condensação tem que ser menor que a temperatura do vapor refrigerante.

A solução para esta questão é o aumento da temperatura de saturação do vapor refrigerante por meio da ação do compressor que aumenta a pressão do vapor que sai do evaporador e, conseqüentemente, a temperatura ($\uparrow P \uparrow T$).

Figura 17 - (A) A pressão do refrigerante no evaporador é reduzida abaixo da pressão atmosférica por ação de uma bomba de vapor. (B) O sistema de válvula flutuante exemplifica a forma de manter o nível constante de líquido refrigerante no evaporador.

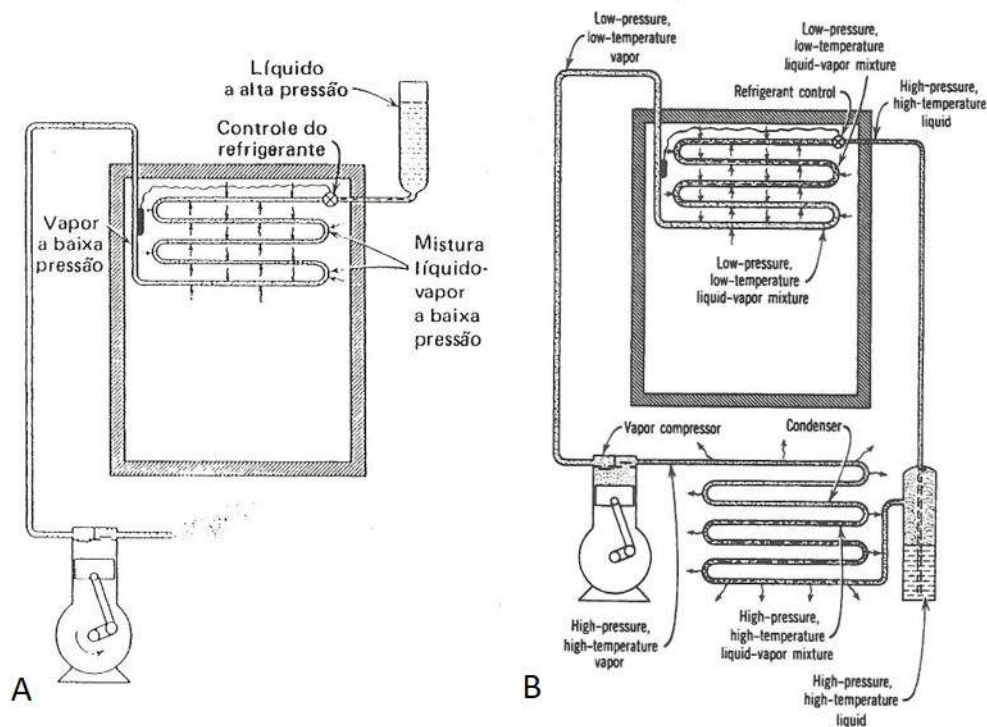


Fonte: DOSSAT, R. J.; HORAN, T. J. **Principles of refrigeration**. 5th ed. New Jersey: Prentice Hall, 2002.

No condensador (Figura 18B) o vapor irá rejeitar o calor ao agente de condensação formando um líquido com pressão e temperaturas mais elevadas que será armazenado no tanque de armazenagem de refrigerante líquido e retornará a circular no evaporador após passar pelo controle da vazão do refrigerante.

O refrigerante é o agente de transmissão de calor, que absorve calor na câmara e rejeita calor para o agente de condensação.

Figura 18 – (A) Serpentina do evaporador com válvula de expansão termostática como controle do refrigerante. (B) Condensação do vapor refrigerante. O refrigerante absorve calor no evaporador e o rejeita no condensador juntamente com o calor sensível ganho na compressão.



Fonte: A. DOSSAT, R. J. **Princípios de refrigeração: teoria, prática, exemplos, problemas, soluções**. São Paulo: Hemus, 2004. B. DOSSAT, R. J.; HORAN, T. J. **Principles of refrigeration**. 5th ed. New Jersey: Prentice Hall, 2002.

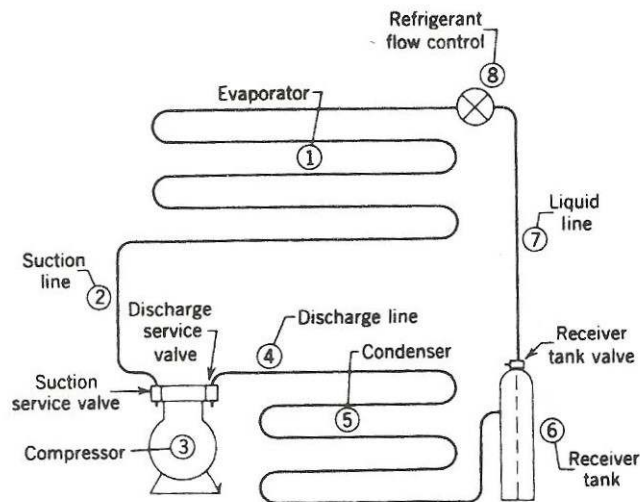
2.4. Sistema típico de vapor-compressão

O sistema típico de vapor-compressão na refrigeração mecânica (Figura 19) é constituído de:

1. Evaporador: Trocador de calor onde ocorre a transição de fase do refrigerante líquido para vapor, enquanto retira calor do ambiente refrigerado (câmara fria);
2. Tubulação ou linha de admissão: Transporta o vapor do evaporador para a admissão do compressor;
3. Compressor: Retira o vapor refrigerante formado no evaporador e aumenta a pressão e temperatura deste vapor para que possa ser condensado; é constituído por válvulas de admissão e exaustão.
4. Tubulação ou linha de escape: Transporta o vapor a elevadas pressões e temperaturas do compressor ao condensador.
5. Condensador: Trocador de calor que promove a troca entre o vapor refrigerante aquecido e o agente de condensação, liquefazendo-o;
6. Tanque coletor: Assegura o armazenamento de líquido condensado;
7. Linha de líquido: Transporta o refrigerante para o controle de fluxo;

8. Controle de fluxo do refrigerante: Tem a função de medir a quantidade do fluxo refrigerante necessária ao evaporador e diminuir a pressão do líquido q entra no trocador de calor, o líquido vaporiza à baixa pressão e, conseqüentemente, baixa temperatura.

Figura 19 – Diagrama de fluxo de um sistema simples de compressão de vapor, mostrando as partes principais



Fonte: DOSSAT, R. J.; HORAN, T. J. **Principles of refrigeration**. 5th ed. New Jersey: Prentice Hall, 2002.

O sistema frigorífico é dividido em duas partes que se dá em função da pressão.

A região de baixa pressão (refrigerante a baixa pressão) é constituída por:

- Controle de fluxo de refrigerante;
- Evaporador;
- Linha de admissão do compressor.

A região de baixa pressão é denominada por região de pressão do evaporador; ou de pressão de admissão; ou contrapressão sendo esta pressão medida no compressor na entrada da válvula de admissão.

A região de alta pressão (refrigerante a alta pressão) é constituída pelo:

- Compressor;
- Linha de exaustão do compressor;
- Condensador;
- Tanque de líquido refrigerante.

Esta região de alta pressão é denominada também de região de pressão de condensação; pressão de exaustão ou pressão de recalque.

Os equipamentos que dividem as regiões de alta e baixa pressão são:

- Controle do fluxo refrigerante (baixa pressão);

- Válvula de exaustão do compressor (alta pressão).

Dentro do ambiente refrigerado ficam instalados os evaporadores e os controles da vazão do refrigerante, por exemplo, a válvula de expansão. Os demais equipamentos ficam na sala de máquinas e podem também estar agrupados em uma unidade condensadora, constituída pelo compressor (mais motor), linha de exaustão do compressor, condensador e pelo tanque coletor de líquido refrigerante.

2.5 Processos que definem um ciclo frigorífico

Os quatro processos termodinâmicos fundamentais de um ciclo frigorífico de simples estágio são:

- Expansão;
- Evaporação;
- Compressão;
- Condensação.

A expansão é isoentálpica, ou seja, a queda da pressão quando o líquido refrigerante à alta pressão passa pelo controle de líquido refrigerante ocorre via expansão do tipo Joule-Thompson.

A evaporação ocorre em um trocador de calor isobaricamente assim como a condensação.

Na compressão considera-se um processo reversível, assim não há variação da entropia. A energia equivalente ao trabalho específico (w) feito para comprimir é a variação da entalpia do vapor refrigerante, denominado calor de compressão. A energia para executar o w de compressão vem do motor.

Na saída do compressor o vapor refrigerante estará superaquecido na temperatura de exaustão. A temperatura de exaustão é maior que a temperatura de condensação (temperatura de saturação do vapor). Durante a condensação o vapor refrigerante rejeita o calor absorvido na evaporação e na compressão para o agente de condensação (ar ou água) e a transferência de calor através do condensador está em função da área da superfície de condensação, do coeficiente de condutância das paredes do condensador e da diferença de temperatura entre o vapor refrigerante e o agente de condensação. A pressão de condensação é a pressão de saturação na temperatura da mistura líquido-vapor no condensador.

E o efeito refrigerante é o calor que cada unidade de massa de refrigerante absorve da câmara de refrigeração, por exemplo:

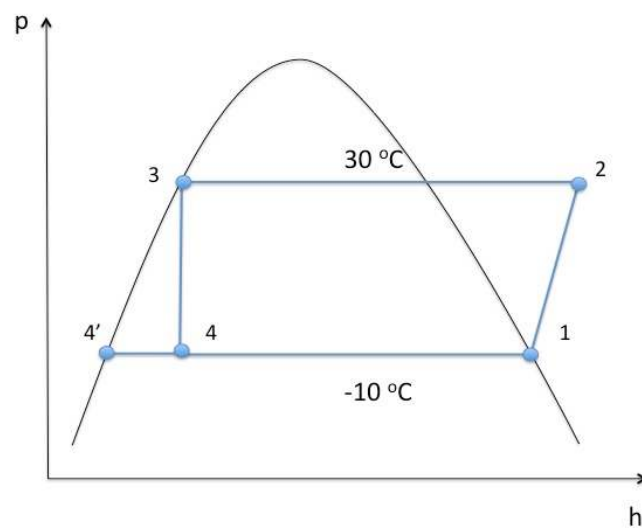
- 1lb de gelo se funde a 32 °F e durante a fusão absorve do ambiente 144 Btu/lb (calor latente de fusão de 1 lb de gelo, Sistema inglês)

- 1kg de gelo se funde a 0°C e durante a fusão absorve do ambiente 335 kJ/Kg (calor latente de fusão de 1kg de gelo, S.I.)

Então o efeito refrigerante de 1Kg de gelo é 335 kJ e de 1lb de gelo é de 144 Btu.

No sistema de refrigeração mecânica, um refrigerante líquido vaporiza, quando absorve o calor do ambiente (calor de vaporização do refrigerante) denominado efeito refrigerante (q_e). Segundo a Figura 19, o efeito refrigerante (q_e) é a diferença de entalpia durante a evaporação do refrigerante no evaporador a -10 °C (Equação 2).

Figura 20 – Diagrama de Fases de p vs h com esquema de um ciclo frigorífico de simples estágio.



$$q_e = h_1 - h_4 \quad [2]$$

onde: h_1 é a entalpia do vapor à -10 °C e h_4 é a entalpia do líquido à 30 °C.

Em um sistema ideal, o calor latente de vaporização é a diferença entre a entalpia do líquido e do vapor na mesma temperatura de saturação, assim à -10 °C (Figura 20) o calor latente de vaporização é demonstrado na Equação 3.

$$q_{vap} = h_1 - h_{4'} \quad [3]$$

onde: h_1 é a entalpia do vapor à -10 °C e $h_{4'}$ é a entalpia do líquido também à -10 °C.

O calor latente de vaporização será sempre maior que o efeito refrigerante pois, no ciclo frigorífico a temperatura do líquido refrigerante será sempre maior que a temperatura de evaporação do líquido refrigerante, assim a temperatura dele tem que ser reduzida à temperatura de evaporação.

2.6 Capacidade do sistema

A capacidade do sistema de refrigeração é uma taxa de transmissão de energia (em unidade de potência dada pela seguinte relação (Equação 4).

$$Q_e = \dot{m} \times q_e \quad [4]$$

onde Q_e é a capacidade de refrigeração, $\dot{m}$ é a massa de solvente que circula por tempo e q_e é o efeito refrigerante.

Assim a taxa a qual o sistema remove calor (capacidade frigorífica) depende:

- I. da massa de refrigeração circulada por tempo;
- II. da ação da refrigeração por unidade de massa.

Na refrigeração industrial, é muito comum denominar a capacidade frigorífica em tonelada de refrigeração. Assim, um sistema com uma tonelada de refrigeração (1TR) significa a capacidade de resfriamento relativa à fusão de uma tonelada de gelo em 24 h, desse modo:

- No sistema inglês, 1 tonelada de gelo equivale a 2.000 lb de gelo. Na fusão de 1 lb de gelo absorve-se 144 Btu, assim 1 TR no sistema inglês equivale a 288.000 Btu/24h, ou 12.000 Btu/h ou 200 Btu/min.
- No sistema internacional 1 kg de gelo absorve 335 kJ, assim 1 tonelada de gelo absorverá 335.000 kJ/24h, ou 12.407,41 kJ/h ou 3,47kJ/s (kW).

2.7 Capacidade do compressor

A potência líquida que deve ser fornecida ao sistema é dada pela Equação 6 (Figura 20).

$$P_{comp} = \dot{m} \times (h_2 - h_1) \quad [5]$$

Onde $\dot{m}$ é a vazão mássica de refrigerante circulada por tempo, h_2 a entalpia do vapor superaquecido na temperatura de exaustão e pressão de condensação e h_1 a entalpia do vapor saturado na pressão do evaporador; esta diferença de entalpia pode ser denominada de q_c ou calor de compressão.

A capacidade do compressor deve ser tal que remova o vapor gerado no evaporador em volume igual àquele a que o vapor é produzido quando o líquido refrigerado entra em ebulição e possa deslocar o mesmo volume de vapor como o que foi gerado no evaporador.

Se o líquido refrigerante vaporiza mais que o compressor remove o vapor gerado, aumentará o vapor no evaporador, assim elevará a pressão do evaporador, causando um aumento na temperatura de ebulição do líquido.

Se o compressor remove o vapor rapidamente, a pressão do evaporador diminuirá, acarretando na diminuição da temperatura de ebulição do líquido, tornando assim um sistema satisfatório.

Para se conhecer a vazão volumétrica (volume de vapor removido do evaporador) do compressor, determina-se a taxa de volume do fluxo de vapor pela Equação 6.

$$V = \dot{m} \times v \quad [6]$$

onde V é a vazão volumétrica [m³/s], m é a vazão mássica [kg/s] e v é o volume específico do vapor refrigerante [m³/kg] na saída do evaporador.

2.8 Diagrama de pressão – entalpia

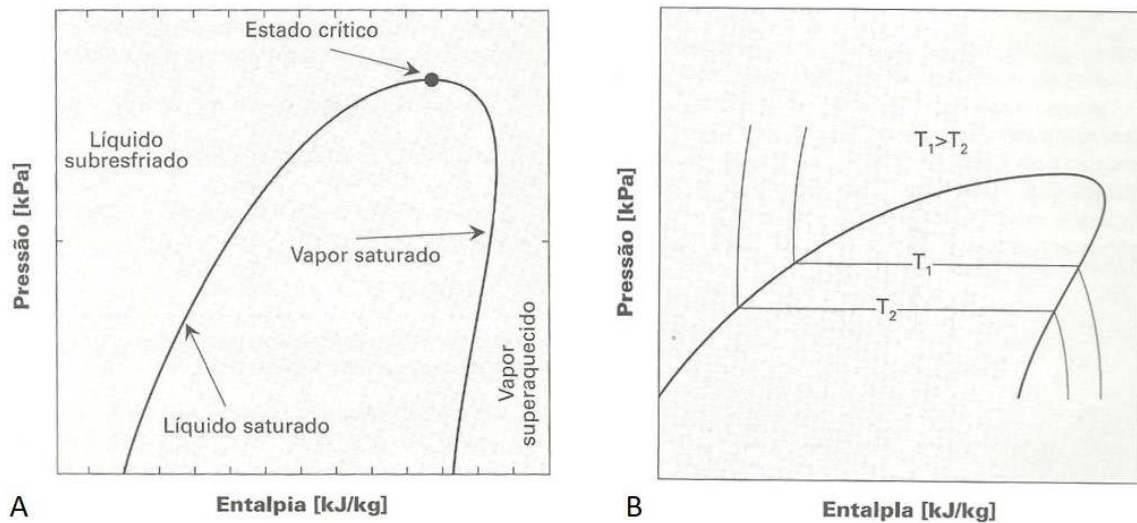
O diagrama mais utilizado, no estudo do ciclo frigorífico, para correlacionar as propriedades termodinâmicas dos refrigerantes é o diagrama de Pressão vs Entalpia. Este diagrama é constituído por linhas isotérmicas (temperatura constante), isoentrópicas (entalpia constante) e isocóricas (volume constante). A pressão é uma propriedade termodinâmica de fácil medida e controle, ela caracteriza o ciclo frigorífico e a entalpia é a propriedade empregada nos cálculos térmicos, por isso esta representação é útil na correlação das demais propriedades.

O diagrama de Mollier representado pela pressão e a entalpia (p vs h) mostra as fases do refrigerante no equilíbrio líquido-vapor. Ele é constituído pelo envelope de fases que delimita o equilíbrio líquido-vapor, a linha de líquido saturado, a de vapor saturado, a região de líquido subresfriado e a de vapor superaquecido (Figura 21A). As linhas isotérmicas mostram que a temperatura é constante na mudança de fase, são verticais ao eixo da entalpia nas regiões de vapor superaquecido e líquido sub-resfriado (Figura 21B).

No diagrama de Mollier p vs h temos as linhas isocóricas (linhas de volume específico constante) com origem na linha de vapor saturado migrando para a região de vapor superaquecido (Figura 22A). As linhas isocóricas são importantes para que possamos conhecer o volume específico do vapor refrigerante que entra no compressor. Ainda para que se possa conhecer a entropia do compressor tem-se as linhas isoentrópicas. Elas também partem da linha de vapor saturado são ascendentes com leve inclinação (Figura 22B).

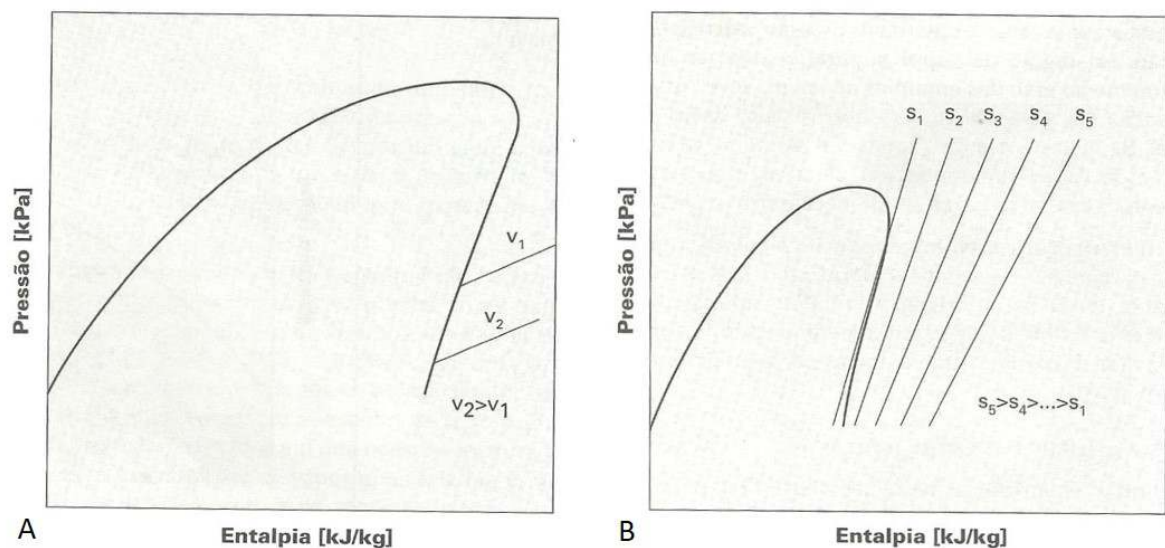
As isoentrópicas são de importante aplicação na análise de um ciclo frigorífico. No ciclo (Figura 20) a compressão é considerada reversível e, portanto, o processo é considerado isoentrópico.

Figura 21 – (A) Representação esquemática da condição de saturação e as fases L-V no diagrama de p vs h . (B) Linhas isotérmicas no diagrama p vs h .



Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

Figura 22 – (A) Linhas isocóricas no diagrama p vs h . (B) Linhas isoentrópicas no mesmo diagrama.

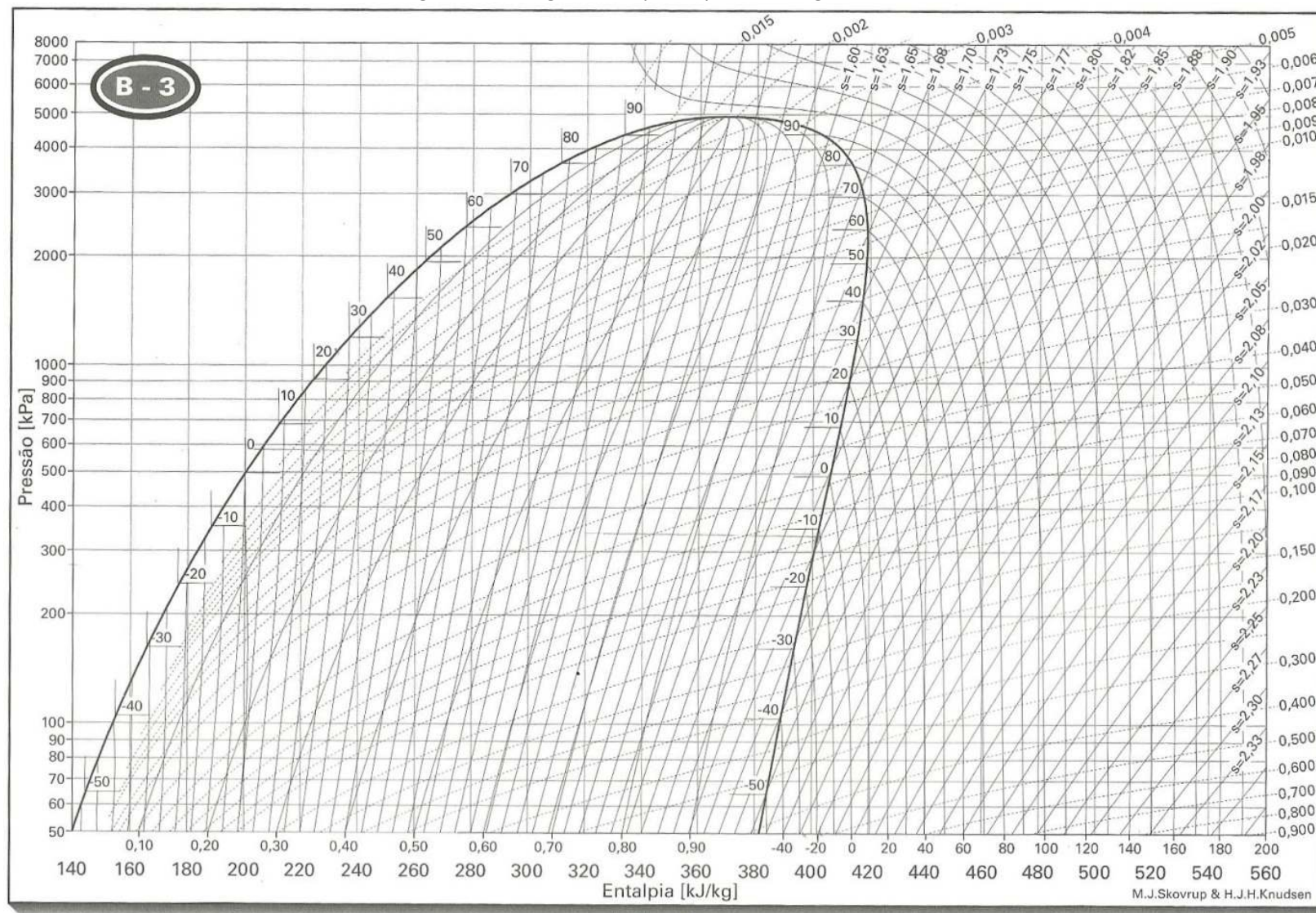


Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

A junção de todas estas informações em um único diagrama nos fornece o Diagrama de Mollier que usaremos no levantamento dos dados necessários para os cálculos da capacidade frigorífica e estudo do comportamento dos ciclos frigoríficos. Na Figura 23 tem-se o Diagrama de Mollier de p vs h para o refrigerante R-22.

Os mesmos dados dos diagramas são também apresentados em forma de tabelas, sendo a entalpia (h); a temperatura de saturação a uma dada pressão; a pressão de saturação a uma dada temperatura; o volume específico; e a entropia do vapor, a qual é associada à compressão.

Figura 23 – Diagrama de p vs h para o refrigerante R-22



Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002

A seguir a Tabela 9 mostra os dados do equilíbrio líquido vapor saturado também para o refrigerante R-22, mesmos dados plotados no diagrama de Mollier (Figura 23). Este diagrama de pressão e entalpia foi elaborado via um programa desenvolvido pelo Departamento de Energia da Universidade Técnica da Dinamarca (STOECKER & JABARDO, 2002). A Tabela 10 mostra as propriedades termodinâmicas do vapor superaquecido do R-22.

Tabela 9 – Propriedades termodinâmicas do refrigerante R-22 saturado

continua

Refrigerante R-22 saturado								
T [°C]	P [kPa]	v_l [l/kg]	v_v [l/kg]	h_l [kJ/kg]	h_{lv} [kJ/kg]	h_v [kJ/kg]	s_l [kJ/kg.K]	s_v [kJ/kg.K]
-40	104,9	0,7093	205,7	155,4	233,2	388,6	0,8249	1,8251
-39	109,9	0,7108	197,0	156,5	232,6	389,1	0,8294	1,8227
-38	115,0	0,7123	188,8	157,5	232,0	398,5	0,8339	1,8205
-37	120,4	0,7138	180,9	158,6	231,4	390,0	0,8384	1,8182
-36	125,9	0,7153	173,5	159,7	230,8	390,4	0,8429	1,8160
-35	131,6	0,7168	166,4	160,7	230,2	390,9	0,8474	1,8138
-34	137,6	0,7183	159,7	161,8	229,5	391,4	0,8519	1,8117
-33	143,7	0,7198	153,3	162,9	228,9	391,8	0,8564	1,8095
-32	150,1	0,7214	147,2	164,0	228,3	392,3	0,8609	1,8074
-31	156,6	0,7229	141,4	165,1	227,6	392,7	0,8653	1,8054
-30	163,4	0,7245	135,8	166,1	227,0	393,1	0,8698	1,8033
-29	170,4	0,7261	130,6	167,2	226,4	393,6	0,8742	1,8013
-28	177,7	0,7277	125,6	168,3	225,7	394,0	0,8786	1,7993
-27	185,2	0,7293	120,8	169,4	225,1	394,5	0,8831	1,7973
-26	192,9	0,7309	116,2	170,5	224,4	394,9	0,8875	1,7954
-25	200,9	0,7325	111,9	171,6	223,7	395,3	0,8919	1,7934
-24	209,2	0,7342	107,7	172,7	223,1	395,8	0,8963	1,7915
-23	217,6	0,7358	103,7	173,8	222,4	396,2	0,9007	1,7897
-22	226,4	0,7375	99,93	174,9	221,7	396,6	0,9051	1,7878
-21	235,4	0,7392	96,31	176,0	221,0	397,0	0,9095	1,7860
-20	244,7	0,7409	92,84	177,1	220,3	397,5	0,9139	1,7842
-19	254,3	0,7426	89,53	178,3	219,6	397,9	0,9182	1,7824
-18	264,2	0,7443	86,35	179,4	218,9	398,3	0,9226	1,7806
-17	274,4	0,7461	83,32	180,5	218,2	398,7	0,9269	1,7789
-16	284,8	0,7478	80,41	181,6	217,5	399,1	0,9313	1,7771
-15	295,6	0,7496	77,62	182,7	216,8	399,5	0,9356	1,7754
-14	306,7	0,7514	74,96	183,9	216,1	400,0	0,9400	1,7737
-13	318,1	0,7532	72,40	185,0	215,3	400,4	0,9443	1,7721
-12	329,8	0,7550	69,95	186,1	214,6	400,8	0,9486	1,7704
-11	341,8	0,7569	67,60	187,3	213,9	401,2	0,9529	1,7688
-10	354,2	0,7587	65,34	188,4	213,1	401,6	0,9573	1,7671
-9	366,9	0,7606	63,17	189,6	212,4	402,0	0,9616	1,7655
-8	379,9	0,7625	61,09	190,7	211,6	402,3	0,9659	1,7640
-7	393,3	0,7644	59,10	191,9	210,9	402,7	0,9701	1,7624
-6	407,1	0,7663	57,18	193,0	210,1	403,1	0,9744	1,7608

continua

								<i>conclusão</i>
40	1533	0,8839	15,13	249,7	166,9	416,6	1,1666	1,6995
41	1571	0,8874	14,74	251,0	165,7	416,7	1,1707	1,6982
42	1609	0,8910	14,36	252,4	164,5	416,9	1,1749	1,6969
43	1648	0,8946	13,99	253,7	163,3	417,0	1,1790	1,6956
44	1688	0,8993	13,63	255,0	162,1	417,2	1,1832	1,6944
45	1728	0,9020	13,28	256,4	160,9	417,3	1,1873	1,6931
46	1770	0,9058	12,94	257,8	159,7	417,4	1,1915	1,6918
47	1812	0,9097	12,61	259,1	158,4	417,6	1,1956	1,6904
48	1854	0,9137	12,29	260,5	157,2	417,7	1,1998	1,6891
49	1898	0,9178	11,98	261,9	155,9	417,8	1,2039	1,6878
50	1942	0,9219	11,67	263,3	154,6	417,8	1,2081	1,6864
51	1987	0,9261	11,37	264,7	153,3	417,9	1,2123	1,6851
52	2032	0,9305	11,08	266,1	151,9	418,0	1,2165	1,6337
53	2079	0,9349	10,80	267,5	150,6	418,0	1,2207	1,6823
54	2126	0,9394	10,52	268,9	149,2	418,1	1,2249	1,6809
55	2174	0,9440	10,25	270,3	147,8	418,1	1,2291	1,6795
56	2223	0,9487	9,989	271,8	146,4	418,1	1,2333	1,6781
57	2272	0,9535	9,733	273,2	145,0	418,2	1,2376	1,6766
58	2322	0,9585	9,483	274,7	143,5	418,1	1,2418	1,6751
59	2374	0,9636	9,239	276,1	142,0	418,1	1,2461	1,6736
60	2426	0,9688	9,001	277,6	140,5	418,1	1,2504	1,6721
61	2479	0,9741	8,768	279,1	139,0	418,0	1,2547	1,6705
62	2532	0,9796	8,540	280,6	137,4	418,0	1,2590	1,6690
63	2587	0,9852	8,318	282,1	135,8	417,9	1,2633	1,6674
64	2643	0,9910	8,100	283,6	134,2	417,8	1,2677	1,6657
65	2699	0,9970	7,887	285,1	132,5	417,7	1,2721	1,6640
66	2756	1,003	7,679	286,7	130,9	417,6	1,2765	1,6623
67	2815	1,010	7,476	288,3	129,2	417,4	1,2809	1,6606
68	2874	1,016	7,276	289,8	127,4	417,2	1,2854	1,6588
69	2934	1,023	7,081	291,4	125,6	417,0	1,2898	1,6569
70	2995	1,030	6,889	293,0	123,8	416,8	1,2944	1,6551
71	3057	1,037	6,701	294,7	121,9	416,6	1,2989	1,6531
72	3120	1,045	6,517	296,3	120,0	416,3	1,3035	1,3511
73	3184	1,052	6,336	298,0	118,0	416,0	1,3082	1,6491
74	3249	1,061	6,158	299,7	116,0	415,7	1,3128	1,6469
75	3315	1,069	5,983	301,4	113,9	415,3	1,3176	1,6447
76	3382	1,078	5,811	303,1	111,8	414,9	1,3224	1,6425
77	3450	1,087	5,642	304,9	109,6	414,5	1,3272	1,6401
78	3519	1,097	5,475	306,7	107,3	414,0	1,3322	1,6376
79	3590	1,0107	5,311	308,6	104,9	413,5	1,3372	1,6351
80	3661	1,118	5,149	310,4	102,5	412,9	1,3422	1,6324

Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

Tabela 10 – Propriedades termodinâmicas do refrigerante R-22 superaquecido

Refrigerante R-22 superaquecido							
T	v	h	s	T	v	h	s
[°C]	[l/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg.K]	[°C]	[l/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg.K]
Ts _{sat} =-40°C; p _{sat} =104,9 kPa				Ts _{sat} =-35°C; p _{sat} =131,6 kPa			
-35	210,7	391,6	1,8378	-30	170,4	394	1,8266
-30	215,7	394,6	1,8504	-25	174,5	397,1	1,8391
-25	220,7	397,7	1,8628	-20	178,5	400,2	1,8515
-20	225,6	400,8	1,8751	-15	182,4	403,3	1,8637
-15	230,5	403,9	1,8872	-10	186,4	406,4	1,8758
-10	235,3	407,0	1,8991	-5	190,3	409,6	1,8877
-5	240,2	410,1	1,9109	0	194,2	412,8	1,8995
0	245,0	413,3	1,9226	5	198,1	416,0	1,9111
5	249,8	416,5	1,9342	10	202,0	419,2	1,9227
10	254,6	419,7	1,9456	15	205,8	422,5	1,9341
15	259,4	422,9	1,9569	20	209,7	425,8	1,9453
20	264,2	426,2	1,9682	25	213,5	429,1	1,9565
Ts _{sat} =-30°C; p _{sat} =163,4 kPa				Ts _{sat} =-25°C; p _{sat} =200,9 kPa			
-25	139,2	396,3	1,816	-20	114,6	398,5	1,8062
-20	142,4	399,4	1,8286	-15	117,3	401,7	1,8188
-15	145,7	402,6	1,841	-10	120,0	405,0	1,8311
-10	149,0	405,8	1,8532	-5	122,7	408,2	1,8433
-5	152,2	409,0	1,8652	0	125,4	411,5	1,8554
0	155,4	412,2	1,8771	5	128,0	414,7	1,8672
5	158,6	415,4	1,8889	10	130,6	418,0	1,879
10	161,7	418,7	1,9005	15	133,2	421,3	1,8906
15	164,9	422,0	1,912	20	135,8	424,7	1,902
20	168,0	425,3	1,9233	25	138,4	428,0	1,9133
25	171,1	428,6	1,9346	30	141,0	431,4	1,9246
30	174,3	431,9	1,9457	35	143,5	434,8	1,9357
Ts _{sat} =-20°C; p _{sat} =244,7 kPa				Ts _{sat} =-15°C; p _{sat} =295,6 kPa			
-15	95,15	400,7	1,7970	-10	79,58	402,9	1,7883
-10	97,42	404,0	1,8095	-5	81,5	406,2	1,8009
-5	99,68	407,3	1,8219	0	83,4	409,6	1,8133
0	101,9	410,6	1,8341	5	82,29	413	1,8255
5	104,1	413,9	1,8462	10	87,15	416,4	1,8375
10	106,3	417,3	1,8580	15	89,00	419,7	1,8494
15	108,5	420,6	1,8697	20	90,84	423,2	1,8611
20	110,7	424,0	1,8813	25	92,66	426,6	1,8727
25	112,8	427,4	1,8928	30	94,47	430,0	1,8841
30	115,0	430,8	1,9041	35	96,26	433,5	1,8954
35	117,1	434,2	1,9153	40	98,05	436,9	1,9066
40	119,2	437,6	1,9263	45	99,82	440,4	1,9177

continua

continuação

Ts _{sat} =-10°C; ps _{sat} =354,2 kPa				Ts _{sat} =-5°C; ps _{sat} =421,2 kPa			
-5	67,01	405,0	1,780	0	56,78	407	1,7723
0	68,65	408,4	1,7927	5	58,20	410,5	1,7850
5	70,27	411,8	1,8052	10	59,59	414,0	1,7975
10	71,88	415,3	1,8174	15	60,97	417,5	1,8098
15	73,46	418,7	1,8295	20	62,33	421,1	1,8219
20	75,03	422,2	1,8414	25	63,67	424,6	1,8338
25	76,59	425,7	1,8531	30	65,01	428,1	1,8456
30	78,13	429,1	1,8647	35	66,32	431,7	1,8572
35	79,66	432,6	1,8761	40	67,63	435,2	1,8686
40	81,18	436,1	1,8874	45	68,93	438,8	1,8799
45	82,69	439,7	1,8986	50	70,22	442,4	1,8910
50	84,19	443,2	1,9096	55	71,49	445,9	1,9021
Ts _{sat} =0°C; ps _{sat} =497,4 kPa				Ts _{sat} =5°C; ps _{sat} =586,6 kPa			
5	48,39	409,0	1,7649	10	41,46	410,9	1,7579
10	49,62	412,6	1,7777	15	42,54	414,5	1,7708
15	50,83	416,2	1,7903	20	43,6	418,2	1,7834
20	52,03	419,8	1,8026	25	44,64	421,9	1,7959
25	53,20	423,3	1,8148	30	45,67	425,6	1,8081
30	54,36	426,9	1,8267	35	55,51	430,5	1,8385
35	46,68	429,2	1,8201	40	47,68	432,9	1,8319
40	56,65	434,1	1,8501	45	48,66	436,6	1,8435
45	57,78	437,8	1,8616	50	49,64	440,3	1,8550
50	58,89	441,4	1,8729	55	50,61	443,9	1,8663
55	60,00	445,0	1,8840	60	51,57	447,6	1,8775
60	61,1	448,7	1,8951	65	52,52	451,3	1,8885
Ts _{sat} =10°C; ps _{sat} =680,5 kPa				Ts _{sat} =15°C; ps _{sat} =788,9 kPa			
15	35,69	412,7	1,7511	20	30,86	414,4	1,7476
20	36,64	416,4	1,7642	25	31,71	418,3	1,7578
25	37,58	420,2	1,7769	30	32,54	422,1	1,7707
30	38,50	424	1,7894	35	33,36	426,0	1,7833
35	39,40	427,7	1,8017	40	34,16	429,8	1,7957
40	40,29	431,5	1,8138	45	34,94	433,7	1,8078
45	41,16	435,2	1,8256	50	34,71	437,5	1,8197
50	42,03	439,0	1,8373	55	36,48	441,3	1,8314
55	42,88	442,7	1,8488	60	37,23	445,1	1,8429
60	43,73	446,5	1,8601	65	37,97	448,9	1,8543
65	44,56	450,2	1,8713	70	38,71	452,7	1,8655
70	45,39	454,0	1,8824	75	39,43	456,6	1,8766

continua

continuação

Ts _{sat} =20°C; ps _{sat} =909,6 kPa				Ts _{sat} =25°C; ps _{sat} =1044 kPa			
25	26,79	416,0	1,7384	30	23,34	417,5	1,7322
30	27,55	420,0	1,7517	35	24,03	421,6	1,7458
35	28,3	424,0	1,7647	40	24,7	425,7	1,7590
40	29,03	427,9	1,7774	45	25,36	429,8	1,7718
45	29,74	431,9	1,7899	50	26,00	433,8	1,7844
50	30,44	435,8	1,8021	55	26,62	437,8	1,7967
55	31,12	439,7	1,8141	60	27,24	441,8	1,8087
60	31,80	443,6	1,8259	65	27,84	445,8	1,8206
65	32,47	447,5	1,8374	70	28,44	449,7	1,8322
70	33,13	451,3	1,8489	75	29,02	453,7	1,8437
75	33,77	455,2	1,8601	80	29,60	457,7	1,8550
80	34,42	459,1	1,8712	85	30,17	461,6	1,8661
Ts _{sat} =30°C; ps _{sat} =1191 kPa				Ts _{sat} =35°C; ps _{sat} =1354 kPa			
35	20,40	418,9	1,7262	40	17,87	420,2	1,7203
40	21,03	423,2	1,7400	45	18,45	424,6	1,7344
45	21,64	427,4	1,7534	50	19,01	428,9	1,7479
50	22,23	431,6	1,7664	55	19,55	433,2	1,7611
55	22,81	435,7	1,7791	60	20,08	437,5	1,7740
60	23,38	439,8	1,7915	65	20,59	441,7	1,7865
65	23,93	443,9	1,8037	70	21,09	445,9	1,7988
70	24,47	447,9	1,8156	75	21,59	450,0	1,8108
75	25,01	452,0	1,8273	80	22,07	454,1	1,8226
80	25,53	456,0	1,8388	85	22,54	458,3	1,8341
85	26,05	460,0	1,8501	90	23,01	462,4	1,8455
90	26,56	464,1	1,8613	95	23,47	466,5	1,8567
Ts _{sat} =40°C; ps _{sat} =1533 kPa				Ts _{sat} =45°C; ps _{sat} =1533 kPa			
45	15,70	421,3	1,7144	50	13,81	422,2	1,7084
50	16,24	425,9	1,7287	55	14,32	427,0	1,7231
55	16,75	430,4	1,7426	60	14,79	431,7	1,7373
60	17,25	434,8	1,7560	65	15,25	436,3	1,7509
65	17,73	439,2	1,7690	70	15,70	440,8	1,7641
70	19,20	443,5	1,7817	75	16,13	445,2	1,7769
75	19,66	447,8	1,7940	80	16,55	449,6	1,7895
80	19,10	452,0	1,8062	85	16,96	454,0	1,8017
85	19,54	456,2	1,8180	90	17,36	458,3	1,8137
90	19,97	460,4	1,8297	95	17,75	462,6	1,8254
95	20,39	464,6	1,8411	100	18,13	466,8	1,8369
100	20,81	468,8	1,8524	105	18,51	471,1	1,8482

continua

Ts _{sat} =50°C; p _{sat} =1942 kPa			
55	12,17	423,0	1,7024
60	12,64	428,0	1,7175
65	13,09	432,9	1,7319
70	13,52	437,6	1,7458
75	13,93	442,3	1,7593
80	14,33	446,8	1,7723
85	14,72	451,3	1,7850
90	15,09	455,8	1,7974
95	15,46	460,2	1,8094
100	15,82	464,6	1,8213
105	16,17	469,0	1,8329
110	16,51	473,3	1,8443

Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

2.9 Ciclo de Refrigeração de Carnot

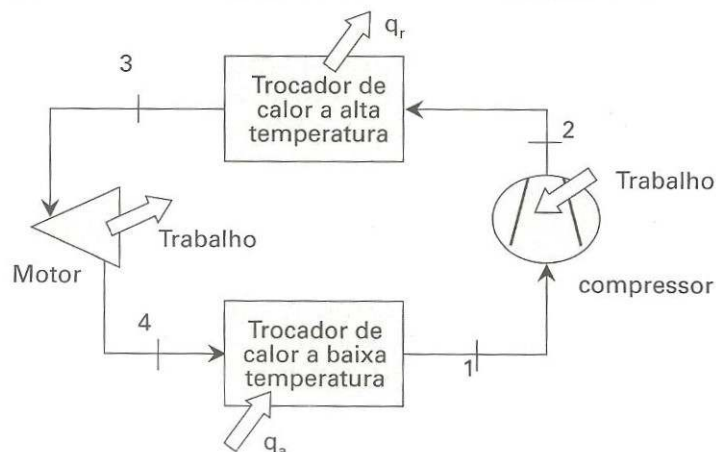
A termodinâmica aplicada visa reproduzir o Ciclo de Carnot para obtenção de maior eficiência de uma máquina térmica, por exemplo. Este mesmo ciclo é utilizado na interpretação do comportamento termodinâmico de um ciclo frigorífico, mas com algumas particularidades.

O ciclo de Carnot é um ciclo ideal, assim a eficiência, teoricamente determinada, é superior ao valor da eficiência de um ciclo real.

O ciclo de Carnot é composto por (Figura 24):

- Compressor (opera reversivelmente, portanto isentropicamente)
- Dois trocadores de calor (operam isobáricamente)
- Motor térmico ou turbina (opera isentropicamente)

Figura 24 – Esquema de um ciclo de Carnot



Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

Os processos termodinâmicos fundamentais envolvidos no ciclo de Refrigeração de Carnot envolvem uma compressão adiabática e isentrópica (Segmento 1-2, Figura 24), seguido de uma

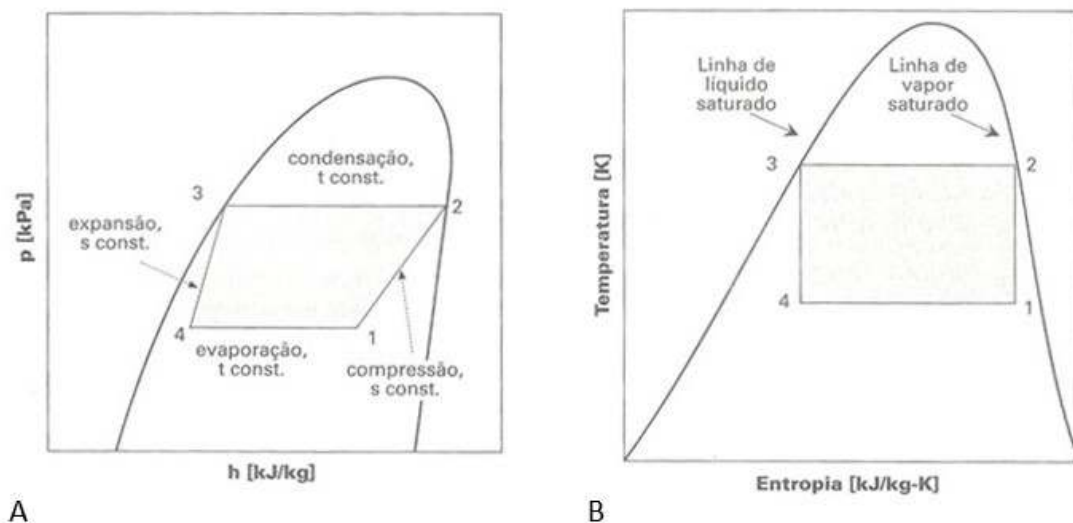
rejeição de calor a pressão constante, isobárica (Segmento 2-3, Figura 24) uma expansão adiabática ou isoentálpica provocada por um dispositivo de expansão (Segmento 3-4, Figura 24) e uma remoção isobárica do calor do ambiente refrigerado (Segmento 4-1, Figura 24).

A principal diferença operacional entre o Ciclo de Carnot e o Ciclo de Refrigeração de Carnot é a substituição do dispositivo de expansão pelo motor térmico.

Não há como acoplar ao sistema um motor térmico que opere com uma mistura líquido-vapor e que garanta o fluxo de refrigerante no evaporador. No ciclo frigorífico o processo de expansão do líquido refrigerante é feito pelo estrangulamento do líquido através de um orifício ou de uma válvula de expansão. Admite-se que o processo é adiabático, não havendo troca de calor entre o refrigerante e a válvula (processo isoentálpico, Expansão Joule-Thompson).

Assim, a representação esquemática do ciclo frigorífico frente ao ciclo de Carnot em um diagrama de pressão vs entalpia e pressão vs entropia mostram as principais diferenças. A Figura 25 mostra o ciclo de Carnot e a Figura 26 mostra o ciclo de Refrigeração.

Figura 25 – O ciclo de Carnot (A) em um diagrama p vs h ; (B) em um diagrama T vs s

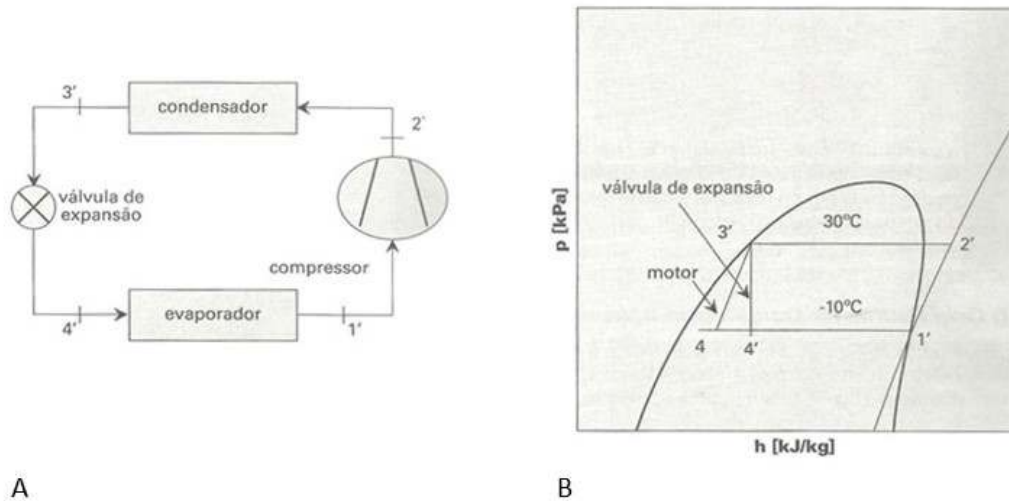


Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

O motor térmico reversível ideal que opera a entropia constante, não é usado em refrigeração devido à dificuldade para desenvolver um motor que opere com mistura líquido-vapor.

No ciclo de Refrigeração a expansão causa o estrangulamento do refrigerante através de um dispositivo ou válvula de expansão, admite-se que o processo é adiabático, não havendo troca de calor entre o refrigerante e a válvula. Assim, ao invés de ocorrer um processo isoentrópico, a expansão será isoentálpica e esta diferença está assinalada na Figura 26.

Figura 26 – Ciclo de Refrigeração onde o motor foi substituído pelo dispositivo de expansão: A) a instalação; B) o diagrama p vs h do ciclo, com compressão seca



Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

2.10 Coeficiente de Eficácia (COP)

A eficiência de uma máquina térmica que opera segundo um ciclo de Carnot está relacionada com as temperaturas dos dois trocadores de calor (fonte quente e fonte fria). A eficácia de um ciclo de refrigeração é dada pelo COP, Coeficiente de performance ou Coeficiente de eficácia.

O COP nada mais é que a relação entre a energia útil pela energia que deve ser consumida (Equação 7).

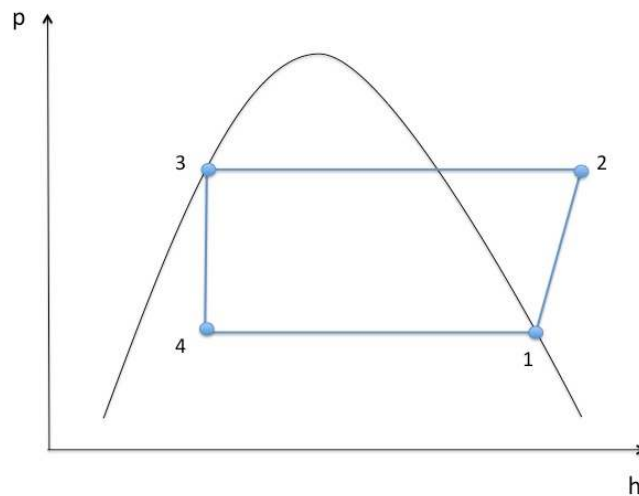
$$\text{COP} = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia que deve ser paga}} \quad [7]$$

Observando o esquema de um diagrama de p vs h de simples estágio (Figura 27), a energia útil nada mais é que o frio produzido, que pode ser dado pela capacidade do sistema ou simplesmente pelo efeito refrigerante e a energia consumida é a potência de compressão ou simplesmente a variação da entalpia na compressão do vapor.

$$\text{COP} = \frac{\text{Capacidade de Refrigeração}}{\text{Potência líquida que deve ser fornecida}} = \frac{\text{Efeito refrigerante}}{\text{Calor de compressão}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad [8]$$

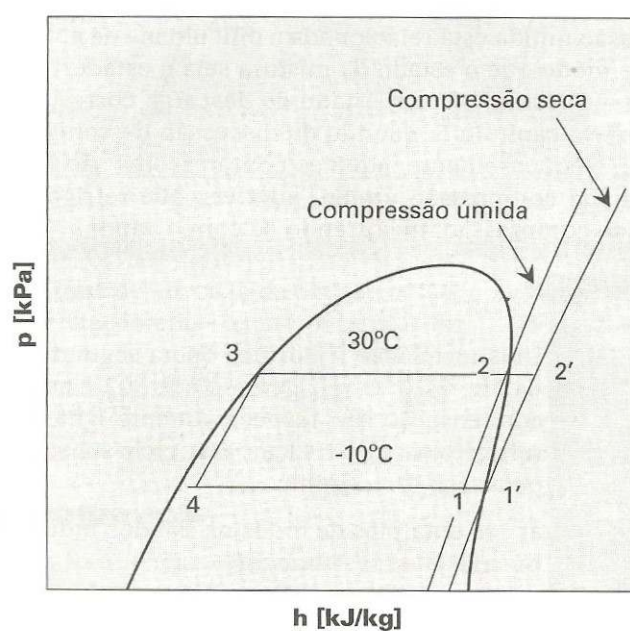
A operação real do ciclo frigorífico desvia-se do ciclo de Carnot no que se refere ainda à queda de pressão nas linhas através do condensador e evaporador, no sub-resfriamento do líquido, no superaquecimento do vapor, na variação na entropia do compressor, além de queda de pressão nas válvulas do compressor.

Figura 27 – Diagrama de Fases de p vs h com esquema de um ciclo frigorífico de simples estágio.



Na Figura 25 nota-se que no ciclo de Carnot a compressão é úmida, ou seja, no processo ideal uma mistura líquido-vapor é comprimida, no entanto o líquido é incompressível e, portanto, danificaria o compressor. A entrada de líquido no compressor causa erosão nas válvulas do compressor, diluição do óleo de lubrificação e consequente redução na eficiência da lubrificação. Desta forma, no ciclo de refrigeração a compressão deve ser seca, ou seja, somente vapor deverá entrar no compressor (Figura 28). Nos projetos de instalações frigoríficas, para que se garanta que não vá ocorrer a entrada de líquido no compressor, o vapor é superaquecido na saída do evaporador.

Figura 28 – Compressão úmida e seca



Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

2.11 Ciclo real de refrigeração

Como mencionado, o ciclo frigorífico real de refrigeração ocorre:

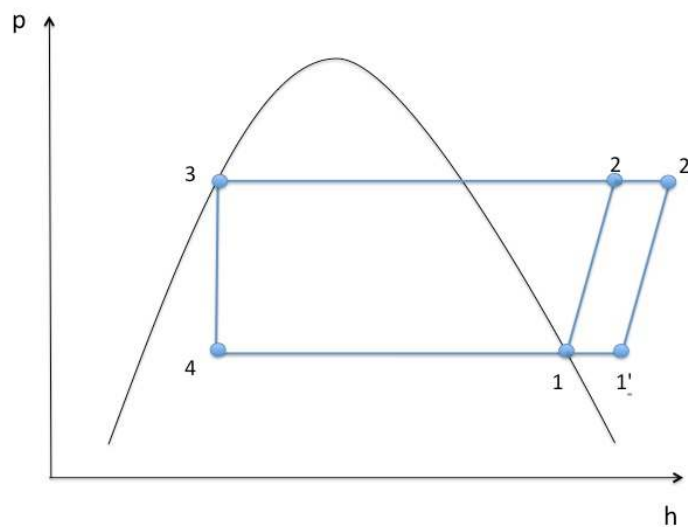
- Queda de pressão nas linhas através do evaporador e condensador;
- Sub-resfriamento do líquido;
- Superaquecimento do vapor;
- Variação na entalpia do compressor.

2.11.1 Superaquecimento do vapor de admissão

O refrigerante sai do evaporador como vapor saturado e continua a absorver calor tornando-se superaquecido antes do compressor. Na Figura 29 o ciclo do segmento 1-2-3-4 é o ciclo saturado e o ciclo 1'-2'-3-4 é o ciclo superaquecido.

O segmento 1-1' e 2-2' representam o superaquecimento.

Figura 29 – Diagrama de Fases de p vs h com esquema de um ciclo frigorífico de simples estágio com superaquecimento do vapor



Quando ocorre o superaquecimento do vapor na admissão do compressor, maior será o calor rejeitado no condensador, $(h_2 - h_3) > (h_{2'} - h_3)$, já que maior será o calor absorvido pelo refrigerante. Também maior será o calor de compressão (variação da entalpia na compressão), $(h_2 - h_1) > (h_{2'} - h_{1'})$ (Figura 29).

2.11.2 Superaquecimento sem e com resfriamento útil

O efeito do superaquecimento do vapor de admissão sobre a capacidade frigorífica do sistema irá depender de onde ele ocorre. Se o calor recebido pelo vapor refrigerante for absorvido no espaço refrigerado, este superaquecimento irá produzir **resfriamento útil**.

O calor absorvido pelo vapor refrigerante fora do espaço refrigerado (na linha de admissão do compressor) gera o **resfriamento inútil**.

No superaquecimento o refrigerante no evaporador continua a absorver calor dentro do próprio evaporador ou na linha de admissão se tornando superaquecido antes de chegar no compressor.

Além da maior variação da entalpia, a temperatura na saída do compressor também será maior tanto na admissão quanto na saída. O que aumenta o calor que deverá ser rejeitado no condensador, $(h_2' - h_3) > (h_2 - h_3)$, já que o calor de compressão (variação da entalpia na compressão) será maior assim como o calor adicional absorvido pelo vapor para se tornar superaquecido. Este calor adicional a ser rejeitado é o calor latente de transição de fases que ocorre no evaporador e o calor sensível absorvido pelo refrigerante na compressão.

O volume específico do refrigerante também sofre alteração no ciclo superaquecido, para um mesmo valor de pressão, o aumento da temperatura do vapor ocasiona o aumento do seu volume específico ($v_1' > v_1$) (Figura 29).

2.11.3 Superaquecimento sem resfriamento útil (aquecimento na linha de admissão)

Quando o superaquecimento não proporcionar resfriamento útil, o efeito refrigerante do ciclo superaquecido será o mesmo do ciclo saturado ($q_e = h_1 - h_4$, Figura 29), mas o volume de vapor que o compressor terá que comprimir para produzir o mesmo efeito será maior para o ciclo superaquecido já que o volume específico do vapor aumenta, assim o compressor terá que se deslocar mais e, se for mantida a mesma máquina, a eficiência do sistema irá diminuir.

Não há mudança no efeito de refrigerante entre um ciclo saturado e em um ciclo superaquecido sem resfriamento útil. E o fluxo de massa de refrigerante requerido por unidade de capacidade de refrigerante será a mesma para ambos.

2.11.4 Superaquecimento que produz resfriamento útil

Se o superaquecimento proporcionar resfriamento útil, o efeito refrigerante será maior. Desta forma, para se produzir a mesma capacidade de refrigeração, o fluxo de massa do solvente a se deslocar pelo ciclo será menor, assim o volume de vapor a ser comprimido também será menor, ou seja, o compressor irá realizar menos trabalho e a eficiência do sistema será maior.

Na prática, para que se tenha superaquecimento com resfriamento útil, uma parte do calor recebido pelo vapor superaquecido é absorvido na câmara, produzindo o referido resfriamento útil, já que ao mesmo tempo em que o refrigerante superaquece ele continua a retirar calor da câmara fria e, a outra é absorvida pelo vapor que sai do espaço refrigerado, resfriamento inútil.

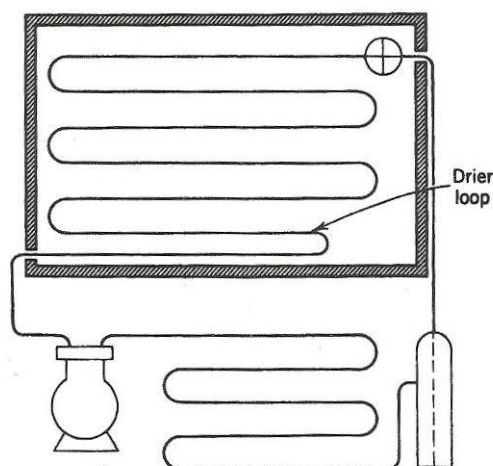
O isolamento térmico na linha de admissão evita o superaquecimento do vapor de admissão e o congelamento ou umidificação da linha de admissão.

O superaquecimento excessivo dentro do evaporador reduz sua capacidade, pois, quanto maior a quantidade de vapor formado, menor será a capacidade do evaporador, que é reduzida pela diminuição da área de troca térmica banhada pelo refrigerante líquido. Assim, para que o superaquecimento dentro do evaporador seja controlado é interessante deixar a última serpentina para que o vapor seja superaquecido ali. Esta região é denominada circuito secante (Figura 30).

As funções desse circuito são:

- a) Promover a inundação mais completa do refrigerante no evaporador;
- b) Possibilitar o uso mais eficiente da superfície do evaporador;
- c) Superaquecer o vapor (controlado pela temperatura da câmara).

Figura 30 – Diagrama de fluxo mostrando o circuito secante para o vapor de sucção superaquecido dentro do espaço refrigerado



Fonte: DOSSAT, R. J.; HORAN, T. J. **Principles of refrigeration**. 5th ed. New Jersey: Prentice Hall, 2002.

2.11.5 Efeito de sub-resfriamento do líquido

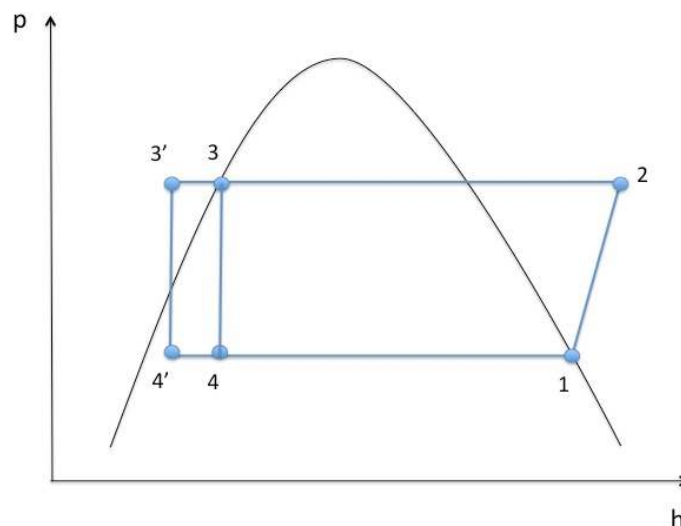
O sub-resfriamento do líquido aumenta o efeito refrigerante, $(h_4' - h_1) > (h_4 - h_1)$ (Figura 31), pois estando o fluido mais frio na entrada do controle de fluxo de refrigerante, menor será o calor latente do líquido que vaporiza para reduzir a temperatura no início da expansão.

Se o efeito refrigerante é maior, menor será o fluxo de massa do refrigerante a ser circulado no ciclo para produzir a mesma capacidade térmica, consequentemente menor será o volume de

vapor a ser comprimido por unidade de capacidade de refrigeração e maior será a eficiência do sistema.

Assim o sub-resfriamento do líquido refrigerante aumenta o efeito de refrigerante sem elevar a energia necessária do compressor. O sub-resfriamento do líquido refrigerante pode ocorrer na linha de líquido que segue do condensador até o controle do refrigerante ou mesmo pelo emprego de um trocador de calor (sub-resfriador) que normalmente troca calor com o vapor refrigerante que sai do evaporador, neste caso o calor absorvido pelo vapor para ser superaquecido será igual ao calor cedido pelo líquido para ser sub-resfriado.

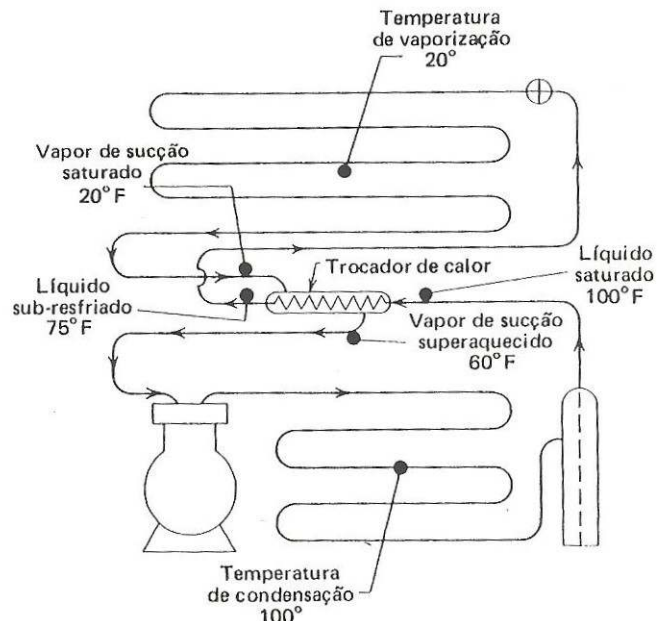
Figura 31 – Diagrama de Fases de p vs h com esquema de um ciclo frigorífico de simples estágio com sub-resfriamento do líquido refrigerante.



2.11.6 Trocador de calor líquido-vapor de sucção

O sub-resfriamento pode ser feito também pela troca de calor entre o líquido e o vapor de sucção frio que retorna ao compressor, neste caso o vapor refrigerante frio que sai do evaporador sub-resfria o líquido refrigerante antes de chegar no controle de refrigerante e o líquido refrigerante quente superaquece o vapor na saída do evaporador antes da sucção do compressor (Figura 32). Neste sistema o calor usado para sub-resfriar o líquido terá o mesmo valor do calor absorvido para superaquecer o vapor.

Figura 32 – Diagrama de fluxo do ciclo de refrigeração ilustrando o uso de um trocador de calor líquido-vapor de sucção.



Fonte: DOSSAT, R. J. **Princípios de refrigeração: teoria, prática, exemplos, problemas, soluções.** São Paulo: Hemus, 2004.

2.11.7 Efeito das perdas de pressão resultantes do atrito

Nos ciclos reais, os processos de compressão e expansão reversíveis são impossíveis, pois para isso as forças derivadas de atrito seriam inexistentes. Mas, como as quedas de pressão existem, elas ocorrem no:

- Evaporador;
- Condensador;
- Tanque de líquido;
- Válvulas do compressor.

A Figura 33A mostra a queda de pressão no sistema frigorífico e a sua demonstração no diagrama de Mollier (Figura 33B).

Da Figura 33B é possível observar que:

- * No segmento B'-C' está ocorrendo a queda de pressão no evaporador
Na prática, uma linha bem projetada limita a baixa de pressão em 2 a 3 lb/pol²;
- * No segmento C'-C'' está ocorrendo queda de pressão através da linha de sucção até a entrada do compressor;
- * No segmento C''-C''' está ocorrendo queda de pressão através das válvulas de admissão e passagem pelos cilindros do compressor;

- * No segmento C'''-D'', na compressão o vapor é comprimido a uma pressão a cima da pressão de condensação de vapor, isso é necessário para forçar o gás a sair do cilindro do compressor através da válvula de escape;
- * No segmento D''-D' está ocorrendo a queda de pressão necessária para forçar a abertura da válvula de escape;
- * No segmento D'-A ocorre queda de pressão devido a passagem refrigerante pelo condutor;
- * No segmento A-A' ocorre queda de pressão no tanque coletor e linha de líquido.

2.12 Sistemas de Duplo Estágio

O sistema de duplo estágio é empregado quando uma maior potência é requerida principalmente em câmaras de estocagem de produtos congelados, com temperaturas de evaporação muito baixas. Para entender a necessidade de emprego de um sistema de dupla estágio algumas considerações devem ser abordadas.

Os refrigerantes mais utilizados para operação em sistemas de duplo estágio são o R-22, o R-502 e principalmente a amônia, R-717.

Para uma câmara que necessita de uma temperatura de -10°C é necessário 4 m^3 de amônia para produzir uma tonelada de refrigeração (1TR), mas se a câmara operar a uma temperatura de -40°C o volume necessário para a mesma capacidade seria de 17 m^3 de R-717.

Para que se compreenda a necessidade do emprego de um sistema de duplo estágio, será feito um estudo dirigido para a amônia.

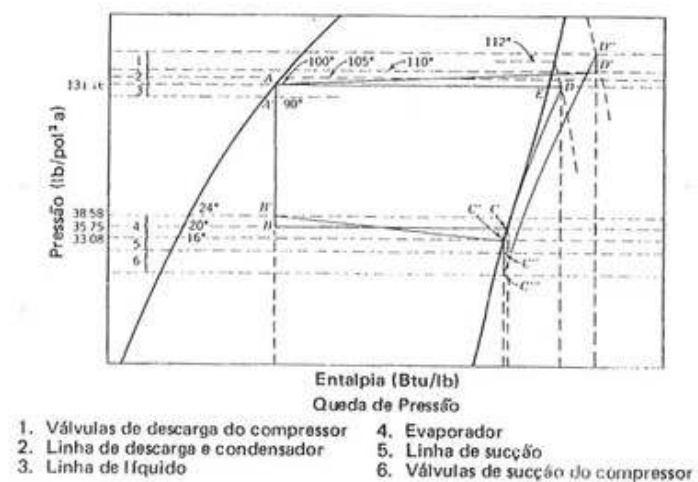
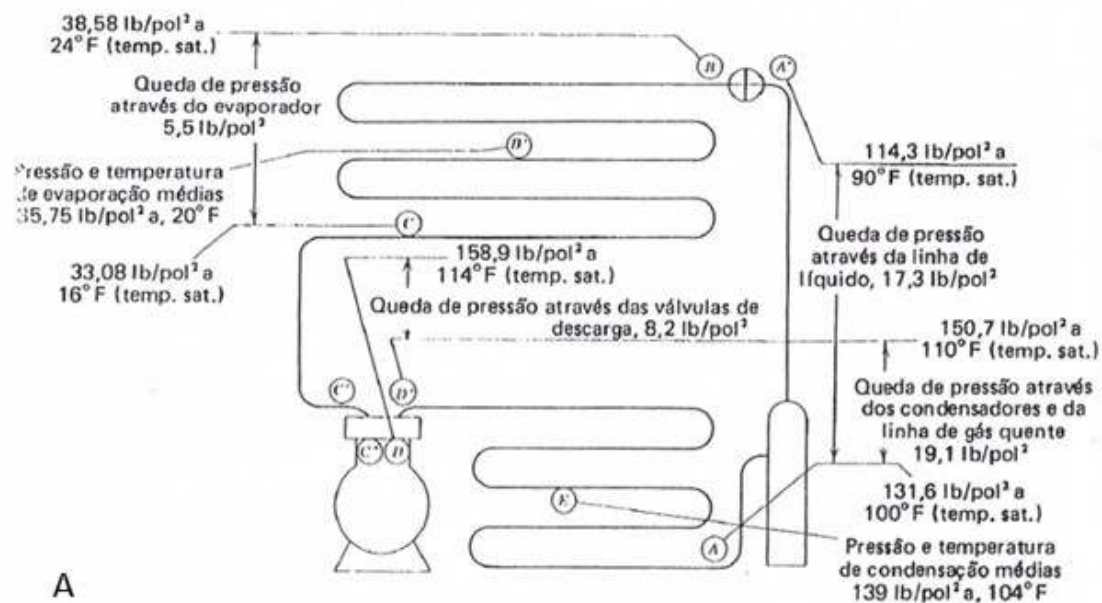
Utilizando R-717 quando se diminui a temperatura de -15 à -32°C , a potência necessária é maior que 85 % em simples estágio, e mais que 19 % em duplo estágio, sendo que quanto menor a potência necessária, menor o número de compressores e maior a economia.

Para temperatura de evaporação de -40°C , a pressão no evaporador será de 71,66 KPa, e a do condensador 1.351 KPa para temperatura de 35°C .

Para um sistema de simples estágio, na compressão a pressão do refrigerante vai de 71,66 KPa à 1351 KPa, a temperatura na saída do compressor seria de 180°C (Figura 34), sendo impossível operar com um compressor à temperatura tão elevada (problemas de lubrificação e operação).

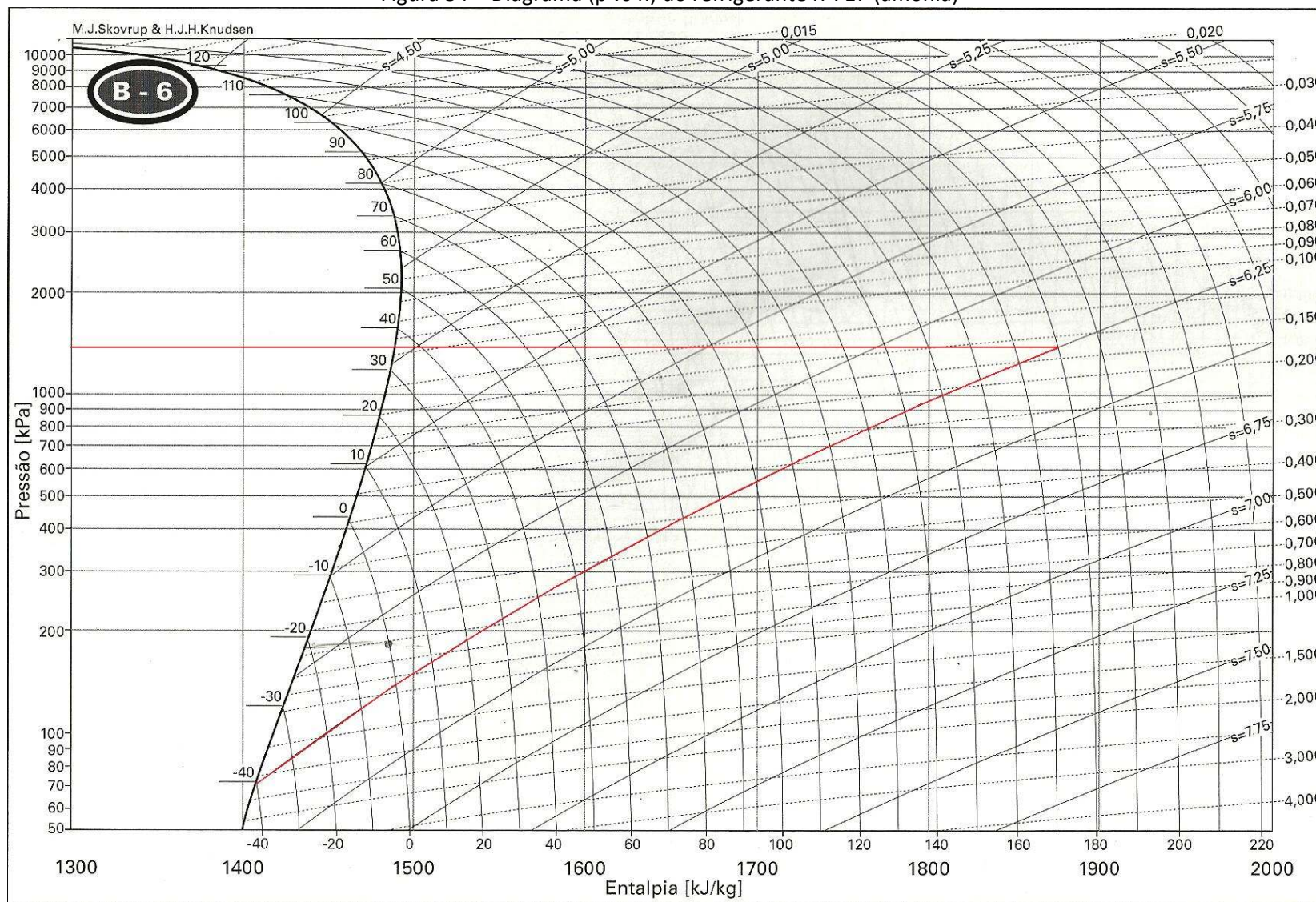
Como não há possibilidade de uma máquina operar com temperatura tão elevada, instala-se um sistema de duplo estágio, no qual a temperatura na saída do compressor não irá atingir condições que impossibilitem sua operação.

Figura 33 – (A) Diagrama de fluxo ilustrando o efeito de queda de pressão em várias partes do sistema; (B) Diagrama p vs h do ciclo de refrigeração ilustrando o efeito de perda de pressão em várias partes do sistema (R – 12).



Fonte: DOSSAT, R. J. **Princípios de refrigeração**: teoria, prática, exemplos, problemas, soluções. São Paulo: Hemus, 2004.

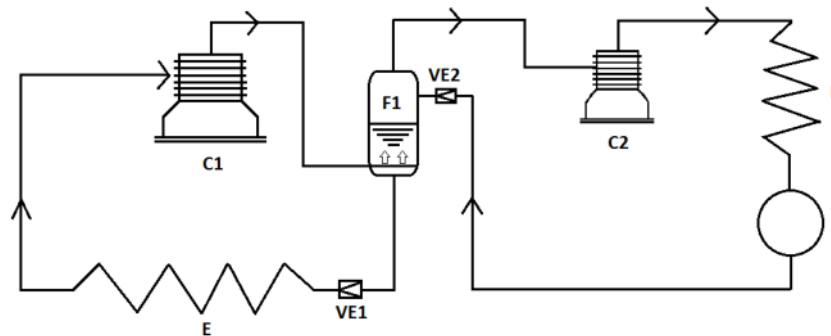
Figura 34 – Diagrama (p vs h) do refrigerante R-717 (amônia)



Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. *Refrigeração industrial*. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

No sistema de duplo estágio há um resfriador intermediário (RI) entre dois compressores que irá proporcionar um menor valor de temperatura (Figura 35).

Figura 35 – Esquema de um sistema de duplo estágio



O sistema frigorífico de duplo estágio é composto por um compressor de baixa pressão (C1) que aspira o vapor refrigerante do evaporador (E) e descarrega no resfriador intermediário (RI) cuja pressão tem valor intermediária entre a pressão de evaporação e pressão de condensação (Equação 9).

$$P_{int} = \sqrt{P_{evap} \times P_{cond}} \quad [9]$$

No resfriador intermediário o vapor atravessa o líquido ocorrendo troca de calor direta, dessa forma, o vapor resfriado tem a mesma temperatura do líquido. O compressor de alta pressão ou compressor de segundo estágio (C2), aspira o vapor do RI e descarrega no condensador (K). O líquido condensado com alta temperatura segue para a válvula de expansão do segundo estágio (VE2) no RI onde se expande e a mistura líquido-vapor fria entra em contato com o vapor quente oriundo do compressor de baixa pressão (C1). Este equilíbrio entre o líquido vindo do condensador (K) e o vapor do compressor de baixa (C1) mantém o equilíbrio líquido-vapor do resfriador intermediário. No RI o líquido segue para o controle de refrigerante que alimenta o evaporador (VE1), cujo vapor é retirado pelo compressor de baixa pressão (C1), que segue para o RI e assim fecha-se o ciclo.

Existem diferentes tipos de operações de sistemas de duplo estágio. No primeiro, Figura 36, têm-se o resfriador intermediário do tipo aberto. Neste sistema o vapor refrigerante proveniente do compressor de baixa (C1) se mistura com o líquido expandido no próprio RI, proveniente do condensador (K). O líquido do RI abastece a válvula de expansão do primeiro estágio (VE1) no evaporador.

Figura 37 – Representação no diagrama pressão vs entalpia e esquema de um sistema de duplo estágio com resfriador intermediário tipo fechado

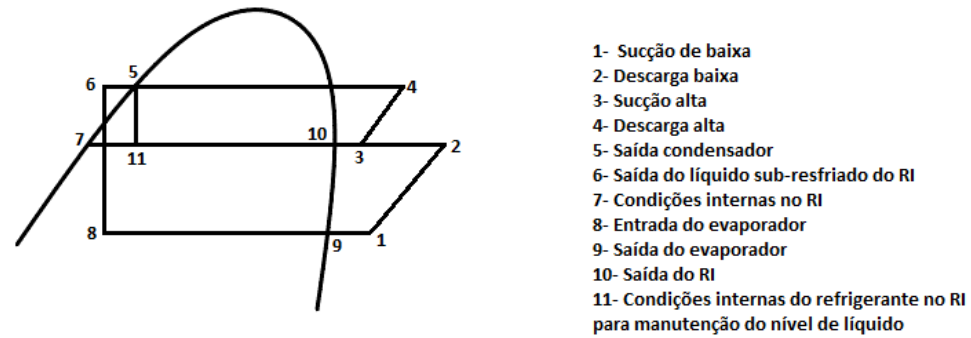
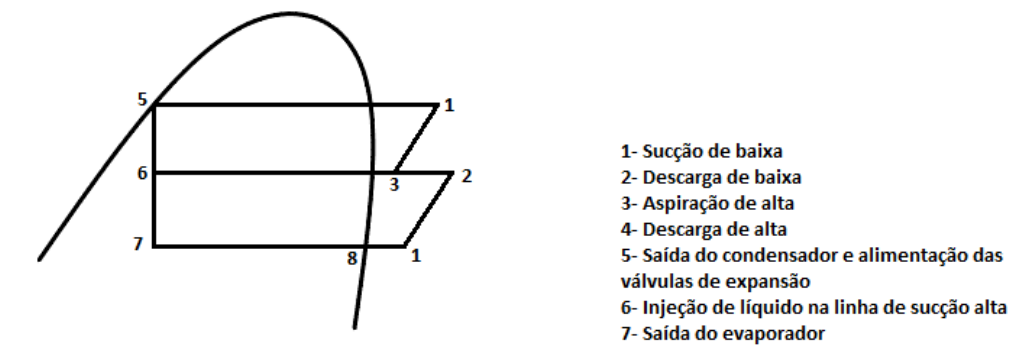


Figura 38 – Representação no diagrama pressão-entalpia e esquema de um sistema de duplo estágio com injeção de líquido na linha de aspiração



3. CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Na elaboração de um projeto de um sistema frigorífico, sua capacidade (Q_e) é definida pela carga térmica que o sistema deverá remover durante a manutenção do frio necessário.

Para o cálculo da carga térmica necessita-se determinar:

- O calor transferido através das paredes, piso e teto (Q transmissão);
- O calor relativo à infiltração de ar no interior da câmara (Q infiltração);
- O calor relativo à carga do produto (Q produto);
- O calor misto ou carga mista, ligado às pessoas, iluminação, empilhadeira, etc.

Os dados necessários para o cálculo de carga térmica e consequentemente para o dimensionamento de uma câmara fria ou espaço refrigerado são:

- Dados sobre o clima da região já que estará diretamente relacionado com o ganho de calor por transmissão através das paredes, tetos e pisos, com o ganho de calor por infiltração já que toda vez que a porta do ambiente refrigerado se abre a entrada de ar quente. O clima também interfere na carga térmica do produto se este for entrar no espaço refrigerado na temperatura ambiente. Os dados necessários podem ser obtidos em sites especializados sobre dados estatísticos de condições climáticas fornecidos pelo INPE (Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais) ou órgão correlatos. Os dados necessários são:
 - Temperatura média do ar ambiente do mês mais quente;
 - Umidade relativa do mesmo mês;
 - Temperatura máxima neste mês.
- Disponibilidade de água, sua origem, quantidade disponível, quantidade máxima e média a ser utilizada na estação mais quente, etc. A água é um agente de condensação e, por isso, é bastante empregada em ciclos frigoríficos que a utilizam para condensar o refrigerante.
- Disponibilidade de energia já que a energia elétrica é necessária ao ciclo frigorífico que precisa do trabalho de compressão e, para fazer o compressor funcionar, há necessidade de energia.
- Dados sobre o produto como o tipo, a quantidade a ser congelada ou resfriada, a embalagem, a movimentação diária na câmara (quanto entra e quanto sai de produto), sua temperatura de recebimento (temperatura de entrada na câmara), suas características físicas, sua finalidade, e demais informações são fundamentais ao projeto de um ambiente refrigerado.

- A descrição da instalação como a localização, a dimensão da câmara ou do espaço refrigerado, as condições do espaço físico onde será instalada, a disponibilidade de área (terreno ou prédio) para a sua construção e identificação, se há ou não liberdade para planejamento da instalação neste espaço disponível.

3.1 Cálculo da carga térmica de transmissão

A área fria, ou o espaço refrigerado, tem que ser devidamente isolada, caso contrário, haverá necessidade de considerar uma carga térmica extra para remover o calor que passa pela parede. Para a remoção de uma maior carga térmica, maior terá que ser o evaporador e, conseqüentemente, maior deverá ser a capacidade do motor do compressor e de maior capacidade dos ventiladores se o sistema operar com trocadores de calor com convecção forçada do ar dentro da câmara. O aumento no tamanho e capacidade dos equipamentos implica em um custo extra que poderá ser evitado com um isolamento adequado nas paredes, piso e teto da câmara fria.

A finalidade do isolamento é diminuir a entrada de calor e de prevenir a condensação do ar úmido nas superfícies externas da parede.

A escolha do isolante depende de vários fatores, entre eles estão:

- Economia;
- Resistência a insetos e microrganismos;
- Riscos de fogo;
- Poeira e vapores indesejáveis;
- Partículas que possam irritar a pele;
- Odores indesejáveis;
- Resistência à decomposição;
- Facilidade de instalação.

A baixa condutividade térmica ou alta resistência térmica é a propriedade do material que irá retardar o fluxo de calor. Algumas especificações sobre materiais empregados na construção de paredes, tetos e pisos além dos isolantes são apresentados na Tabela 11. Materiais como lã de vidro e a cortiça não tem sido muito usados. O primeiro pela toxicidade de suas partículas quando inaladas e o segundo por fatores ecológicos. Os isolantes mais usuais são o poliestireno, e o poliuretano empregado para temperaturas mais baixas.

Quanto maior a densidade dos isolantes, maior será a resistência mecânica.

Tabela 11 – Propriedades físicas de materiais empregados na construção de ambientes refrigerados ou câmaras frias.

Material isolante	Densidade (kg/m ³)	Condutividade Térmica (kcal/mh°C)	Resistência mecânica (kgf/cm ³)	Resistência à temperatura (°C)	Permeabilidade vapor d'água (g/m.h.mmHg)
Aço	7800	45 a 60			Nula
Vidro	2500	0,65			Nula
Concreto	2300	1,2			22,3
Pedra (granito)	2600	3,0			
Alvenaria	1800	0,84			220,98
Asfalto	2120	0,65			
Madeira (Pinho)	550	0,14 a 0,30			6,0 a 9,0
Serragem de madeira	200	0,06			
Fibra de madeira aglomerada (Eucatex frigorífico)	210	0,028	20		30 a 2.800
Cortiça	200	0,045	1,0	100	66,0
Cortiça aglomerada	200	0,036		100	
Lã de vidro	100 a 200	0,025 a 0,045		540	80,0
Lã de rocha	100 a 200	0,025 a 0,035		600	
Vermiculite (cortiça mineral)	70	0,04	Fraca	1000	10 a 39
Concreto celular	300 a 60	0,049 a 0,12			
Espuma de plástico	25	0,035		80	
Espuma de borracha	80	0,03		65	
Poliestireno expandido (styropor)	15 a 30	0,028	0,3 a 0,7		1,3 a 1,82
Espuma fenólica rígida	30 a 45	0,026	Fraca		
Espuma rígida de poliestireno (styrofoan)	30	0,028	1,0 a 2,0		
Espuma rígida de poliuretano (moltopren)	30 a 45	0,02	2,0		Baixa
Espuma rígida de vidro (Foamglass)	45	0,046	7,0	430	Nula

Fonte: COSTA, E. C. **Refrigeração**. 3. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1982.

A carga térmica por transmissão (Q_{trans}) é dada pela equação 10 a seguir e pode ser dado em kJ/24h, kcal/24h ou Btu/24h.

$$Q_{trans} = S \times U \times (T_e - T_i) \times 24 \quad [10]$$

sendo S é a área externa da parede, piso e teto; U o coeficiente global de transferência de calor; T_e e T_i as temperaturas externa e interna da câmara.

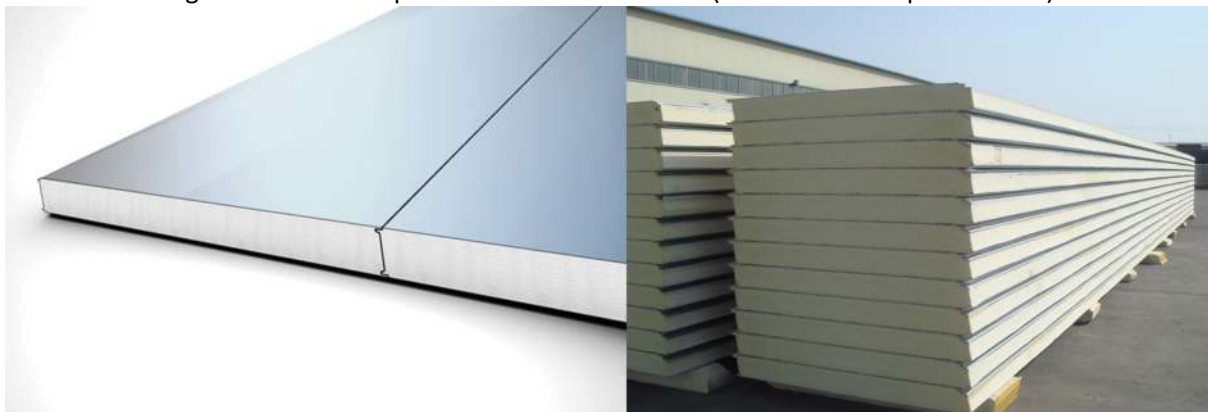
A espessura adequada de isolamento varia com a temperatura média e temperatura máxima do local. No resfriamento, a entrada de calor através do isolamento é aproximadamente um quarto a um terço do calor retirado do produto, sendo que o aumento ou diminuição do isolante não terá mudança substancial na capacidade de refrigeração, já no congelamento, na estocagem de

congelados a principal carga de calor na câmara, se deve à condução através do isolamento, se a câmara não for adequadamente isolada, maior será o custo de energia.

Na construção de câmaras frigoríficas também se pode utilizar painéis isolantes pré-fabricados do tipo "sanduíche" (Figura 39). Estes painéis são constituídos por dois revestimentos metálicos ou plásticos interligados por um núcleo isolante. São utilizados basicamente, dois tipos de materiais construtivos:

- Espuma Rígida de Poliuretano (PUR): obtida pela reação química de 2 componentes líquidos (isocianato e poli-hidroxilo), em presença de catalizadores.
- Poliestireno Expandido (EPS): é um derivado de petróleo que expandido por meio de vapor d'água torna-se um material plástico altamente poroso e praticamente impermeável (CHAGAS, [2000?])

Figura 39 – Painéis pré-fabricados de isolante (Poliestireno ou poliuretano)



Fonte: GFRIIO. Disponível em:< <https://www.gfrio.com.br/>> Acesso em: 09 jan. 2019.

Figura 40 – Estrutura e montagem de câmara fria modular utilizando painéis pré-fabricados



Fonte: GFRIIO. Disponível em:< <https://www.gfrio.com.br/>> Acesso em: 09 jan. 2019.

As tabelas a seguir (Tabelas 12 e 13) mostram que para a mesma espessura de isolamento, o painel com PUR apresenta um coeficiente global de transferência de calor (U) menor do que o de EPS, tornando-o um isolamento mais eficiente. Mas, esta diferença pode ser compensada aumentando-se a espessura do isolamento de EPS. Na maioria das vezes isto é conveniente, inclusive por questões de custo, uma vez que o custo de aquisição do EPS é menor do que o de PUR.

Tabela 12 – Coeficiente Global de Transmissão de Calor (U) - PUR

Espessura (mm)	U (kcal/h.m ² .°C)
50	0,042
80	0,026
100	0,021
120	0,017
150	0,014
175	0,012
200	0,010
250	0,008

Fonte: CHAGAS, J.A.C. Projeto e construção de câmaras frigoríficas. Joinville: YORK Refrigeration, [200?]. 14p.

Tabela 13 – Coeficiente Global de Transmissão de Calor (U) - EPS

Espessura (mm)	U (kcal/h.m ² .°C)
50	0,055
80	0,035
100	0,028
125	0,022
165	0,017
200	0,014
250	0,011

Fonte: CHAGAS, J.A.C. **Projeto e construção de câmaras frigoríficas**. Joinville: YORK Refrigeration, [200?]. 14p.

Uma solução rápida para a determinação da espessura de isolamento, consiste em adotar uma classificação para o fluxo de calor através do isolamento como mostra a Tabela 14.

Tabela 14 – Classificação do Isolamento vs Fluxo de Calor

Classificação do isolamento	Fluxo de Calor (kcal/h.m ²)
Excelente	8
Bom	10
Aceitável	12
Regular	15
Ruim	>15

Fonte: COSTA, E. C. **Refrigeração**. 3. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1982.

A escolha do fator ideal, deve levar em consideração detalhes técnicos e de custo. Aumentando-se a espessura do isolamento aumenta-se o custo do mesmo, porém, a carga térmica se reduz. Por outro lado, diminuindo-se a espessura, o custo do isolante também diminui, mas

aumenta a carga térmica da instalação. A utilização de um fator de fluxo de calor de 8 kcal/h.m², possibilita um bom balanço entre os custos de isolamento e de energia elétrica. A espessura necessária, será definida conforme o material e o diferencial de temperatura desejado (CHAGAS, [2000?]). As Tabelas 15 e 16 mostram o fluxo de calor (kcal/h.m²) em função da diferença entre as temperaturas interna e externa das paredes que serão isoladas.

Tabela 15 – Fluxo de Calor (kcal/h.m²) vs. ΔT (°C) – PUR

Δ(°C) (mm)	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
50	6	8	11	13	15	17	19	21	23	25	27	29	32	34	36
80	4	5	7	8	9	11	12	13	14	16	17	18	20	21	22
100	3	4	5	6	7	8	9	11	12	13	14	15	16	17	18
120	3	4	4	5	6	7	8	9	10	11	11	12	13	14	15
150	2	3	4	4	5	6	6	7	8	8	9	10	11	11	12
175	2	2	3	4	4	5	5	6	7	7	8	8	9	10	10
200	2	2	3	3	4	4	5	5	6	6	7	7	8	8	9
250	1	2	2	3	3	3	4	4	5	5	5	6	6	7	8

Fonte: CHAGAS, J.A.C. **Projeto e construção de câmaras frigoríficas**. Joinville: YORK Refrigeration, [200?]. 14p.

Tabela 16 – Fluxo de Calor (kcal/h.m²) vs. ΔT (°C) – EPS

Δ(°C) (mm)	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
50	8	11	14	17	20	22	25	28	31	34	36	39	42	45	48
80	5	8	9	11	12	14	16	18	19	21	23	25	26	28	30
100	4	6	7	8	10	11	13	14	15	17	18	20	21	22	24
125	3	4	6	7	8	9	10	11	12	13	15	16	17	18	19
165	3	3	4	5	6	7	8	8	9	10	11	12	13	14	14
200	2	3	4	4	5	6	6	7	8	8	9	10	11	11	12
250	2	2	3	3	4	4	5	6	6	7	7	8	8	9	10

Fonte: CHAGAS, J.A.C. **Projeto e construção de câmaras frigoríficas**. Joinville: YORK Refrigeration, [200?]. 14p.

O Coeficiente global de transferência de calor (U) é a soma das resistências térmicas dos componentes da parede.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{fe} + \frac{e}{K} + \frac{ei}{Ki} + \dots + \frac{1}{fi} \quad [11]$$

onde *fe* é o coeficiente de convecção de ar externo; *e* é a espessura do tijolo, bloco ou qualquer outro material de constituição da parede; *K* é a condutividade térmica do tijolo; *ei* é a espessura do isolante; *Ki* é a condutividade térmica do isolante; *fi* é o coeficiente de convecção de ar interno.

No cálculo de carga térmica por transmissão (equação 9), calcula-se o calor através de todas as paredes, piso e teto. Paredes com materiais diferentes possuem coeficiente global de transferência de calor (U) também diferente, mas quando os materiais das paredes são iguais, o coeficiente será

igual, no entanto, deve-se atentar que a variação de temperatura nem sempre será a mesma entre as paredes externas, piso e teto. Quando a área da parede é pequena a diferença entre o coeficiente global pode ser ignorada e as cargas das paredes podem ser agrupadas.

Com relação à temperatura externa (T_e) deve-se corrigi-la com a incidência solar. É por meio desta correção que se considera a radiação na carga térmica de transmissão (Q_{trans}). Na temperatura externa deve-se somar os graus correspondentes à radiação solar como apresentado na Tabela 17.

Tabela 17 – Correção da temperatura externa (T_e) para a radiação solar em função da incidência no hemisfério sul

Tipo de superfície	Parede Leste	Parede Norte	Parede Oeste	Telhado Plano
Superfícies escuras tais como: Telhado de ardósia; Telhado betuminado; Pinturas pretas.	5	3	5	11
Superfícies de meio tom tais como: Madeira sem pintura; Tijolo; Telha velha; Cimento fresco; Pintura vermelha, cinza ou verde.	4	3	4	9
Superfícies claras tais como: Pedra branca; Cimento branco; Pintura branca	3	2	4	9

(Graus Celsius para serem acrescidos à temperatura externa para cálculos de dispersão de calor para compensação do efeito do sol (radiação).

Fonte: Adaptado de: DOSSAT, R. J. **Princípios de refrigeração: teoria, prática, exemplos, problemas, soluções.** São Paulo: Hemus, 2004.

A carga térmica por transmissão será dada pela soma desta carga térmica (Q_{trans}) calculada para cada parede, teto e piso. Este valor como todas as demais cargas será expresso em 24 h, pois o sistema de refrigeração mantém a temperatura da câmara constante por todo o período de estocagem.

3.2 Cálculo da carga térmica de infiltração (Carga proveniente da troca de ar)

O ar externo que penetra na câmara quando a porta é aberta também deve ser considerado no cálculo de carga térmica. Esta carga adicional está relacionada com o número de vezes que a porta é aberta em 24 horas. Existem diferentes modelos para prever esta carga que é difícil de ser conhecida e, um destes modelos estima a carga térmica de infiltração (Q_{infil}) em função do volume da câmara.

O cálculo da carga térmica por infiltração em 24 horas (Q_{infil}) dado por este modelo é apresentado na equação 12.

$$Q_{infil} = \frac{V}{v} \times n \times (h_e - h_i) \quad [12]$$

onde h_e e h_i são as entalpias do ar externo e interno, respectivamente; V é o volume interno da câmara; v é o volume específico do ar externo obtido na carta psicrométrica; n é o número de trocas de ar em 24 horas.

O número de troca de ar em 24 horas, ou o número de vezes que a porta da câmara se abre (n) neste período é dado em função do volume da câmara (Tabela 18).

Tabela 18 – Trocas de ar em uma câmara em 24 h em função de seu volume

Volume interno m ³ (V)	Troca de ar por 24 h (n)	Volume interno m ³ (V)	Troca de ar por 24 h (n)
10	31	250	5
20	21	500	4
30	17	750	1
40	14	1000	2,5
50	13	1250	2,0
100	9	1800	1,7
150	7	2400	1,4
200	6		

Fonte: AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. **ASHRAE handbook**: refrigeration systems and applications. Atlanta, Ga: ASHRAE, 1990.

A principal ferramenta para o cálculo de carga térmica por infiltração é a carta psicrométrica, a qual é utilizada para determinar as entalpias do ar interno e externo (h_i e h_e), além do volume específico do ar externo (v). Para que se proceda a leitura deve-se conhecer a temperatura externa (T_e), a temperatura interna (T_i) e a umidade relativa (UR) do ar externo e da câmara. Com estes dois dados T e UR procede-se a leitura para se determinar as entalpias e o volume específico.

3.3 Cálculo da carga térmica do produto

O cálculo da carga térmica do produto é feito em função da sua temperatura de armazenamento. Se o produto for congelado a carga térmica (Q_{prod}) será composta por:

- a) Calor removido no resfriamento (equação 13)

$$Q_a = m \times c \times (T_2 - T_1) \quad [13]$$

onde m é a massa do produto, c é o calor específico do produto T_1 é a temperatura do produto antes do resfriamento e T_2 é a temperatura do produto após o resfriamento.

Se o produto for armazenado em condições de resfriamento, (Q_a) será a carga térmica do produto (Q_{prod}). Se o produto for congelado, o cálculo da carga térmica do produto será acrescido pela carga térmica calculada nos demais itens.

b) Calor removido no resfriamento até início do congelamento (equação 14)

$$Q_b = m \times c \times (T - T_1) \quad [14]$$

onde m é a massa do produto, c é o calor específico antes do congelamento, T é a temperatura do início do congelamento e T_1 é a temperatura inicial do produto antes do resfriamento.

Iniciou o congelamento, a carga térmica será dada pelo calor latente de transição líquido-sólido conforme descrito no item c.

c) Calor removido no congelamento (equação 15)

$$Q_c = m \times L \quad [15]$$

onde m é a massa de produto e L é o calor latente de transição de fases para cada produto.

Os valores do calor latente de transição de fase líquido-sólido, assim como os valores de calores específicos antes e depois do congelamento são apresentados na Tabela 19.

Finalizada a transição de fases, a temperatura do túnel de congelamento ou a temperatura final da câmara (T_f), mais baixa que a temperatura de congelamento (T) deverá ser a mesma do produto final. Neste caso, o calor removido do produto até a temperatura final é calculado conforme item d.

d) Calor removido na redução de temperatura entre o início do congelamento até o valor final desejado (equação 16)

$$Q_d = m \times c^* \times (T - T_f) \quad [16]$$

onde m é a massa do produto, c^* é o calor específico do produto após o congelamento (Tabela 19), T é a temperatura do início do congelamento e T_f a temperatura final de estocagem ou do túnel de congelamento.

A carga térmica de um produto congelado é dada como a soma dos calores removidos nos itens b, c e d ($Q_b + Q_c + Q_d$).

Tabela 19 – Propriedades térmicas de alguns alimentos

						continua
Produto	Temperatura início congelamento	no do (°C)	Água (%)	Calor Específico (Kcal/kg.°C)		Calor latente (kcal/kg)
				Acima do congelamento	Abaixo do congelamento	
Hortaliças						
Abóbora	-1,0		91	0,92	0,47	72
Aipo	-1,3		94	0,95	0,48	75
Alcachofra	-1,6		84	0,87	0,45	67
Alface	-0,5		95	0,96	0,48	76
Aspargo	-0,6		93	0,94	0,48	75
Batata	-2,0		78	0,82	0,43	62
Batata Doce	-2,0		69	0,75	0,40	54
Beterraba	-0,5		88	0,90	0,46	70
Brócolis	-1,5		90	0,92	0,47	72
Cebola	-1,0		88	0,90	0,46	69
Cenoura	-1,5		88	0,90	0,46	70
Chicória	-0,6		93	0,94	0,48	73
Cogumelo	-1,0		91	0,93	0,47	72
Couve de Bruxelas	-0,5		85	0,88	0,46	68
Couve-flor	-1,0		92	0,93	0,47	73
Ervilha	-0,6		74	0,84	0,42	60
Ervilha verde	0,0		74	0,79	0,42	59
Espinafre	-1,0		93	0,94	0,48	73
Milho	-0,6		74	0,84	0,42	60
Pimentão doce	-1,0		93	0,94	0,47	73
Rábano	-3,0		73	0,78	0,42	58
Rabanete	-1,0		93	0,95	0,48	74
Repolho	-1,0		92	0,94	0,47	73
Repolho crespo	-0,7		87	0,89	0,46	69
Ruibarbo	-2,0		95	0,96	0,48	74
Tomate verde	-0,9		95	0,95	0,48	74
Tomate maduro	-0,9		94	0,95	0,48	74
Vagem	-1,3		89	0,91	0,47	71
Carnes						
Bovina						
Carne fresca	-1,7		60-77	0,7-0,8	0,39-0,43	50-62
Carne gorda	-1,7		49	0,61	0,35	39
Fígado	-1,7		70	0,77	0,41	56
Vitela	-1,7		66	0,74	0,40	53
Porco						
Carne fresca	-2,2		32-44	0,48-0,57	0,30-0,33	26-33
Presunto	-1,7		56	0,66	0,37	45
Bacon	-1,7		19	0,38	0,26	16
Linguiça	-1,7		38	0,53	0,31	31
Carneiro						
Carne fresca	-1,7		60-70	0,69-0,77	0,38-0,41	49-56
Aves						

Continua

<i>Continuação</i>					
Frango	-2,8	74	0,80	0,42	60
Galinha	-2,8	74	0,80	0,42	60
Peru	-2,8	64	0,72	0,39	52
Pato	-2,8	69	0,76	0,41	56
Coelho					
Carne fresca	-2,5	68	0,75	0,40	55
Pescado					
Bacalhau	-2,2	81	0,85	0,44	66
Arenque	-2,2	61	0,70	0,38	49
Salmão	-2,2	64	0,72	0,39	52
Atum	-2,2	70	0,77	0,40	56
Crustáceos					
Camarão	-2,2	76	0,84	0,44	64
Lagosta	-2,2	79	0,83	0,44	63
Ostra limpa	-2,2	87	0,89	0,46	70
Leite e Derivados					
Leite integral	-0,5	87	0,93	0,46	70
Leite em pó	-	2	0,26	0,21	16
Manteiga	-15 a -1	16	0,36	0,25	13
Sorvete (10% gordura)	-6	63	0,70	0,39	49
Queijo Prato	-13	37	0,52	0,31	30
Queijo Camembert	-8	60	0,70	0,40	48
Queijo Suíço	-10	55	0,64	0,36	44
Ovos					
Em casca	-2,2	66	0,73	0,40	54
Gema líquida	-2,2	55	0,65	0,36	45
Clara líquida	-	88	0,90	0,46	71
Albumina em pó	-	5-8	0,26	0,22	7
Diversos					
Açúcar	-	36	0,49	0,31	29
Cerveja	-2,2	92	1,0	-	-
Chocolate, massa	35-30	55	0,55	0,30	22
Fermento	-	71	0,77	0,41	57
Margarina	-	16	0,32	0,25	13
Mel	-	18	0,35	0,26	15
Óleo vegetal	-	-	0,32	0,25	13
Suco laranja	-	89	0,91	0,47	72

Fonte: ASHRAE. **"Refrigeration" Handbook**. Am. Soc. Heat. Refrig. Air Cond. Eng., Atlanta, USA. 1982.

Ao ser iniciado os estudos sobre a refrigeração e os alimentos, algumas classificações foram estabelecidas, por exemplo tem-se alimentos com baixa atividade de água, denominados alimentos secos (os quais não necessitam de refrigeração) e os alimentos com alta atividade de água. Também existem os alimentos vivos, aqueles que se mantêm respirando durante o resfriamento, neste caso os vegetais (frutas e hortaliças), assim no resfriamento de alimentos vivos, deve-se também considerar o calor de respiração. No cálculo de carga térmica de vegetais deve-se somar ao calor de resfriamento (Q_a) o calor de respiração (Q_{resp}), dado pela equação 17.

$$Qr = m * R$$

[17]

onde m é a massa do produto vivo (frutas ou hortaliças) e R é o calor de respiração (Tabela 20).

Tabela 20 - Calor de respiração de vegetais (frutas e hortaliças)

	Calor de Respiração (kcal/ton 24h)					
	0 °C	2°C	5°C	10°C	15°C	20°C
Frutas						
Abacate	-	-	1227-1840	-	-	4536-21273
Abacaxi maduro	-	-	826-937	1361-1461	1562-1663	1713-1814
Ameixa amarela	358-403	443-484	746-1310	1260-2117	1613-3528	2721-4435
Amora	968-1411	1209-2117	1764-2822	3225-5846	4334-8971	8064-12096
Banana verde	-	-	453-1058	826-2036	1240-2973	1814-3225
Banana madura	-	-	826-1209	1361-2419	1814-3427	2016-5040
Blackberry	962-1402	-	1753-2804	3206-5811	-	8014-12019
Blueberry	122-612	-	553-737	1409-2146	-	3189-5333
Cereja	322-443	363-645	574-957	796-2016	1663-3427	3225-4536
Damasco	322-353	393-554	685-1159	1310-2117	1814-3225	2822-4133
Figo	-	-	675-797	1349-1409	-	3495-5823
Framboesa	978-1915	1108-2419	1713-3427	3024-5846	4536-12096	7056-15120
Grapefruit	101-221	151-262	221-312	383-524	675-887	1058-1159
Groselha	292-423	403-615	494-937	736-1814	1613-3931	2520-6653
Kiwi	155-184	-	368-404	737-804	-	981-1421
Laranja	101-221	131-262	221-393	433-726	756-1159	1401-1431
Limão	121-201	151-272	221-403	353-675	494-978	645-1209
Maçã (var. precoce)	201-358	292-433	322-655	857-1260	1109-1915	1209-2520
Maçã (var. tardia)	111-222	222-282	282-433	423-645	574-1209	907-1512
Mamão papaya	-	-	246-368	691	-	-
Manga	-	-	612-1349	-	-	4598-9256
Melancia	-	-	184-246	368-552	-	1043-1533
Melão	280-402	-	450-550	852-952	-	1954-2103
Morango	705-968	836-1310	907-1915	1814-3629	2721-5040	3629-6249
Nóz	50	50	101	201	201	302

Continua

Continuação

Pera (var. precoce)	161-302	272-544	453-957	605-1310	2117-3326	2419-5544
Pera (var. tardia)	161-221	222-463	363-1260	484-1159	1713-2621	2016-4536
Pêssego	262-393	363-453	524-847	1310-1915	1814-2721	2923-3780
Uva	101-201	242-353	342-504	494-756	746-1008	1008-1613
Uva vinífera	62-122	-	184-368	490	-	-
Hortaliças						
Aipo	301-500	-	651-952	1103-1754	-	2555-3005
Agrião	919-1593	-	2699-3005	5579-7419	-	18514-21332
Alface	655-806	706-907	857-1058	1462-2117	2268-3931	5242-7056
Alcachofra	919-2758	-	1593-3679	3373-6007	-	8275-14285
Alho	454	665	958	1462	2671	3175
Alho poró	736-1109	1210-2318	2671-3175	5695-5947	8719-10029	11290-12298
Aspargo	1201-1352	-	1603-1754	3005-3306	-	6010-7512
Batata	222-544	222-504	252-403	353-454	403-756	504-907
Beterraba	242-403	302-585	655-706	1058-1260	1462-2419	3074-4435
Brócolis	1165-1287	-	1962-2268	4598-5335	-	17043-19426
Cebola	242-403	262-443	323-524	474-706	655-958	958-1210
Cenoura	202-585	454-706	585-806	655-907	1512-2016	1865-2822
Chicória	2218-2772	2772-2974	3830-4234	5191-5796	6854-7862	10685-11491
Cogumelo	2369-2520	2570-2722	3074-3326	5040-5242	9677-10080	12499-13205
Couve de Bruxelas	1008-1411	1159-1613	2016-2822	3476-4738	5191-6149	10181-10786
Couve crespa	958-1310	1209-1411	1562-1814	3226-3780	5393-6098	8064-9072
Couve-flor	500-1301	-	1103-1603	2555-2854	-	6311-8313
Endívia	2203-2754	-	3806-4208	5158-5761	-	10617-11419
Ervilha verde (pó)	1804-2153	-	3206-3907	4108-5510	-	11820-13322
Espinafre	1251-1703	-	2655-4108	4306-6462	-	13021-18531
Fava	402-600	-	1153-1553	2203-3005	-	6660-8115
Feijão Verde	1172-1452	-	2153-2505	3356-4258	-	8163-11921
Milho	1840-3127	-	2636-5088	6376-7356	-	16428-1906

continua

Continuação

Nabo	368-553	-	581-612	797-1165	-	1471-1533
Pepino	390-421	-	500-701	1053-1251	-	3155-3605
Pimentão	-	-	612	859	-	2699
Rabanete	471-550	-	701-1053	1201-1352	-	2103-2354
Repolho verde	581-832	-	1084-1313	1785-2033	-	2206-2505
Repolho Roxo	471-600	-	952-1053	1452-1703	-	3407-3907
Salsinha	1840-2452	-	3249-4660	5210-10053	-	12014-13794
Tomate verde	-	-	306-490	737-1103	-	1718-2514
Tomate maduro	280-361	-	402-550	651-852	-	1653-2103

Fonte: Bogh-Sorensen, Leif. IIR. **Recommendations for the Processing and Handling Frozen Fruits**. International Institute of Refrigeration. Paris, France. 2006.

No cálculo do calor do produto deve também ser considerado calor a ser removido da embalagem quando o produto estiver embalado. Deve-se considerar a embalagem primária, secundária, terciária e a paletelização. A carga térmica da embalagem é dada pela equação 18.

$$Q_e = m_e \times C_e \times \Delta T \quad [18]$$

sendo que m_e é o peso de cada embalagem; C_e é o calor específico do material constituinte de cada embalagem (Tabela 21); ΔT é a variação de temperatura de início e a final da embalagem, normalmente igual à do produto.

Tabela 21 – Condutividade térmica (K), calor específico (c) e difusividade térmica (D) para diferentes materiais e substâncias.

Produto	K (kcal/m.h.°C)	C (kcal/Kg.°C)	D (mm ² /s)
Aço	32,8	0,12	-
Aço inox	13,8	0,12	4,0
Alumínio	180,3	0,22	-
Água líquida	0,52	1,00	-
Vapor d'água	0,02	0,49	-
Gelo (-25°C)	2,09	0,48	-
Ar	0,02	0,24	-
Cobre	332,3	0,09	-
Concreto	0,81	0,16	-
Cortiça granulada	0,04	0,49	-
Dióxido de Carbono (vapor)	0,01	0,18	-
Lata	52,2	0,06	-
Madeira (pinho)	0,13	0,45	-
Nitrogênio (vapor)	0,02	0,25	-
Nylon	0,21	0,41	0,13
Papelão plano	0,12	0,30	-
Papelão corrugado	0,06	0,30	-
Papel encerado	0,19	0,32	-
Poliestireno	0,028	0,29	-
Poliuretano	0,020	0,38	-
Polietileno de alta densidade	0,41	0,55	0,22
Polietileno de baixa densidade	0,28	0,55	0,15
Polipropileno	0,10	0,46	0,07
Politetrafluoretileno	0,22	0,24	0,12
Tijolo	0,62	0,20	-
Vidro	0,95	0,20	0,6

Fonte: ASHRAE. **Fundamentals Handbook**. Cap. 30, Thermal Properties of Foods, Am. Soc. Heat., Refrig. and Air-Cond. Eng., Inc., USA. 1989.

3.4 Cálculo da carga térmica mista

A carga térmica mista é o calor que deverá ser também removido da câmara fria para que a temperatura se mantenha constante. Esta carga é proveniente de:

- Iluminação;
- Motores de ventiladores;
- Motores de empilhadeiras;
- Pessoas.

Diferentes tipos de lâmpadas podem ser empregadas em ambientes refrigerados. As mais empregadas eram as de sódio e mercúrio, que ultimamente vem sendo substituídas pelas lâmpadas

de LED (Light Emitting Diode ou diodo emissor de luz) em função da sua baixa carga térmica. Na Tabela 22 tem-se o calor dissipado (kcal/h) para diferentes tipos de lâmpadas. Por exemplo, para uma mesma intensidade, o calor dissipado para lâmpada de sódio é menor que de vapor de mercúrio e fluorescente. As lâmpadas incandescentes não são mais utilizadas, mas sua carga térmica é mostrada para que se possa ver o quanto era elevada a sua emissão de calor (2 vezes a de vapor de mercúrio).

Em uma forma simplificada de projeto, pode-se considerar mais ou menos 260 kcal/h de calor dissipado pela iluminação para cada 100 m² de câmara.

Tabela 22 – Calor dissipado (kcal/h) para diferentes tipos de lâmpadas e intensidade luminosa

Intensidade (lux)	Vapor de mercúrio	Fluorescente	Sódio	Incandescente
75	5,0	6,7	2,3	15,3
125	8,3	11,1	3,8	25,4
250	17,0	22,2	7,6	50,7

Fonte: PERSSON, P. O. **Influence of plant design and operation on weight loss in cold storage**. Int. Inst. Refrig., 1970. p. 63-71. (Anexo 1970-3).

Para saber a quantidade de luminárias necessárias para iluminar a câmara fria ou o ambiente refrigerado (n) empregar-se uma fórmula genérica e simplificada (equação 19).

$$n = \frac{Em \times A \times Fd}{\varphi \times \eta L \times \eta R \times BF} \quad [19]$$

sendo Em é a iluminância média a qual é dada em lux e especificada pela norma NBR 5413; A é a área do recinto em m²; Fd é o fator de depreciação o qual é um índice que define a atenuação de luminosidade de um sistema, sendo fornecido geralmente nos catálogos dos fabricantes; φ é o fluxo luminoso da lâmpada também fornecido pelo fabricante; ηL é a eficiência da luminária que vai de 0 à 100 %; ηR é a eficiência do recinto indo de 0 à 100 % que juntamente com a eficiência luminária se compõe o fator de utilização cujo cálculo é expresso na equação 20 também em escala de 0 à 100 % e BF é o fator de fluxo luminoso que varia de 90 % a 110% (SILVA, 2004).

$$Fu = \eta L \times \eta R \quad [20]$$

Além do calor proveniente da iluminação, o calor proveniente de motores dentro da câmara fria ou do ambiente refrigerado devem ser computados. Na Tabela 23 pode-se verificar que cada kW de um motor fora do espaço refrigerado sofre uma correção dentro do espaço refrigerado, ou seja, o calor dissipado no espaço refrigerado é maior e depende da potência do motor. Estes dados também

podem ser levantados na norma ABNT NBR 16401 de 2008 que trata de Projetos de Instalações de ar-condicionado (ABNT, 2008).

Alguns exemplos importantes de motores dentro do espaço refrigerado são os motores dos ventiladores que constituem os evaporadores com convecção forçada de ar e os motores de empilhadeiras. Ao se elaborar um projeto de câmara fria deve-se conhecer a quantidade de ventiladores e empilhadeiras dentro da câmara fria.

Tabela 23 – Calor equivalente para motores elétricos (KW/KW)

Motor (KW)	Motor no espaço refrigerado	Motor fora do espaço refrigerado
0,1 a 0,4	1,8	1,0
0,4 a 2,2	1,5	1,0
2,2 a 15,0	1,3	1,0

Fonte: AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. **ASHRAE handbook**: refrigeration systems and applications. Atlanta, Ga: ASHRAE, 1990.

E o último constituinte da carga térmica mista a ser abordado é o calor proveniente de pessoas que trabalham dentro do espaço refrigerado. O calor é dependente do número, de pessoas, da roupa, da movimentação e da temperatura da câmara. Por exemplo, na Tabela 24 pode-se observar os dados (kcal/h) do calor dissipado de cada pessoa dentro do espaço refrigerado em função da temperatura. Estes dados podem ser usados nos cálculos de carga térmica assim como aqueles da norma ABNT NBR 16401 de 2008 (ABNT, 2008). No projeto de câmara fria é necessário se conhecer o número de pessoas que estarão operando dentro do espaço refrigerado e por quanto tempo.

Tabela 24 – Calor equivalente por pessoa em função da Temperatura da câmara

Temperatura (°C)	kcal/h
10	180
4	210
-12	300
-24	350

Fonte: AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. **ASHRAE handbook**: refrigeration systems and applications. Atlanta, Ga: ASHRAE, 1990.

3.5 Carga Térmica Total

A carga térmica total é dada pela somatória da carga térmica determinada em cada item anterior (Carga térmica de transmissão, infiltração, produto e mista). Na montagem do quadro que expressa a carga térmica total do projeto de câmara fria (Tabela 25) os dados das cargas térmicas devem estar expressos para um período de 24h.

No entanto, um equipamento frigorífico nunca irá operar durante 24 horas consecutivas, devendo se prever o período para as paradas. Assim, a carga térmica total é dado pela somatória de todos os ganhos de calor das diversas fontes existentes no ambiente em 24 horas dividido pelo tempo que efetivamente o sistema irá funcionar, ou seja, descontado das paradas, desta forma, o tempo de funcionamento do sistema ocorre entre 16 e 22 horas em um dia. Considerando o número de paradas, a carga térmica total é dada pela equação 21.

$$Q_{total} = \frac{Q}{t^*} \quad [21]$$

onde t^* é o tempo efetivo de funcionamento do sistema.

Tabela 25 – Quadro geral da carga térmica total de um sistema frigorífico ou capacidade do sistema (Q_e)

Fonte de Calor		Carga Térmica (kJ ou kcal/24h)
Transmissão		
Infiltração		
Produto	Produto (resfriamento, respiração, congelamento)	
	Embalagem	
	Iluminação	
Mista	Motores (equipamentos, empilhadeiras)	
	Pessoas	
Sub Total 1		
Ventiladores dos evaporadores (10% do Sub Total 1)		
Sub Total 2		
Segurança (10% do Sub Total 2)		
Total em 24 h		
Capacidade frigorífica por hora (kCal ou kJ/h)		
Capacidade frigorífica no tempo t^*		

Fonte: MACHADO, G. A. P. **Cálculo de carga térmica para climatização**. Fic Frio, São Carlos, n. 91, p. 4-7, Jan./Fev./Mar. 2015. Disponível em: http://www.ficfrio.com.br/arquivado/revistas/imagem/ID1_FIC_FRIO_91preview.pdf. Acesso em: 02 mar. 2018.

4. EVAPORADORES

Evaporador é qualquer superfície de transmissão de calor na qual o líquido refrigerante é vaporizado com objetivo de remover calor de um ambiente (câmara/espço refrigerado) ou produto. São fabricados em uma grande variedade de tipos, formas, tamanhos, dependendo da sua aplicação. Pode ser classificado de acordo com o tipo de construção, com o método de alimentação do líquido refrigerante, em função da condição de operação, em função da técnica de circulação de ar, em função do controle de nível de refrigeração e da aplicação.

Ao se classificar os evaporadores em função do tipo de construção, tem-se:

- Evaporadores de tubo liso;
- Evaporadores de placas;
- Evaporadores de tubo com aletas.

Os evaporadores de tubo liso e de placa são classificados como evaporadores de superfície primária, pois os tubos e as placas estão em contato direto com o refrigerante vaporizado. Já os evaporadores com tubos aletados, os tubos (serpentinhas) transportam o refrigerante e são classificados como as superfícies primárias. As aletas não transportam o refrigerante e são por isso superfície de transmissão de calor secundária, elas captam calor do ar ambiente e conduzem para os tubos que transportam o refrigerante.

4.1 Evaporadores de tubo liso

Os evaporadores de tubo liso (Figura 41) são constituídos de tubulação de aço ou cobre, sendo o primeiro utilizado para amônia e evaporadores grandes, e o segundo para outros refrigerantes em evaporadores mais compactos.

Figura 41 – Exemplo de evaporador de tubo liso

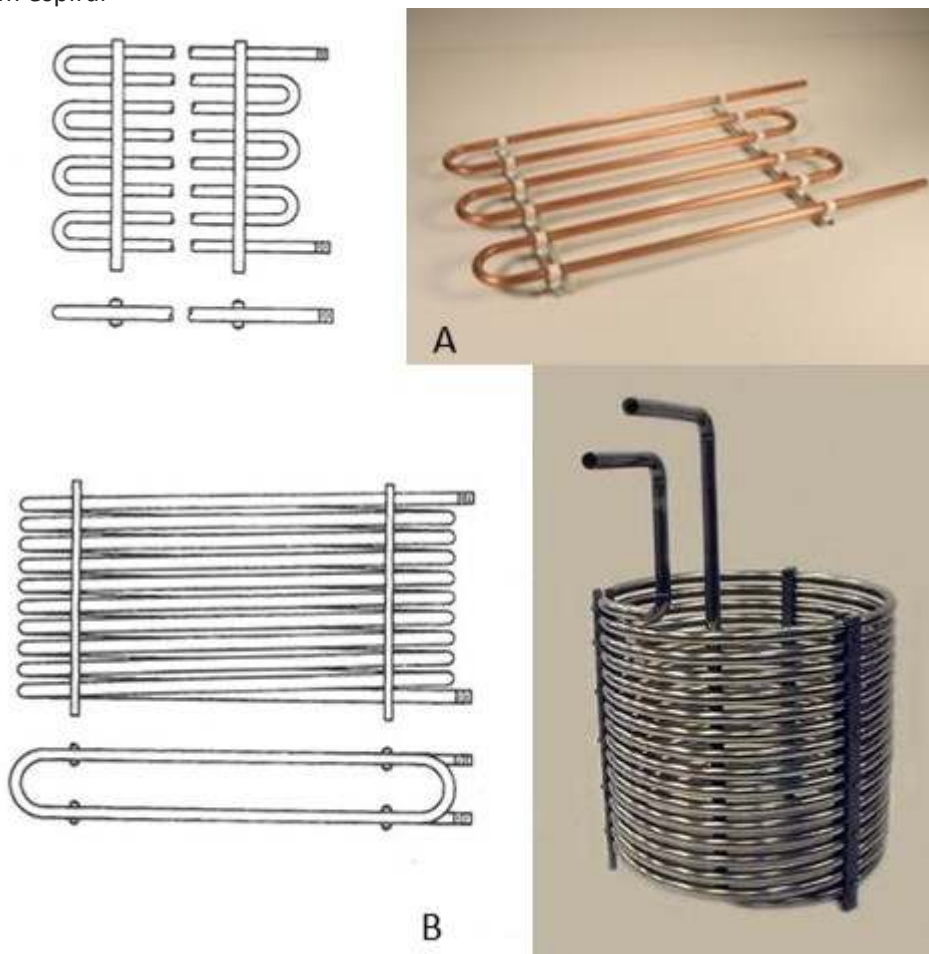


Fonte: COILMASTER. Disponível em: <<http://coilmastercorp.com/coil-capabilities-overview/evaporator-coils/#>>. Acesso em :24 jan 2019.

Seu formato apresenta serpentina lisa em ziguezague (Figura 42A). E, quando empregada em resfriadores de líquidos utiliza-se serpentina em espiral (Figura 42B).

*Utilização: São usados em câmaras de armazenagem frigorífica onde é necessário a circulação de grande quantidade de ar a baixa velocidade.

Figura 42 – Desenhos de serpentinas para bobinas de tubo sem aleta (a) Bobina de ziguezague plana. (b) Bobina em espiral

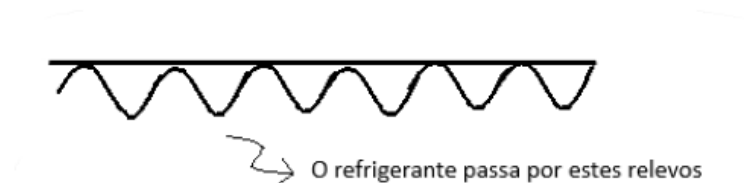


A. Fonte: DOSSAT, R. J.; HORAN, T. J. **Principles of refrigeration**. 5th ed. New Jersey: Prentice Hall, 2002. UNITYTUBE. Disponível em: < <https://www.unitytube.com/custom-tube-fabrication/>>. Acesso em: 25 jan 2019.
B. Fonte: DOSSAT, R. J.; HORAN, T. J. **Principles of refrigeration**. 5th ed. New Jersey: Prentice Hall, 2002. HEXECO, Inc. Disponível em: < <http://www.hexeco.com/Custom/stainless-immersion-coil.htm>>. Acesso em: 25 jan 2019.

4.2 Evaporadores de placas

Os evaporadores a placas, normalmente possuem duas chapas de metal, sendo uma lisa e outra com relevo (Figura 43), soldadas uma na outra. O relevo de uma das placas permite o escoamento do fluido refrigerante entre as duas.

Figura 43 – Estrutura de um evaporador de placas.



Os evaporadores de placas também são construídos com tubos lisos soldados entre placas de metais (Figura 44). Estes evaporadores são usados em refrigeradores e frigoríficos de uso doméstico. São de fácil limpeza, de fabricação econômica e fácil de moldar.

São também empregados em caminhões frigoríficos nos quais as placas podem ser agrupadas juntas para a montagem do teto e paredes da carroceria destes veículos. E câmaras frigoríficas, quando usadas, também são instaladas em tetos e paredes, mas são mais comumente empregadas em prateleiras e divisões em câmaras frias, em balcões expositores de alimentos congelados e resfriados em supermercados e em câmara para sorvetes.

Figura 44 – Evaporador de placas soldadas em tubos, usados para freezer vertical.



Fonte: AROTUBI **Componentes. Evaporadores tubo-chapa para freezer vertical.** Disponível em: <<http://www.arotubi.com.br/arotubicomponentes.htm>>. Acesso em: 05 mar. 2018.

4.3 Evaporadores com aletas

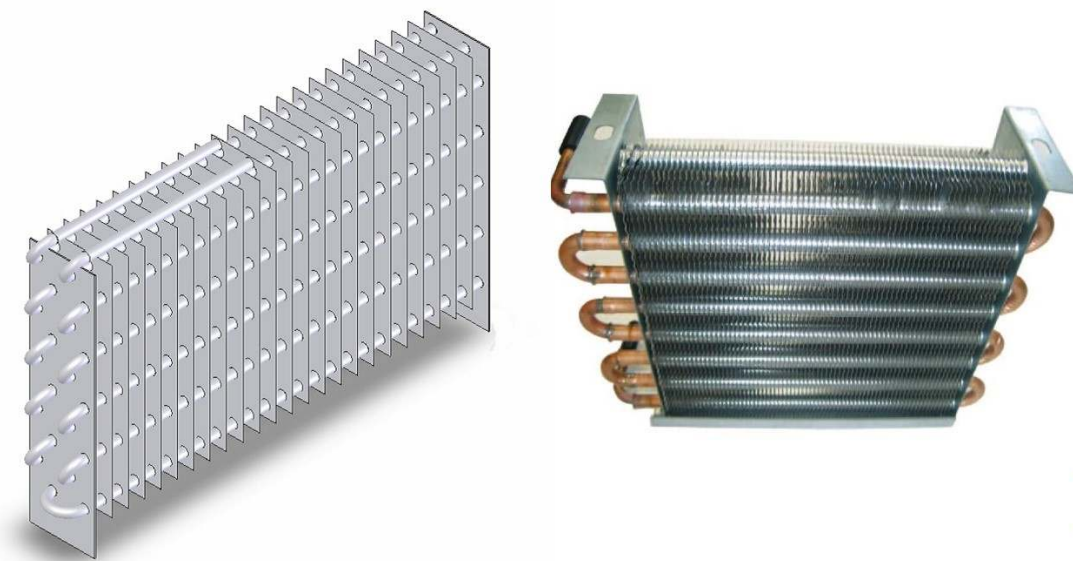
Estes evaporadores apresentam serpentinas de tubos lisos sobre as quais se instalam aletas (Figura 45). As aletas são superfícies secundárias de transferência de calor que possuem a função de aumentar a área de superfície externa de troca térmica do evaporador. Nestes evaporadores, o tubo é a superfície primária, em contato direto com o líquido refrigerante e as aletas são a superfície secundária.

Em evaporadores, as aletas são instaladas entre os espaços abertos das serpentinas e atuam como coletores de calor. Elas devem ser instaladas de maneira a manter um bom contato com a

serpentina, sendo normalmente, soldadas na tubulação, ou alargadas de maneira a se encaixar adequadamente (entrar) na superfície externa do tubo, depois o alargamento é estreitado e elas ficam firmemente fixadas no tubo.

O tamanho das aletas depende do tamanho da superfície externa do tubo e da distância entre eles. O espaçamento entre as aletas varia de 1 a 14 por polegada (2,54 cm). Esta quantidade depende, principalmente, da temperatura de evaporação do líquido refrigerante. Em temperaturas abaixo de 0 °C entre as aletas ocorre a formação de gelo, denominado “neve” por ser macio. Esta neve se forma em decorrência do ar úmido que circula entre as serpentinas. Assim, quando os evaporadores são utilizados em câmaras frias que operam em baixa temperatura, as aletas devem estar distantes uma das outras, para que a neve não se forme com tanta frequência. A neve retarda a circulação de ar entre as serpentinas e funciona como uma barreira à transferência de calor, desempenhando uma ação isolante.

Figura 45 – Evaporadores de tubos aletados ou tipo com aletas.



Fonte: POLO. Disponível em: <<http://www.polo.ufsc.br/projetos/evaporadores-tubo-aleta.html>>. Acesso em: 11 dez. 2018

Em temperaturas baixas os evaporadores aletados devem ter de 2 a 3 aletas por polegadas, já em temperaturas elevadas, como por exemplo no caso do condicionamento de ar, pode-se instalar até 14 aletas por polegada.

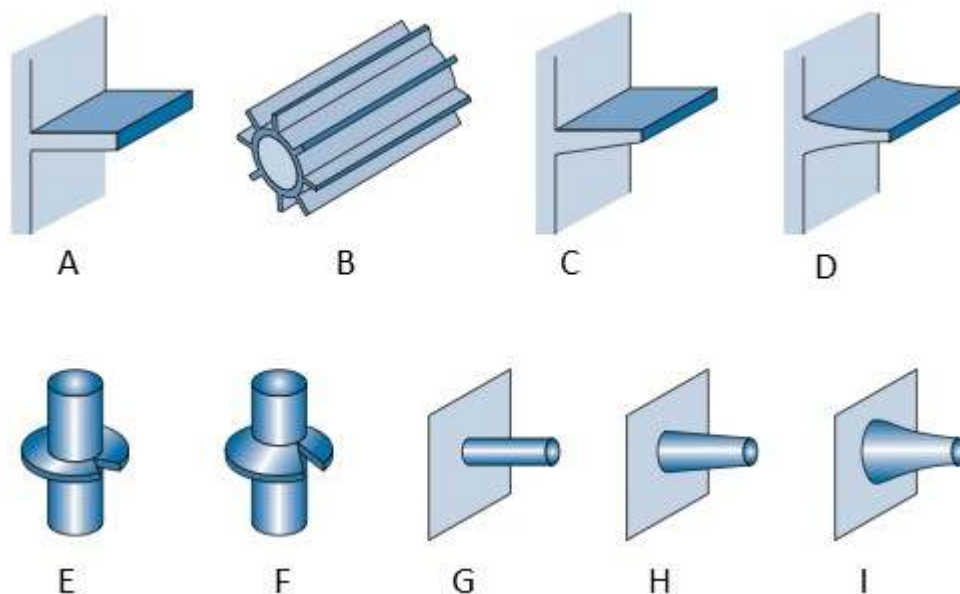
Para a eliminação da neve formada nos evaporadores com aleta, há necessidade de emprego de métodos para o degelo de tempos em tempos.

A função das aletas é aumentar a área de troca térmica, já que aumenta a área da superfície primária (tubo liso). Em função do aumento da área de troca térmica, uma superfície com aletas

ocupará menos espaço que um evaporador de superfície primária para uma mesma capacidade frigorífica, economizando espaço e material.

Os principais tipos de aletas são: Aletas em espiral; Planas contínuas; Planas; Corrugadas e Integrais.

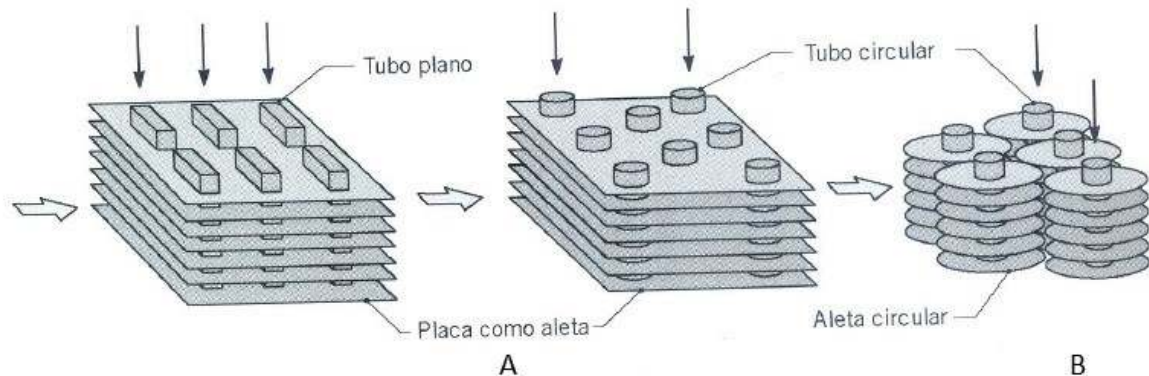
Figura 46 – Tipos de Aletas: (A) aleta longitudinal, com seção e perfil retangulares; (B) aletas longitudinais, com seção e perfil retangulares, adaptadas em um tubo; (C) aleta longitudinal, com seção retangular e perfil trapezoidal; (D) aleta longitudinal, com perfil retangular e perfil parabólico; (E) aleta radial com perfil retangular, adaptada em um tubo; (F) aleta radial com perfil cônico truncado, adaptada a um tubo; (G) aleta do tipo pino cilíndrico; (H) aleta do tipo pino cônico truncado; (I) aleta do tipo pino parabólico.



Fonte: BAFFLES Cooling Systems. **Tamilnadu**. Disponível em: <<http://www.bcsind.com/>>. Acesso em: 19 mar. 2018.

As aletas podem estar agrupadas em diferentes arranjos, sendo os mais comuns o arranjo retangular e o triangular (Figura 47).

Figura 47 – Forma de arranjo da tubulação com aletas em evaporadores com aletas (A) arranjo retangular, (B) arranjo circular.



Fonte: INCROPERA, Frank P. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

4.4 Capacidade do evaporador

A capacidade de qualquer trocador de calor é a taxa a qual o calor passará através das paredes do evaporador do ambiente refrigerado, ou do produto, para o líquido refrigerante que escoar internamente. Independentemente de como o calor alcança a superfície do evaporador (convecção natural ou forçada) ele passa através das paredes do evaporador (tubos e aletas) para o refrigerante, por condução.

A capacidade do evaporador, a taxa na qual o calor passa entre as paredes da tubulação das serpentinas e aletas (quando tiver) é determinada pelos fatores que controlam o calor de condução (22)

$$Q = S \times U \times D \quad [22]$$

onde Q é Q_e , a capacidade de refrigeração ou carga térmica; S é a área de troca térmica; U é o coeficiente global de transformação de calor dos materiais que compõem o evaporador e D é a diferença logarítmica média de temperatura (DLMT).

A formula geral para se determinar o coeficiente global de transformação de calor é dada pela equação 23.

$$\frac{1}{U} = \frac{S}{A_i f_i} + \frac{SL}{AK} + \frac{1}{f_o \times n} + Re + Ri \quad [23]$$

sendo que S é a área externa total; A_i é a Área interna; A é Área média dos tubos; L é a espessura da parede do tubo; K é a condutividade térmica do material de parede do tubo; f_o é o coeficiente de

película externo; f_i é o coeficiente de película interno; R_e é o fator de depósito externo; R_i é Fator de depósito interno; n é a eficiência de aleta (depende do tipo de aleta).

De forma geral, a resistência térmica ao fluxo de calor oferecida pelas paredes do evaporador pode ser resumida à soma de três fatores (equação 24).

$$\frac{1}{U} = \frac{R}{f_i} + \frac{L}{K} + \frac{1}{f_o} \quad [24]$$

onde f_i é o fator de condutância da película da superfície interna; L/K é a Resistência ao fluxo de calor oferecida pelo metal de tubos e aletas, sendo L , espessura e K , condutividade térmica; f_o é o fator de condutância da película da superfície externa; R é a relação entre a superfície externa e interna;

Para uma melhor taxa de transferência de calor, o coeficiente global de transferência de calor (U) deve ser alto. Em metais esse coeficiente é elevado, como por exemplo em ferro, aço, latão, cobre e alumínio que são os mais utilizados na construção dos evaporadores. Latão (liga de cobre) e cobre, podem ser usados para qualquer refrigerante, exceto amônia.

Dos três principais fatores envolvidos no cálculo do coeficiente global de transformação de calor, o metal oferece muito pouca interferência na passagem do fluxo de calor, por ter alta condutividade térmica, portanto o U é determinado principalmente pelos coeficientes de condutância das películas das superfícies externa e interna.

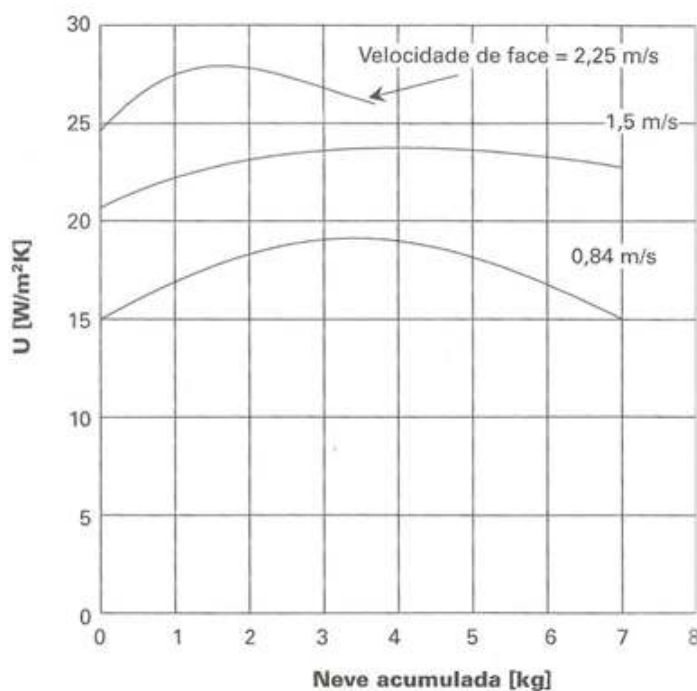
Com relação à superfície interna, sabe-se que a transmissão de calor por condução é maior através de líquidos do que de gases, portanto evaporadores que operam inundados, por estarem sempre cheios de líquidos são mais eficientes que aqueles que operam por expansão seca. Os depósitos na superfície interna podem atuar como isolante térmico reduzindo o fluxo de calor. Esses depósitos são causados pelo acúmulo de óleo de lubrificação dos compressores, que migra por todo o ciclo, ou pela baixa velocidade do refrigerante. Quando baixas velocidades são usadas, as bolhas de vapor formadas na ebulição do refrigerante líquido tendem a aderir na superfície interna do tubo, diminuindo a área de superfície úmida. Altas velocidades do refrigerante produzem ação de limpeza nas paredes internas dos tubos, retirando o óleo acumulado e as bolhas aderidas. A velocidade do refrigerante deve ser alta, entretanto, é limitada pela queda máxima de pressão permitida nas serpentinas do evaporador.

Já com relação à superfície externa, o depósito pode diminuir a transferência de calor por condução através da tubulação e aletas devido ao acúmulo de poeira, borra, graxa e outros contaminantes presentes no ar e que aderem à superfície úmida do evaporador. Para evaporadores que operam a baixas temperaturas, a formação de gelo (neve) é a principal causa da resistência à

transmissão de calor. A camada de neve proporcionará uma resistência, a qual deve ser considerada, pois reduzirá a transferência de calor, devido ao fato dela assumir efeito de isolante, aumentando a resistência à circulação de ar, além de diminuir a passagem de calor, provocando um maior gasto de energia.

Segundo observações experimentais, o coeficiente global de transformação de calor (U) é maior em função da maior velocidade do ar em um trocador de calor com circulação forçada (Figura 48). Neste mesmo experimento percebe-se que, quanto maior a velocidade do ar, menor o acúmulo de neve e, obviamente, maior o U .

Figura 48 – Efeito do acúmulo de neve sobre o coeficiente global de transferência de calor, U , em uma serpentina de 5 fileiras de tubos, para três velocidades de circulação de ar. O espaçamento entre aletas da serpentina era de 6,3 mm e as condições de entrada do ar, de 0 °C de temperatura e 72 % de umidade relativa



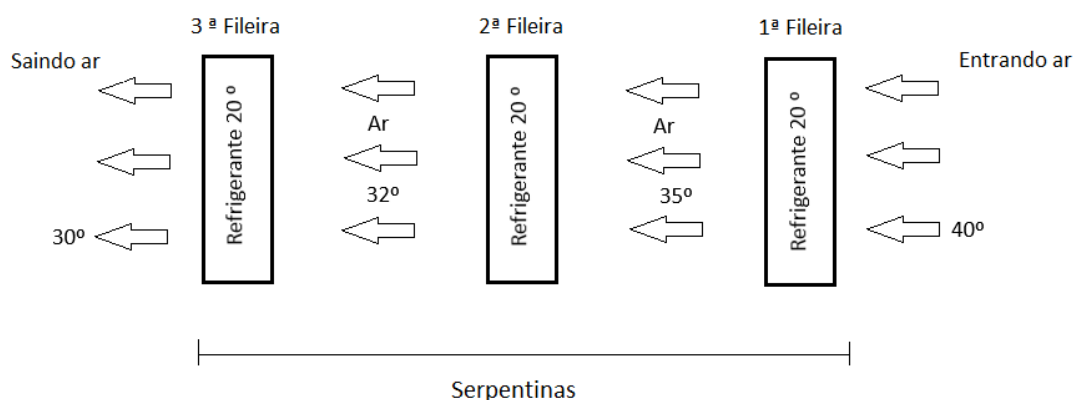
Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

A condutância da película da superfície externa é melhorada pelo aumento da velocidade do ar (evaporação com circulação de ar forçada).

Qualquer turbulência de fluxo interno (refrigerante) ou externo (velocidade do ar sobre a serpentina, distância entre os tubos e formato de aletas) aumenta a taxa de transferência de calor através das paredes das serpentinas no evaporador. As aletas internas ou tubos corrugados proporcionam maior turbulência na tubulação, mas deve-se atentar para que a perda de carga não seja muito alta.

Em um evaporador com circulação forçada de ar, a temperatura do ar diminui progressivamente quando passa através das serpentinas e troca calor no evaporador. Na prática, a queda de temperatura do ar é maior através da primeira fila de serpentina e diminui na medida em que passa por cada fileira seguinte. Isto se explica pelo fato de que a diferença de temperatura entre o ar e o refrigerante que é maior na primeira fileira, torna-se menor quando a temperatura do ar é reduzida ao passar por entre cada fileira posterior, sendo menor na última (Figura 49).

Figura 49 - Queda de temperatura através de uma serpentina de resfriamento típica de três fileiras



Fonte: Adaptado de: DOSSAT, R. J. **Princípios de refrigeração: teoria, prática, exemplos, problemas, soluções.** São Paulo: Hemus, 2004.

A média aritmética da temperatura não descreve corretamente este perfil, assim a diferença de temperatura através das serpentinas é dada pela DLMT (equação 25).

$$D = \frac{(T_e - T_r) - (T_l - T_r)}{\ln \frac{(T_e - T_r)}{(T_l - T_r)}} \quad [25]$$

de forma que T_r é a temperatura do refrigerante dentro das serpentinas; T_e é a temperatura do ar que passa através das serpentinas; T_l é a temperatura do ar que deixa as serpentinas.

4.5 Classificação dos evaporadores quanto ao método de alimentação do líquido refrigerante

A classificação quanto aos métodos de alimentação do líquido refrigerante está relacionada ao estado físico do refrigerante na expansão dentro do evaporador, que pode ser denominada como:

- Expansão seca;
- Expansão úmida (quando o evaporador trabalha inundado).

4.5.1 Expansão seca

Na expansão seca, o líquido, na saída do evaporador deve estar totalmente na forma de vapor superaquecido para entrar na linha de sucção do compressor, e o controle de refrigerante para evaporadores que operam com expansão seca é feito por válvula de expansão termostática ou termostática com equalização externa. A operação destas válvulas será vista posteriormente, mas resumidamente, o vapor na saída do evaporador sensibiliza o bulbo da válvula de expansão, assim será maior a temperatura do fluido dentro do bulbo e consequentemente a pressão. A pressão do fluido dentro do bulbo, ligada ao diafragma da válvula por um capilar, age de forma a abrir a válvula.

Ao abrir a válvula, entra-se mais refrigerante, acarretando a saída de vapor mais frio, esfria o fluido dentro do bulbo, a pressão diminui e a válvula se fecha até que vapor superaquecido chegue novamente na saída do evaporador.

Na expansão seca, a superfície interna dos tubos não permanece molhado o tempo todo, pois parte do trocador de calor será usado para superaquecer o vapor refrigerante, dessa forma o coeficiente de transferência de calor será menor quando comparado à expansão úmida ou inundada. Além disso, em decorrência do superaquecimento, a temperatura varia ao longo do evaporador.

Na saída destes evaporadores o vapor refrigerante deverá estar superaquecido, o que evitará problemas no compressor. Normalmente, necessita-se de 10 a 20% da superfície do evaporador para proporcionar este superaquecimento.

Na expansão seca o jato da mistura líquido-vapor entra no evaporador, o líquido vaporiza progressivamente enquanto passa pelo evaporador, ao final dele, o refrigerante já estará na fase de vapor superaquecido. A temperatura do refrigerante permanece constante enquanto o refrigerante está em transição de fase líquido-vapor, o vapor ganha calor sensível e superaquece, isto faz com que a eficiência diminua já que o vapor absorve calor e aumenta a sua temperatura. No entanto há meios de fazer com que esta eficiência não diminua muito regulando o superaquecimento deixando algumas serpentinas específicas para isso (20 a 30 % da superfície).

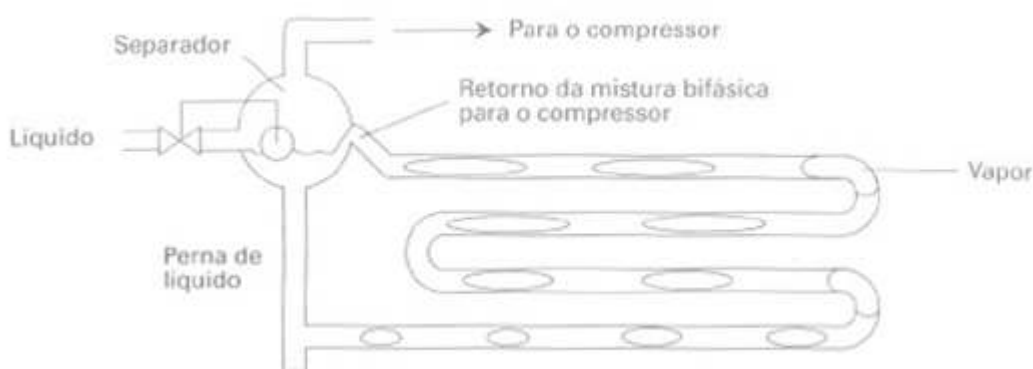
Embora os evaporadores com expansão seca sejam menos eficientes que os que operam inundados, eles são geralmente mais simples, mais compactos, menos dispendiosos no custo inicial e apresentam menos problemas de retorno de óleo, por isso é o tipo mais popular, sendo usados principalmente para sistemas que empregam refrigerantes da classe dos halogenados (CFC, HCHC e HFC).

4.5.2 Expansão úmida (evaporadores inundados ou de sobre alimentados)

Estes evaporadores operam completamente cheios de líquido (inundados) assim garante maior eficiência, pois a superfície interna das serpentinas permanece molhadas, tendo assim transição de fase líquido-refrigerante todo o tempo, logo a troca de calor é latente (não há aumento da temperatura do refrigerante para superaquecê-lo)

Para este sistema, o líquido que sai do evaporador segue para um reservatório (tanque separador de líquidos ou reservatório intermediário); deste o líquido é circulado no evaporador por gravidade ou bombeamento com a absorção de calor do meio ocorre a ebulição formando as bolhas de vapor no meio líquido, essas bolhas arrastam parte do líquido e do próprio vapor (SILVA, 2003). É no reservatório ou no tanque separador de líquido que o vapor segue para a linha de sucção do compressor. Então, o evaporador trabalha inundado e o tanque intermediário garante que só irá vapor para o compressor, não danificando-o (Figura 50).

Figura 50 - Esquema de evaporador inundado.



Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

Neste tipo de operação a quantidade de refrigerante líquido circulada no evaporador é de duas a sete vezes maiores, ou seja, é circulado de duas a sete vezes mais líquido do que o volume que poderia ser vaporizado, sendo as taxas mais elevadas utilizadas para a amônia. Como há uma alta quantidade do refrigerante líquido, a transferência de calor é mais efetiva. A quantidade de líquido ótima a ser circulada é difícil de ser prevista, para um melhor desempenho recomenda-se considerar especificação do fabricante.

O fluxo de líquido refrigerante nos evaporadores inundados é controlado através de uma redução no orifício de entrada ou válvula de expansão automática ou manual. Lembrando que esse tipo de operação normalmente é usado para sistemas industriais cuja carga térmica não sofre muita variação e o ajuste das válvulas mencionadas é feito para a carga máxima, ou seja, máxima carga de fluxo requerida. Este tipo de expansão é empregado mais comumente em sistemas e ciclos de múltiplos estágios.

4.6 Classificação dos evaporadores quanto à circulação de ar

Os evaporadores também podem ser classificados de acordo com a circulação de ar, como:

- Evaporadores com convecção natural de ar;
- Evaporadores com convecção forçada de ar.

A circulação de ar no espaço refrigerado é essencial para transportar o calor do produto para o evaporador. A circulação de ar inadequada pode diminuir a capacidade do evaporador, que pode não resfriar o produto a uma taxa suficiente e ocasionar o desenvolvimento de fungos e bactérias em alimentos. Se a taxa de ar for excessiva, pode ocorrer maior evaporação da umidade na superfície do produto, provocando sua desidratação fazendo com que piore a aparência do mesmo, diminuindo assim sua vida de prateleira.

A taxa desejável de circulação de ar varia com as diferentes aplicações e depende da umidade da câmara, do tipo de produto, do tempo de armazenagem e da embalagem. A condição do produto na estocagem depende dos efeitos combinados de umidade e velocidade da circulação de ar.

4.6.1 *Evaporadores com convecção natural*

É usado em condições onde a velocidade do ar desejada seja baixa para evitar desidratação do produto. As instalações típicas de emprego destes aparelhos são os refrigeradores domésticos, os balcões de exposição frigorífica, resfriadores móveis e transitáveis (caminhões), câmaras grandes de armazenagem de vegetais.

Na convecção natural a circulação do ar através das serpentinas do evaporador ocorre em função do diferencial de temperatura entre o evaporador e o espaço. Quanto maior a variação de temperatura, maior a taxa de circulação de ar. O ar frio é mais denso que o ar quente, assim os evaporadores de convecção natural, devem obrigatoriamente, estar localizadas o mais alto possível do chão. Em câmaras frigoríficas normalmente são instaladas no forro (teto) respeitando uma distância suficientemente para permitir a livre circulação de ar.

O tamanho e a quantidade de evaporadores irão depender das dimensões do espaço a ser refrigerado. Os evaporadores deste tipo são, normalmente, de tubo liso (Figura 41) ou de placa (Figura 44). Quando forem de tubo liso podem abranger a extensão completa da instalação e ter placas defletoras instaladas para direcionar o fluxo livre de ar sobre a serpentina.

A estrutura das serpentinas deve ser isolada para que a umidade não condense sobre a superfície inferior e goteje sobre o produto.

4.6.2 Evaporadores com convecção forçada

São serpentinas de tubo aletados encerrados em uma caixa de metal, equipadas com um ou mais ventiladores para assegurar a circulação de ar. São empregados em refrigeração comercial/industrial (Figura 51). São evaporadores com ventiladores acoplados que aspiram ou descarregam o ar sobre a superfície do evaporador, lançando-o sobre o produto, proporcionando uma melhor distribuição de ar, temperatura mais uniforme na câmara e maior eficiência de transmissão de calor.

Figura 51 – Exemplos de evaporadores com convecção forçada de ar; (A) evaporador compacto; (B) evaporador cúbico e (C) evaporador de teto



Fonte: REFRIIO. 2015. Disponível em: <www.refrio.com>. Acesso em: 05 mar. 2018.

O desempenho do evaporador é afetado também, pela circulação e velocidade do ar e distribuição do ar no espaço refrigerado sobre a serpentina. É importante lembrar que a circulação do ar deve ser distribuída igualmente sobre o espaço refrigerado e as serpentinas. Fraca distribuição, decorrente da velocidade do ar que circula, poderá propiciar temperaturas desiguais no espaço refrigerado.

Se há um baixo volume de ar circulando, esse fica muito tempo em contato com a superfície das serpentinas, diminuindo a taxa de transmissão de calor, no entanto se há um elevado volume de ar circulando, aumenta-se a quantidade de ar em contato com a serpentina por tempo, aumentando a taxa de transferência de calor. Uma grande velocidade do ar quebra a fina película de ar estagnado adjacente às superfícies. Estas películas, quando estagnadas funcionam como barreira de transferência de calor já que que isola o ar que circula da superfície das serpentinas. Para um maior volume de ar, maior será o consumo de energia.

Os evaporadores com circulação de ar forçada, devem ser instalados na parte superior das paredes ou no teto, mantendo uma distância entre as paredes de acordo com a recomendação de cada fabricante, não devendo ser instaladas sobre a porta de entrada da câmara, para evitar o

contato direto com o ar quente cada vez que a porta se abre. Usualmente são dispostos nas paredes laterais à porta ou na parede oposta. O alcance do fluxo de ar (flecha) deve ser estudado no projeto do ambiente refrigerado.

Como já mencionado, a capacidade total de resfriamento de qualquer evaporador depende diretamente da quantidade de ar circulado sobre o trocador de calor. A quantidade de volume de ar para unidades refrigeradoras varia de 30 m³/min para cada tonelada de refrigeração (ton) para baixas velocidade a 70 m³/min/ton para altas velocidades.

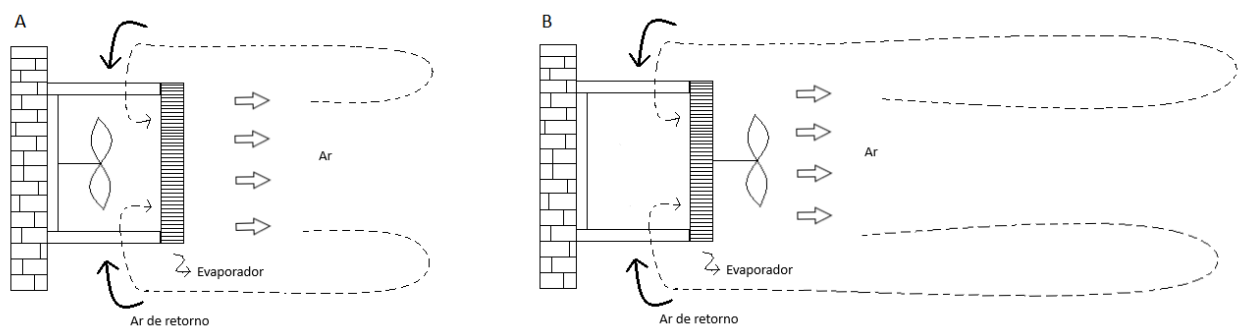
A velocidade do ar em m/min sobre a serpentina é dada em função da quantidade de ar (vazão volumétrica) em m³/min e a área de face do evaporador em m².

$$Velocidade \left(\frac{m}{min} \right) = \frac{Quantidade \ de \ ar \left(\frac{m^3}{min} \right)}{Área \ de \ face \ (m^2)} \quad [26]$$

O diferencial de temperatura entre o ar e a serpentina (temperatura de evaporação do fluido refrigerante) deve ser cuidadosamente estudado, normalmente, adota-se a diferença entre a temperatura de evaporação e a média da temperatura do ar de retorno. Alguns fabricantes adotam esta variação entre 5 a 7 °C, outros adotam 1 °C.

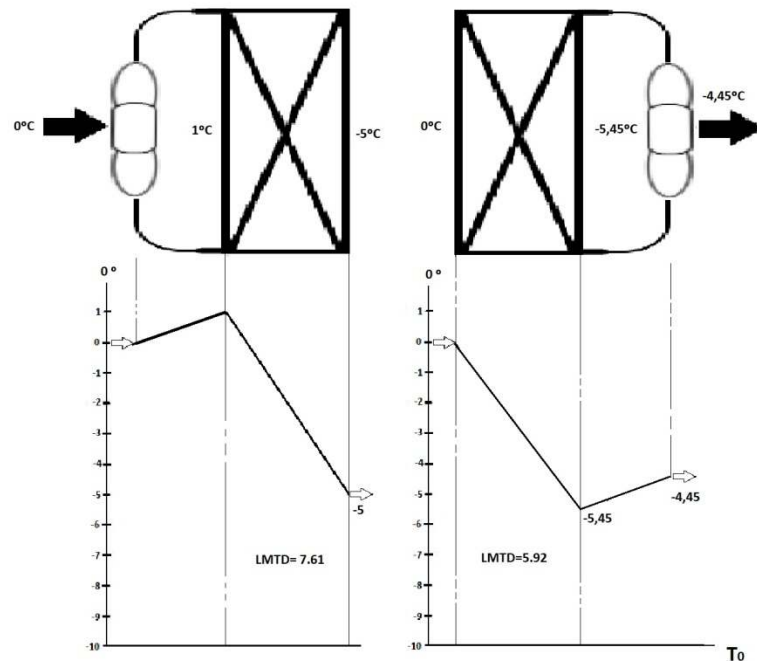
Quanto à instalação do ventilador, existem duas disposições, em uma delas o ar é insuflado sobre o evaporador, método mais comum (Figura 52A) e na outra o ar é aspirado das serpentinas (Figura 52B).

Figura 52 – Disposição dos ventiladores nos evaporadores (A) ar insuflado sobre as serpentinas (B) ar aspirado das serpentinas



Quando aspirado do evaporador o calor cedido pelo motor aumenta a temperatura do ar, sendo esse arranjo utilizado somente quando se deseja elevar o alcance do fluxo de ar (Figura 53).

Figura 53 – Comparação da diferença média logarítmica de temperatura (LMTD) para dois arranjos do ventilador. T_0 é a temperatura de evaporação.



Nos evaporadores com convecção forçada de ar, o degelo se faz necessário visto à elevada formação de gelo nas serpentinas (neve) em função da passagem do ar úmido. Existem quatro diferentes tipos de degelo, sendo: Interrupção do refrigerante no evaporador e deixa o ventilador funcionando, emprego de gás quente, aspersão de água nas serpentinas e resistência elétrica entre as serpentinas.

a) Interrupção do refrigerante no evaporador com o ventilador funcionando

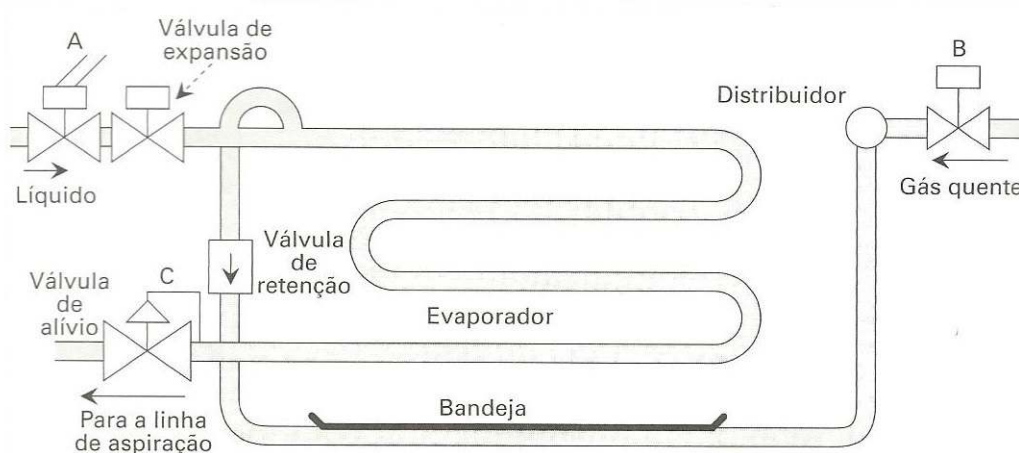
Nesta forma de degelo, a circulação do refrigerante pelas serpentinas é interrompida e o ventilador fica funcionando. O gelo se funde quando o ar de retorno fica acima de 0°C . Esta operação pode ser programada (automática) ou manual. Esta forma de degelo funciona bem em evaporadores em câmaras de estocagem acima de 2°C . A desvantagem desta forma de degelo se dá devido a temperatura de estocagem, que sobe durante o degelo e, além disso, o período necessário é relativamente longo.

b) Emprego de gás quente

Nesta forma de degelo, utiliza-se o refrigerante na forma de vapor superaquecido que sai do compressor, como o agente de degelo. Nesta operação o ventilador é desligado e o gás de descarga

do compressor é circulado nas serpentinas do evaporador. É um método rápido, mas a sua instalação requer mais tubulações e válvulas. Este é o melhor sistema de degelo, no entanto, o custo inicial é mais elevado. A Figura 54 mostra um sistema de degelo com vapor refrigerante quente.

Figura 54 – Arranjo de tubulação e controle para o sistema de degelo com emprego de gás quente de um evaporador do tipo expansão seca



Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

No funcionamento deste método, a válvula A (Figura 54) se fecha no início do degelo, e a B se abre. A válvula C que está aberta durante a operação normal atua como válvula de controle da pressão. Esta válvula faz com que a pressão no interior do evaporador não diminua, mantendo a temperatura elevada para facilitar o degelo. A bandeja de drenagem é a primeira a ser aquecida, temperatura maior que 0 °C, o que evita o recongelamento (Figura 54). Ao final do degelo, na retomada do processo, a válvula de retenção irá evitar que a mistura líquido-vapor do refrigerante migre diretamente para a saída (distribuidor de gás quente, válvula B) sem passar devidamente pelas serpentinas do evaporador.

c) Aspersão de água

Neste método de degelo com aspersão de água sobre o evaporador após parada do sistema do frigorífico, é rápido, assim a temperatura da câmara é elevada à níveis aceitáveis. Se o condensar utilizado no sistema for um condensador a água ou evaporativo, a água quente destes equipamentos pode ser usada. Neste sistema de degelo, é necessário a instalação de um dreno para recolher a água tomando cuidado para que ela não seja lançada sobre o produto armazenado.

d) Elétrico

Neste método de degelo, resistências elétricas são instaladas no interior do evaporador. Este sistema apresenta um custo inicial baixo e o degelo é bastante eficiente, ocorrendo em pequenos

períodos de operação. A desvantagem deste método é o elevado consumo de energia quando comparado a outros métodos. É normalmente empregado para câmaras de pequeno porte.

4.7 Resfriadores de líquidos

Os evaporadores apresentados até o presente são superfícies de transmissão de calor na qual o líquido refrigerante é expandido para produzir um efeito de refrigeração no produto ou ambiente, são evaporadores de “expansão direta”, ou seja, estão em contato direto com o espaço ou produto que está sendo refrigerado.

Em alguns casos é inconveniente utilizar a “expansão direta”, isto é, não se pode expandir o refrigerante em áreas onde é requerida a segurança alimentar. Como por exemplo, em pasteurizadores de alimentos líquidos, como leite e bebida; ou em resfriamento de alimentos por imersão como em frango. Nestes casos, se houver um micro vazamento nos pasteurizadores todo o alimento deverá ser descartado, da mesma forma, não se deve mergulhar o frango em refrigerantes frigoríficos (halogêneos ou amônia, por exemplo).

Nestes casos é necessário que seja feito o resfriamento de água ou salmoura pelo emprego da “expansão direta” num resfriador líquido. O líquido resfriado, será então bombeado através de tubulações apropriadas para o espaço ou produto que deve ser resfriado. Este líquido (água ou salmoura resfriadas) é chamado de refrigerante secundário, e após aquecido pela absorção de calor do espaço refrigerado ou do produto, retorna ao resfriador de líquido para ser resfriado e bombeado novamente.

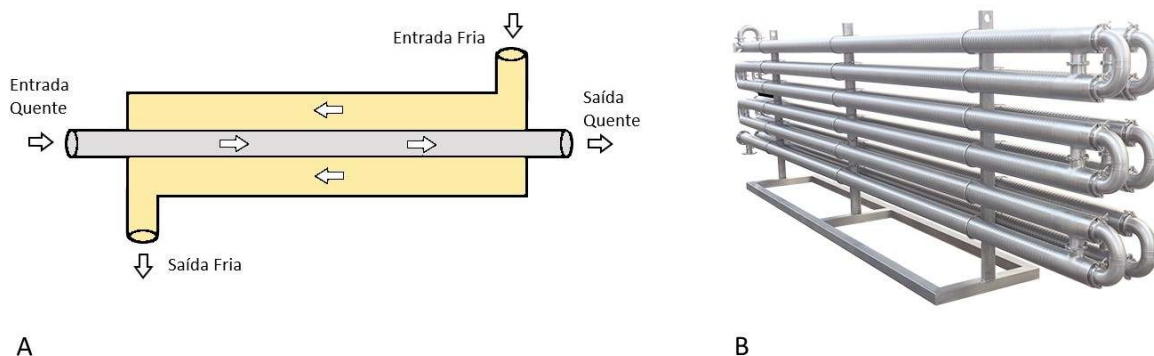
Em outro caso, o sistema de refrigeração indireta é usado também em instalações onde o espaço ou produto a ser refrigerado está localizado a uma distância considerável do equipamento de condensação. Neste caso, as tubulações longas são caras e necessitam de grande carga de refrigerantes, além de causar problemas de perda de carga excessiva, reduzindo a capacidade do sistema e proporcionando vazamentos mais frequentes.

Os resfriadores de líquido são:

a) Resfriadores de tudo duplo

Estes resfriadores são constituídos de dois tubos dispostos um dentro do outro (Figura 55). O refrigerante secundário flui no tubo interior e o refrigerante no tubo externo em contracorrente. Como requer muito espaço, são pouco usados.

Figura 55 – Resfriadores de tubo duplo (A) parte interna, (B) parte externa.

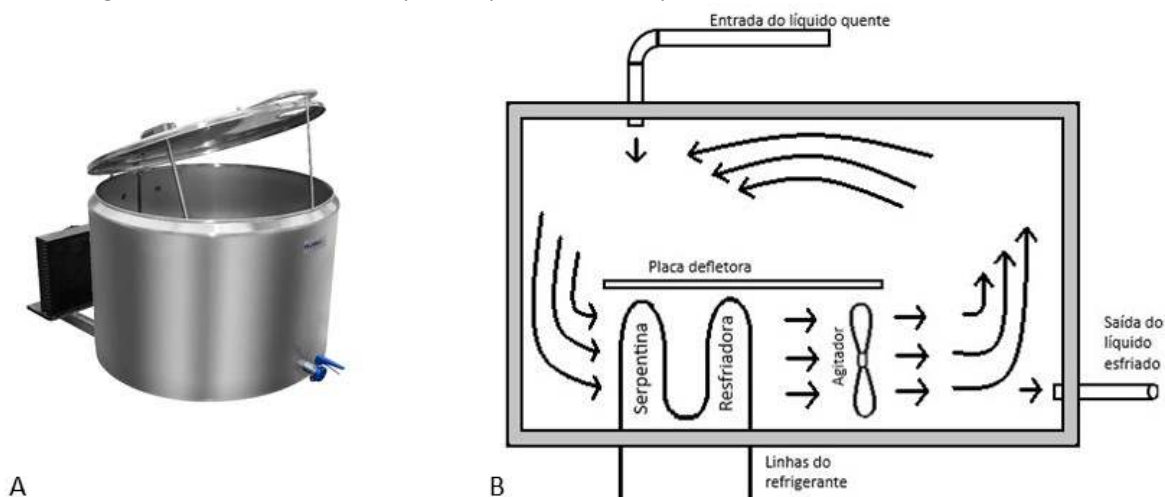


Fonte A: Própria Autoria. Fonte B: SOLUTIONS CONTROLE. Disponível em :<<http://solutioncontroles.com.br/produtos/trocador-de-calor-tubo-anelado/>>. Acesso em: 01 março 2019.

b) Resfriadores tipo tanque aberto

Este resfriador de líquido tem uma serpentina de tubo liso instalada em um tanque aberto onde ocorre a expansão direta do refrigerante. Dentro do tanque há o refrigerante secundário (água ou salmoura) sendo resfriado e circulado pela ação de um agitador (Figura 56). São usados em qualquer aplicação de esfriamento de líquido, onde a higiene não é o fator principal.

Figura 56 – Resfriador do tipo tanque aberto (A) parte externa, (B) sistema interno.



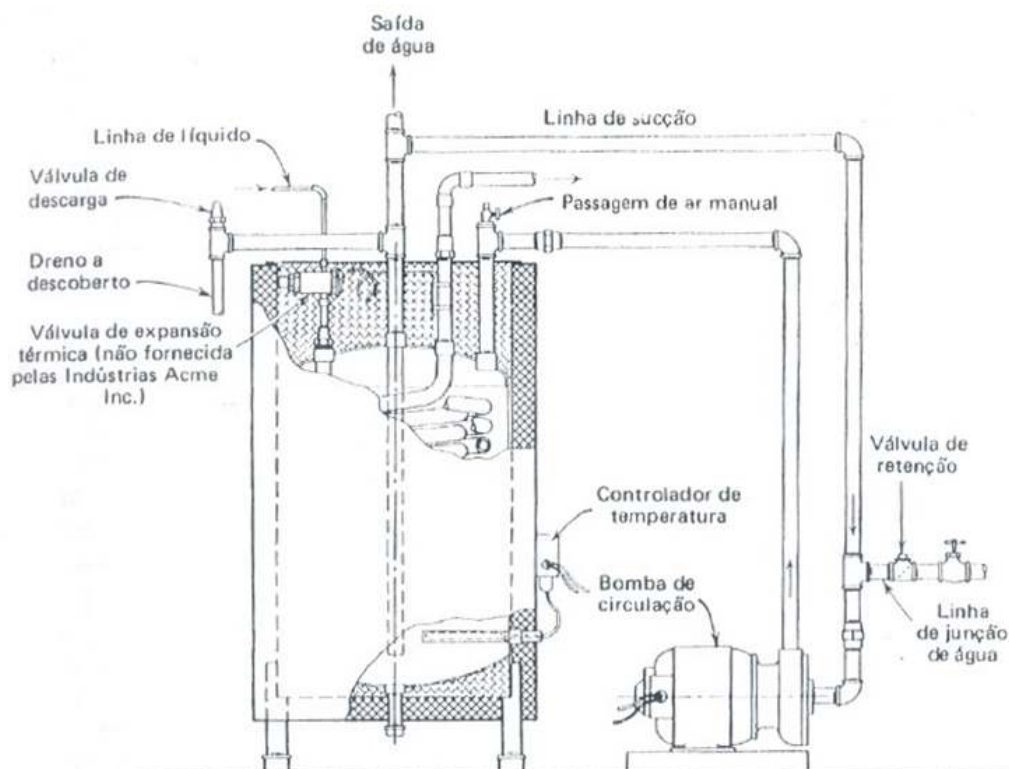
Fonte A: FRITZ. Disponível em: <<http://fritzordenhadeiras.com.br/produtos/resfriadores-de-leite/plurinox-prv-resfriadores-de-leite-verticais/>>. Acesso em: 01 março 2019. Fonte B: Adaptado de: DOSSAT, R. J. **Princípios de refrigeração: teoria, prática, exemplos, problemas, soluções.** São Paulo: Hemus, 2004.

c) Resfriadores de carcaça e serpentina:

Utiliza a serpentina em espiral de tubo liso encerrada em uma carcaça de aço soldada. A expansão do líquido refrigerante ocorre na serpentina (expansão seca), e o líquido que é o refrigerante secundário, é esfriado na carcaça. É usado principalmente para esfriamento de água quando a higiene é limitante (Figura 57). Com relação ao tanque aberto, este sistema tem a

desvantagem de o líquido ter que ser resfriado instantaneamente e há o perigo de danificar consideravelmente o equipamento se o líquido congelar dentro da carcaça, já que o sistema é fechado.

Figura 57 – Funcionamento interno de um trocador de calor de carcaça e serpentina (Tanque fechado)



Fonte: DOSSAT, R. J. **Princípios de refrigeração: teoria, prática, exemplos, problemas, soluções**. São Paulo: Hemus, 2004.

d) Resfriadores de tubo e carcaça:

Este resfriador de líquido é um trocador de calor do tipo tubo e carcaça, no qual a expansão pode ocorrer de duas formas, seca ou inundada (Figura 58). Na expansão seca, o refrigerante é expandido dentro dos tubos e o líquido é circulado na carcaça, já na expansão inundada o líquido é circulado através dos tubos e o refrigerante na carcaça.

Figura 58 – Trocador de calor casco e tubo



Fonte: MAZE. Disponível em: <<http://www.maze.ind.br/trocador-calor-casco-tubo>>. Acesso em: 01 março 2019.

e) Resfriador de líquido tipo Baudelot:

Neste resfriador de líquido a água flui uniformemente a partir de uma distribuição comum sobre dois lados de placas planas verticais. Uma película fina de água escorre pelas placas nas quais o refrigerante primário é expandido. Este sistema possui um tanque de coleta de aço inoxidável com válvulas que mantém o seu nível (Figura 59). Este tanque é equipado com várias bombas para bombear água gelada até o local desejado.

Figura 59 – Resfriador de líquido tipo Baudelot



Fonte: CABINPLANT. Disponível em: < <https://www.cabinplant.com/solutions/baudelot-chiller/>>. Acesso em: 24 jan 2019.

Alguns valores de coeficiente global de transferência de calor (U) de alguns resfriadores de líquido são apresentados na Tabela 26. para diferentes tipos de evaporadores. Os valores de U

variam entre os diferentes resfriadores de líquidos e entre eles mesmos. A faixa de variação de U é função do material que constitui os resfriadores.

Tabela 26 - Coeficientes globais de transmissão de calor de alguns resfriadores de líquidos

Tipo de evaporador	U (kcal/m ² h°C)
Carcaça e tubo inundado	244 a 732
Carcaça e tubo inundado pra salmoura	146 a 488
Carcaça e tubo seco, com refrigerante halogenado nos tubos e água na carcaça	244 a 561
Baudelot inundado, para água	488 a 976
Baudelot seco, para água	292 a 732
Concha e bobina	48 a 122
Evaporadores de placas, para água	2100 a 3800

Fonte: ELETROBRÁS. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial**. Rio de Janeiro, 2005. Disponível em: <<https://static-cms-si.s3.amazonaws.com/media/uploads/arquivos/LivroRefrigeracao.pdf>>. Acesso em: 19 mar. 2018.

4.8 Temperatura de evaporação

A temperatura de evaporação já foi bastante discutida, no entanto vale lembrar que quanto maior a variação de temperatura entre a temperatura de evaporação e a do meio, maior deverá ser a capacidade do evaporador. A temperatura no interior do evaporador (temperatura na qual o refrigerante evapora) terá que ser sempre menor que a temperatura da câmara ou do produto.

Durante a evaporação (transição de fase do refrigerante líquido para vapor) a temperatura é constante e este fato mantém a temperatura do ambiente refrigerado constante também.

Em evaporadores muito grandes, para que a temperatura de evaporação seja mantida, há necessidade de evitar a perda de carga, uma das formas é dividir a serpentina em vários circuitos alimentados ao mesmo tempo por um distribuidor de refrigerante líquido (válvula de expansão). Outra forma é trabalhar com o evaporador inundado.

No projeto de câmara fria, a temperatura de evaporação deve ser de 5 a 10 °C menor que a temperatura do ambiente refrigerado ou do produto. Este ΔT normalmente é fornecido pelo fabricante já que depende de vários outros fatores.

5 COMPRESSORES

Os compressores apresentam como função aspirar o vapor do evaporador, mantendo sua pressão e temperatura, comprimir o vapor a determinada pressão e temperatura e deslocar o refrigerante pelo circuito frigorífico.

Com relação ao seu modo de operação, podem ser divididos em dois grupos:

- Volumétricos (recíproco, rotativo, parafuso helicoidal)
- Turbo (radial e axial)

5.1 Eficiência

A performance de um compressor pode ser dada como equação 27.

$$Eficiência = \frac{Capacidade}{Energia Consumida} \quad [27]$$

A capacidade depende das temperaturas de evaporação e condensação, a qual usualmente é dada por kcal/h ou kJ/h, mas a capacidade real é dada pelo deslocamento máximo do refrigerante, capacidade esta, atribuída ao motor.

Esta capacidade ideal de um compressor é dada em função da massa de gás deslocada por unidade de tempo que é tratada como sua eficiência ou rendimento. A eficiência ou rendimento volumétrico de um compressor é definido como a razão entre o volume do vapor que entra na câmara de compressão pela mudança volumétrica nesta câmara, conforme a equação 28.

$$\eta = 100 - \varepsilon \left[\left(\frac{p_{descarga}}{p_{aspiração}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad [28]$$

onde ε é a porcentagem de volume perdido; n é o expoente isentrópico ($n=1$, para expansão isotérmica e $n=k=c_p/c_v$, para expansão adiabática).

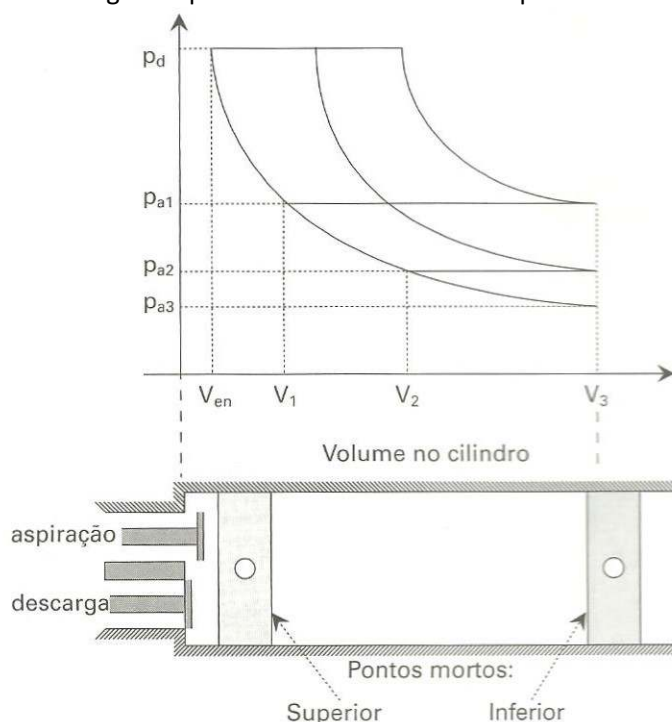
O rendimento ou a capacidade do compressor definido para compressores alternativos será descrito a seguir.

Em compressores alternativos as válvulas são operadas por molas, quando a pressão diminui até a da linha de aspiração (um pouco menor) a válvula de aspiração se abre e o gás entra no cilindro, mas quando a pressão no interior do cilindro atinge o mesmo valor da pressão de descarga (um pouco maior), a válvula de descarga se abre e o gás comprimido sai. O volume do espaço nocivo é a porcentagem de volume deslocado pelo pistão em compressores alternativos, lembrando que, em função da abertura e fechamento das válvulas, sempre fica um pouco de gás retido no cilindro.

A fração de espaço nocivo ou a porcentagem de volume perdido (ϵ) é dado pela equação 29. Na qual V_{en} é o volume do espaço nocivo e V_3 o volume do limite inferior no deslocamento do pistão (Figura 60).

$$\epsilon = 100 \times \left(\frac{V_{en}}{V_3 - V_{en}} \right) \quad [29]$$

Figura 60 - Diagrama pressão-volume de um compressor alternativo



Fonte: STOECKER, W. F.; SAIJ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

O volume do gás efetivamente no cilindro é $V_3 - V_1$, e η_{en} é o rendimento volumétrico do espaço nocivo, demonstrado na equação 30.

$$\eta_{en} = 100 \times \left(\frac{V_3 - V_1}{V_3 - V_{en}} \right) \quad [30]$$

Rescrevendo η_{en} em termos de ϵ e considerando $\frac{V_1}{V_{en}} = \frac{V_{aspiração}}{V_{descarga}}$, têm-se a equação 31.

$$\eta_{en} = 100 - \epsilon \left[\left(\frac{V_3 - V_1}{V_3 - V_{en}} \right) - 1 \right] \quad [31]$$

$$\frac{V_{aspiração}}{V_{descarga}} = \left(\frac{p_{descarga}}{p_{aspiração}} \right)^{\frac{1}{n}} \quad [32]$$

onde $V_{\text{aspiração}}$ é o volume específico do vapor na aspiração (válvula de admissão) e V_{descarga} é o volume específico do vapor na descarga (válvula de descarga).

Se o processo for adiabático a relação entre p e V do gás é dado por:

$$p \propto \frac{1}{V^\gamma} \text{ onde } \gamma = \frac{c_p}{c_v};$$

Se o processo for isotérmico a relação entre p e V fica sendo:

$$p \propto \frac{1}{V};$$

5.2 Definição de Compressor segundo o conjunto motor-compressor

O motor aciona o compressor, e a montagem do compressor com o motor pode caracteriza-lo.

Nesta caracterização existem três tipos de montagem:

- Compressores Abertos;
- Compressores Semi-herméticos;
- Compressores Herméticos.

Os compressores abertos operam por um motor independente acoplado por meio de correias ou polias, são montados sobre conjuntos parciais denominadas “unidades condensadoras”, e apresentam fácil manutenção, possibilitando o uso de motores elétricos como sistema de acionamento.

Os motores podem ser removidos e separados sem qualquer ação sobre o sistema de compressão que contém o refrigerante, no entanto seu ponto fraco é o selo de vedação que poderá deixar o refrigerante escapar. Na Figura 61 há um exemplo de um compressor aberto.

Figura 61 – Exemplo de dois tipos diferentes de compressores abertos



Fonte: BITZER. Disponível em: < <https://www.bitzer.de/br/pt-br/>>. Acesso em: 07 maio 2019.

Os compressores herméticos (Figura 62), atuam com motor mais compressor hermeticamente fechados em uma caixa selada. Neste sistema, não há problemas de o refrigerante escapar, possui um custo relativamente baixo, apresentando grande aplicação na refrigeração doméstica e algumas na comercial.

Nestes compressores, os motores são projetados economicamente para ocuparem o menor espaço possível, e se queimar o motor é necessário a troca de unidade. Não se recomenda a abertura da caixa metálica para substituição ou conserto. Estas máquinas tem boa eficiência e são, relativamente, silenciosas.

Já nos compressores semi-herméticos (Figura 63A), o motor vem incorporado, mas ao invés do conjunto motor-compressor ser montado dentro da caixa selada, há um acoplamento hermético que permite a desmontagem do compressor.

Os herméticos e semi-herméticos eram mais usados para halogenados, mas atualmente há compressores semi-herméticos também empregados para amônia.

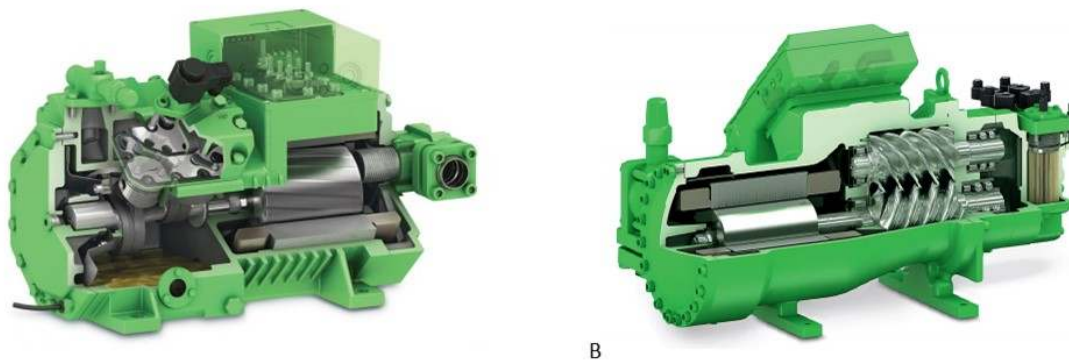
Figura 62 – Compressores alternativo recíproco hermético (A) visão externa; (B) visão interna



Fonte: TECUMSEH. (A) Disponível em: <<https://www.lojatecumseh.com.br/>>. Acesso em: 11 maio 2019. (B) Disponível em: <<http://www.ficfrio.com.br/index.php?pgid=0>>. Acesso em: 11 maio 2019.

Na visão interna de um compressor alternativo semi-hermético (Figura 63A) ou compressor helicoidal (Figura 63B) pode-se notar o motor em um compartimento separado dos cilindros ou parafusos.

Figura 63 – Visão interna de compressor alternativo semi-hermético (A) e compressor helicoidal de parafuso duplo(B)



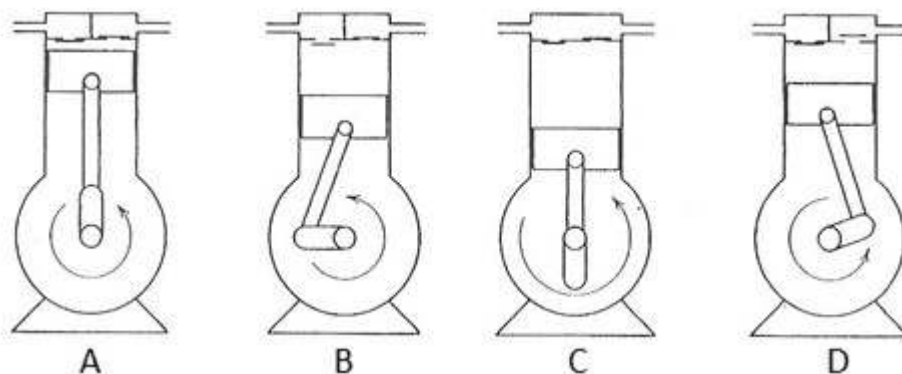
Fonte: BITZER. Disponível em: <<https://www.bitzer.de/br/pt-br/>>. Acesso em: 08 maio 2019

Compreendido a disposição entre o motor e o sistema de compressão desta máquina, as definições a seguir tratarão das diferentes formas de compressão.

5.3 Compressores recíprocos

O princípio de operação dos compressores recíprocos é a movimentação de um pistão dentro de um cilindro com uma válvula de sucção e outra de descarga. Este conjunto constitui uma bomba de deslocamento positivo. Na sua operação, o vapor é aspirado (Figura 64A e B) abrindo a válvula de sucção e fechando a válvula de descarga. A aspiração do pistão ocorre em função do movimento do conjunto biela-virabrequim até que o pistão atinja o ponto inferior (Figura 64C). O conjunto biela-virabrequim é instalado no interior do cárter onde há óleo para lubrificação. O conjunto também fará com que o pistão suba (Figura 64D), comprima o vapor, feche a válvula de sucção e abra a válvula de descarga.

Figura 64 – (A) Pistão no ponto morto superior. (B) Válvulas de admissão abertas. (C) Pistão no ponto morto inferior. (D) Válvulas de escape abertas



Fonte: DOSSAT, R. J. **Princípios de refrigeração: teoria, prática, exemplos, problemas, soluções**. São Paulo: Hemus, 2004.

Os compressores recíprocos podem ser de simples ou duplo estágio. Os compressores de duplo estágio são aplicados em um sistema de refrigeração de duplo estágio, estas máquinas são construídas com pistões para o lado de baixa pressão e outros para o lado de alta pressão, desta forma, ao invés de ter um compressor para cada estágio, em uma única máquina haveriam um conjunto de pistões para os dois. Os pistões de baixa são interligados com o evaporador e resfriador intermediário e os pistões de alta são conectados à aspiração do resfriador intermediário e descarrega o vapor no condensador.

5.3.1 Efeito da temperatura de evaporação sobre a capacidade frigorífica

O efeito da temperatura de evaporação na capacidade frigorífica é a mesma, independentemente do tipo de compressor usado, mas será tratada já para os compressores recíprocos. A quantidade de vapor formado no evaporador depende da temperatura, quanto menor a temperatura, menor será o volume desse vapor. Nos compressores recíprocos o volume de aspiração do compressor é fixo (o volume do cilindro não varia).

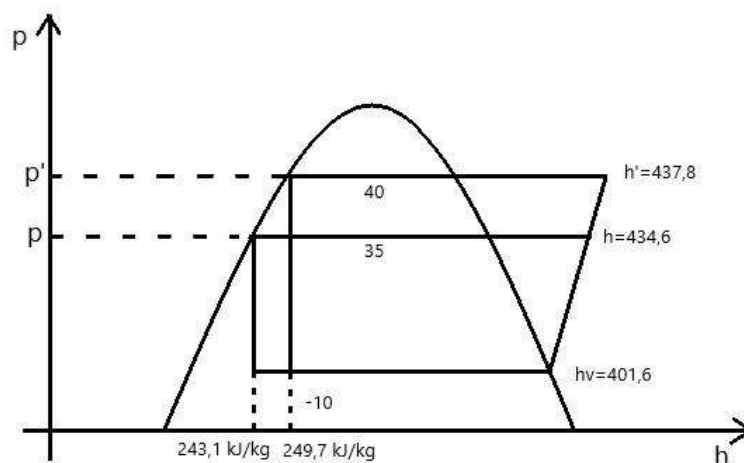
Se o volume específico do vapor é menor, a massa de refrigerante a ser circulada deverá ser maior. Considerando que o volume de deslocamento não se altera, menor será a capacidade frigorífica, já que a máquina não conseguirá deslocar a massa de refrigerante necessária. Consequentemente, a capacidade frigorífica é diretamente proporcional a à temperatura de evaporação.

5.3.2 Efeito da temperatura de condensação sobre a capacidade do compressor

Quanto maior a temperatura de condensação maior será a capacidade requerida no compressor. Por exemplo, em um diagrama de pressão vs entalpia (Figura 65) é possível identificar que a variação da entalpia é maior quando se aumenta a temperatura de condensação, consequentemente maior será a capacidade requerida pela máquina.

Na Figura 65 tem-se, para uma massa de deslocamento de refrigerante R-22 de 7,2 Kg/min a potência teórica de compressão ($P_{comp} = (h_{T_{comp}} - h_{TV})$) quando a T de condensação for 35 °C será de 237,6 KJ/min $\approx$ 3,9 KW para manter a capacidade de refrigeração. Quando a T de condensação for 40°C, a P_{cond} será de 260,64 KJ/min $\approx$ 4,4 KW para a mesma capacidade frigorífica.

Figura 65 – Diagrama de p vs h esquematizado para duas temperaturas de condensação para mesma temperatura de evaporação



5.3.3 Demais considerações sobre compressores

Do ponto de vista de operação é mais econômico instalar dois compressores para uma determinada carga térmica do que somente um para a carga total. Pois, quando ocorre carregamento em uma câmara fria, a carga total é a capacidade total dos compressores. Após o resfriamento do produto somente um compressor é necessário para manter a temperatura de armazenamento, já que a carga térmica terá sido reduzida em decorrência do produto estar na temperatura da câmara. Além disso, em uma instalação frigorífica, se uma máquina apresentar problema e falhar, existirá outro compressor para ser utilizado.

Em todos os compressores a lubrificação é necessária, pois o óleo lubrificante diminui o atrito entre as partes móveis do compressor. O óleo é colocado no carter, segue por meio de força centrífuga pelas partes que necessitam de lubrificação e volta ao carter.

O lubrificante (óleo) se mistura com o refrigerante dentro do compressor, assim o separador de óleo é importante na saída do compressor, pois evita o arraste de grande quantidade de óleo para o resto do sistema. O óleo com o tempo adere no evaporador e condensador, o que causa uma diminuição da transferência de calor.

No compressor tipo seco, as partes em contato com o refrigerante não recebem lubrificação. São lubrificados a biela e o virabrequim.

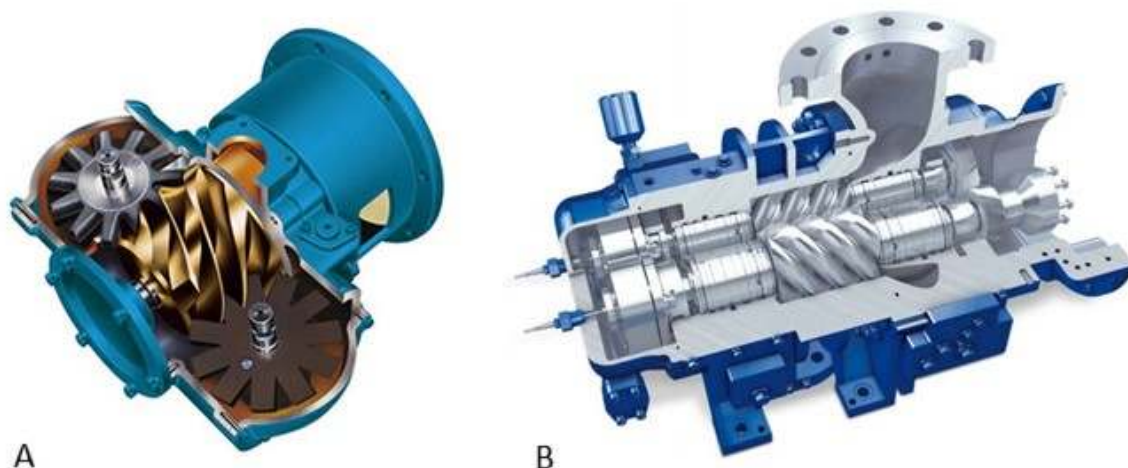
Se ocorrer o superaquecimento do vapor na saída do evaporador, maior será o volume de vapor, conseqüentemente a massa de refrigerante circulada pelo compressor por tempo será menor que quando o vapor está saturado. Então para um melhor projeto é importante considerar o grau de

superaquecimento na admissão do compressor. No sub-resfriamento o volume de vapor de sucção não é afetado pelo sub-resfriamento, a massa de refrigerante circulado será a mesma.

5.4 Compressores helicoidais

Conhecidos também, como compressores parafuso, normalmente tem uma ou duas peças em forma de parafuso sem fim onde o fluxo do refrigerante é direcionado axialmente. A Figura 66 mostra cortes transversais de compressores de simples parafuso (Figura 66A) e de duplo parafuso (Figura 66B).

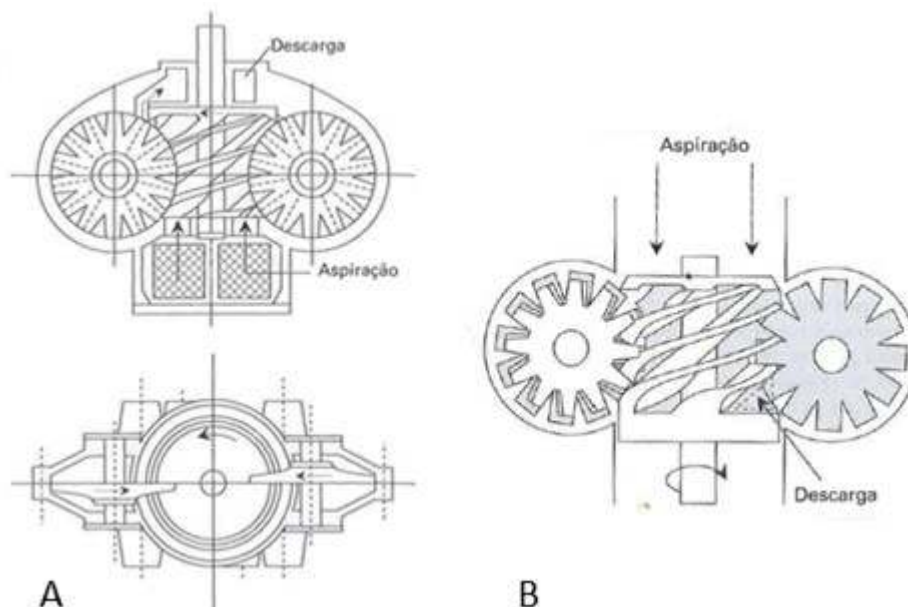
Figura 66 – A- compressor helicoidal de simples parafuso simples, B- compressor de duplo parafuso



A Fonte: ELANG[®]. Disponível em: <<http://www.elangcompressor.com/oilfree/>>. Acesso em: 15 maio 2019. B. Fonte: TPS TURBOMACHINERY. Disponível em: <https://oaktrust.library.tamu.edu/bitstream/handle/1969.1/159808/04_Williams.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. Acesso em: 08 maio 2019.

No compressor helicoidal de parafuso simples há um rotor principal operando com um par de volantes com aspecto de estrela como mostram as Figuras 67A e 67B. O rotor mais o parafuso são instalados no interior de uma carcaça acionados por motores de alta velocidade, e com a rotação do parafuso ocorre à compressão.

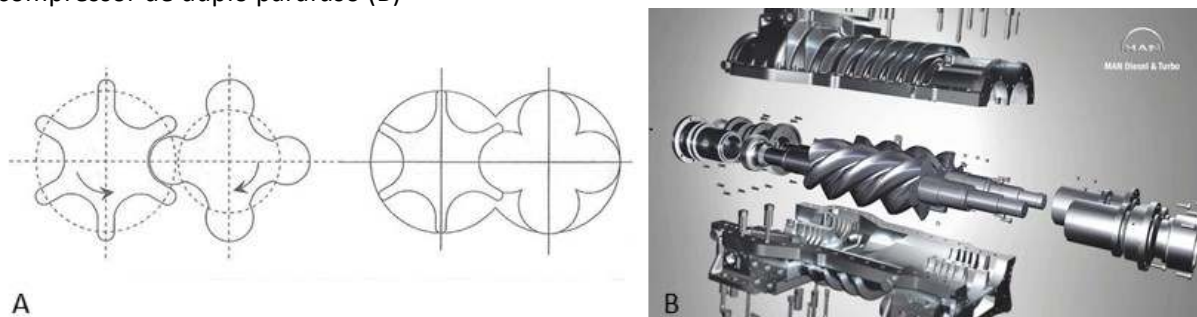
Figura 67- Planta e vista em corte de compressor parafuso simples e de sua carcaça (A) e fuso do compressor parafuso simples no centro, com as rodas “satélite” laterais (B)



Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

No compressor helicoidal de duplo parafuso têm-se dois rotores, o macho provido de lóbulos e o rotor fêmea com canais que recebe a ação dos lóbulos (Figura 68A). O rotor macho é lubrificado e movimenta o conjunto. Sua rotação fica entre 2400 e 3600 RPM e pode ser regulada em função da capacidade desejada (Figura 68B)

Figura 68 – Lóbulos do parafuso e o rotor fêmea de um compressor helicoidal (A) e parte interna de compressor de duplo parafuso (B)



A. Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.
B Fonte: MAN Diesel & Turbo Brasil. Disponível em: <<https://brazil.mandieselturbo.com/>>. Acesso em: 06 mar. 2018.

Alguns modelos de compressores helicoidais permitem variar a o volume deslocado. Estes compressores tem aberturas de entrada e saída fixas ao invés de válvulas como o compressor recíproco, então o grau de compressão depende somente destas aberturas.

Para maior eficiência a pressão entre os lóbulos durante a compressão deve ser igual a da linha de alta quando atinge a abertura de descarga, dado que pressões maiores ou menores reduzem a eficiência.

Outra particularidade destes compressores é que para se aumentar a eficiência, óleo é injetado na área de compressão agindo como lubrificante e resfriador, assim nestes compressores é

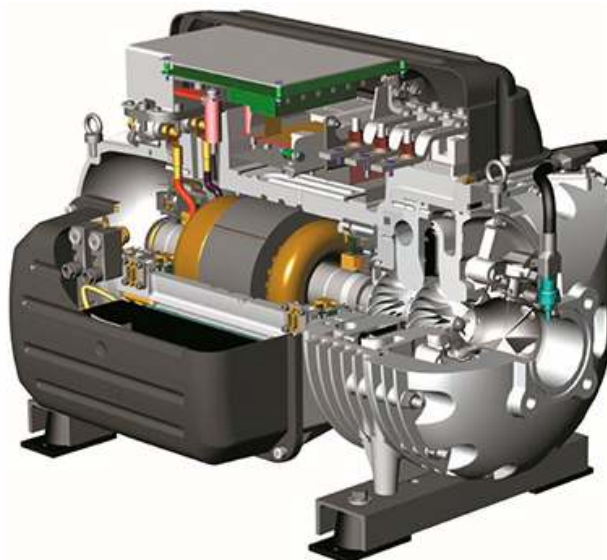
necessário o acoplamento de um trocador de calor para diminuir a temperatura do óleo cujo meio de resfriamento pode ser água ou o próprio líquido refrigerante.

Os compressores helicoidais apresentam um alto nível de ruído, de forma que a proteção sonora é exigida. Todavia tem um menor peso e ocupa menor espaço que os recíprocos para uma mesma capacidade frigorífica. Possuem um menor número de peças móveis como vantagem, mas exige um separador e resfriador de óleo mais sofisticado.

5.5 Compressores rotativos

Os compressores rotativos possuem um eixo que gira no interior da carcaça com uma série de pás onde, entre elas, é comprimido o refrigerante (Figura 69). Este compressor é muito empregado para produzir ar comprimido e na refrigeração tem sido usado para baixas pressões, sendo comumente empregado como compressores tipo “booster”(compressor de baixa em um sistema de duplo estágio).

Figura 69- Visão interna de compressor rotativo

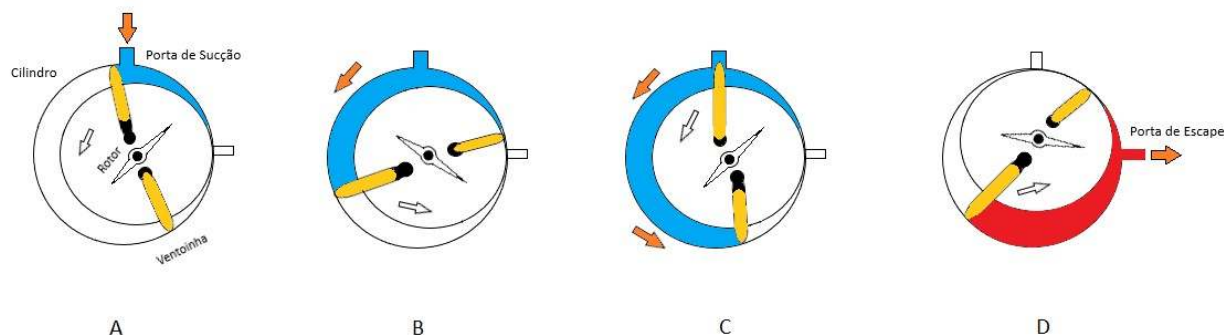


Fonte: DANFOSS. Disponível em: <<http://products.danfoss.com.br/home/#/>>. Acesso em: 06 mar. 2018.

Na Figura 70 mostra duas lâminas rotativas típicas do compressor, as setas pretas indicam a direção do rotor e as laranjas o fluxo de vapor refrigerante, além disso a cor azul representa vapor de baixa pressão e a cor vermelha de alta pressão. No início a baixa pressão de vapor na porta de sucção faz sua entrada para dentro do cilindro, a parte colorida de azul é a o começo da entrada de sucção (Figura 70a), devido a uma par de cotovelo faz com a que haja a movimentação a das ventoinhas a entrada de sucção continua (Figura 70B), e depois de um certa posição das lâminas a entrada de sucção termina (Figura 70C), já na Figura 70D a parte colorida em vermelho representa quando a

exaustão começa, assim a medida que as ventoinhas giram o vapor é comprimido até a porta de escape.

Figura 70 – Mecanismo de um compressor de lâmina rotativa



Os compressores rotativos com pás (Figura 71) a alta pressão quando apresentam alta velocidade podem ser denominados também de compressores centrífugos.

Figura 71 – Mecanismos interno do compressor de pás

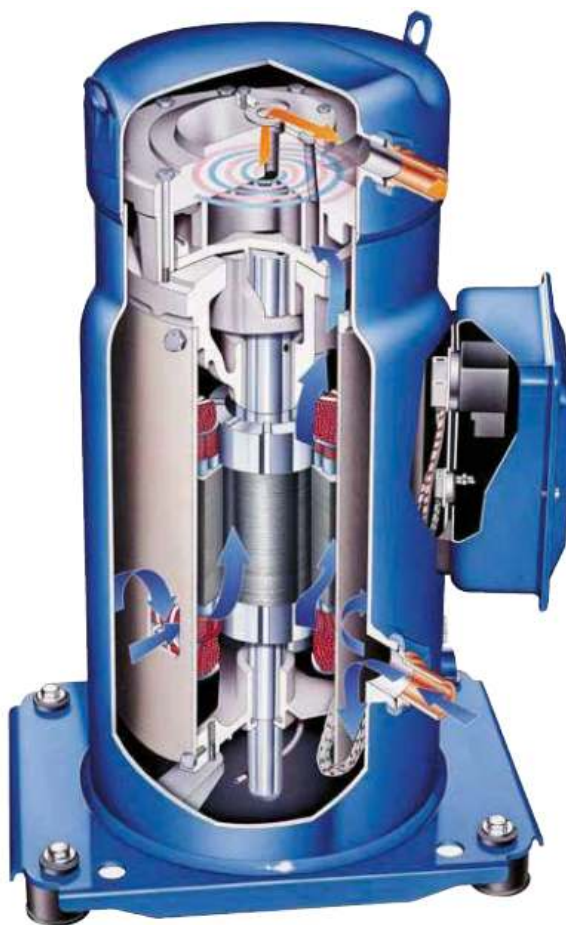


Fonte: RMS. Disponível em: <<https://rotatingmachinery.com/ac-compressor-centrifugal-compressors/>>. Acesso em: 15 maio 2019.

5.6 Compressores centrífugos (Scroll)

Nestes compressores, a força centrífuga desloca o refrigerante, e o aumento da pressão é feito pelo efeito dinâmico. Estas máquinas eram mais indicadas para os refrigerantes de elevado peso molecular como o R-114, no entanto hoje em dia já estão sendo projetados para atender uma maior gama de fluidos refrigerantes.

Figura 72 – Compressor do tipo scroll.



Fonte: DANFOSS. Disponível em: < <http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/17/FRCC-PC-003-A5-22-SM-SY-SZ-US-April2014.pdf>>. Acesso em: 31 out. 2019.

O deslocamento dos refrigerantes ocorre pela movimentação de dois caracóis concêntricos que se movimentam pela ação do motor (Figura 73). O processo de compressão pode ser observado na Figura 73, o centro do scroll móvel descreve uma via circular à volta do centro do scroll fixo, essa movimentação forma bolsas de compressão entre os elementos, o gás de sucção de baixa pressão fica confinado dentro dessas bolsas e a medida que é formada cresce, o movimento contínuo do compressor veda as bolsas e então volume diminui. Quando a bolsa conduz em direção ao centro do complexo há um aumento na pressão do gás, logo a compressão máxima é atingida quando a bolsa alcança a porta de descarga no centro. Esse processo é contínuo assim quando uma bolsa estiver sendo comprimida uma outra quantidade do gás entra na nova bolsa formada na periferia e concomitantemente, uma outra está sendo descarregada.

Figura 73 – Processo de compressão scroll



Fonte: DANFOSS. Disponível em: <
<https://assets.danfoss.com/documents/DOC000086428520/DOC000086428520.pdf>>. Acesso em: 03 jul 2019.

São operados à altas velocidades, e utilizados para temperatura de ar condicionado ou resfriamento de H₂O.

5.7 Seleção

Os cálculos dos fatores que influem no desempenho do compressor não são práticos. A capacidade e a potência do compressor são determinados com segurança através do teste real do compressor feito por cada fabricante.

Na seleção utiliza-se a tabela do fabricante com os seguintes dados:

- Capacidade de refrigeração requerida;
- Temperatura de sucção (temperatura de saturação do refrigerante na saída do evaporador) considerando perda de carga na tubulação de admissão;
- Temperatura de escape (temperatura de condensação) considerando o tamanho do condensador e a temperatura do agente de condensação.

6 CONDENSADORES

São trocadores de calor que remove calor provocando a condensação de um fluido refrigerante no estado vapor. O calor removido é a soma daquele absorvido no evaporador (calor latente) com o calor equivalente à compressão (calor sensível). Na saída do condensador o refrigerante estará no estado líquido.

Os condensadores são classificados em função dos agentes de condensação, ar e/ou água.

6.1 Condensadores a ar

São os mais utilizados em pequenas e médias instalações. Na refrigeração, em sistemas que empregam refrigerantes da classe dos halogenados, estes condensadores são, normalmente, construídos de tubos de cobre ou alumínio com aletas de chapa de aço (Figura 73). As aletas aumentam a área de troca térmica e podem ser de cobre ou alumínio o que aumenta o custo dos condensadores.

Figura 73 – Diferentes modelos de condensador a ar



Fonte: REFRIIO. **Condensadores a ar**. Disponível em: <<http://www.refrio.com/condensadores-a-ar>>. Acesso em: 04 jul. 2019.

A montagem dos condensadores a ar pode ser feita em uma base comum juntamente com o compressor, o separador de óleo, o motor de acionamento (quando separado do compressor) e a garrafa de líquido. Esta base é denominada Unidade Condensadora.

Quando o compressor é aberto, o ventilador do condensador pode ser acoplado ao motor do compressor. Outra forma de instalação seria utilizar o condensador remoto, o qual é instalado individualmente e longe do compressor. Esta instalação depende do projeto, mas ultimamente, os condensadores vêm acoplados em unidades condensadoras.

Em dias mais quentes, quanto maior a temperatura do ar maior será a pressão de descarga do compressor para o condensador, nestas situações, para melhorar a eficiência convém pulverizar água sobre as serpentinas aletadas para aumentar a eficiência da transferência de calor.

Figura 74 – Unidade condensadora

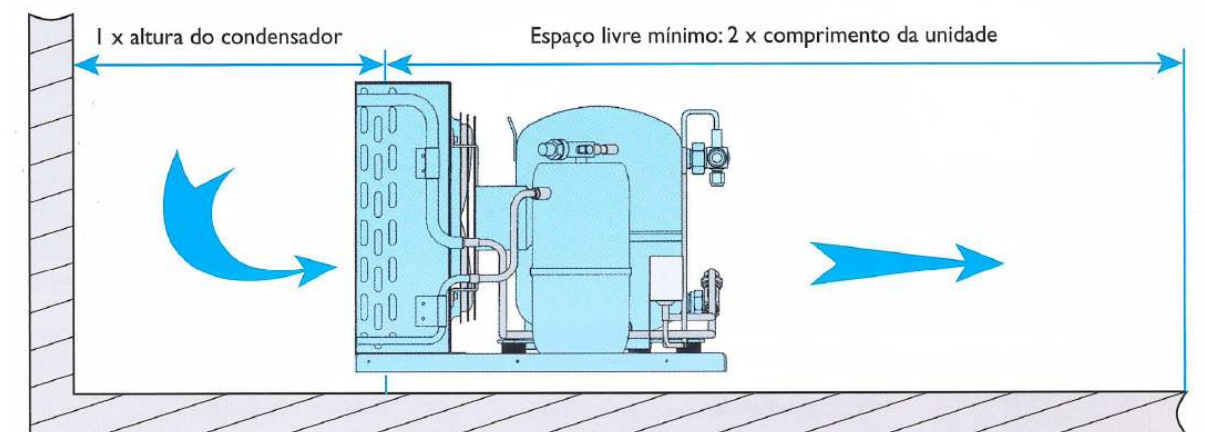


Fonte: DANFOSS. Disponível em: <<http://products.danfoss.com.br/home/#/>>. Acesso em: 06 mar. 2018.

Os condensadores a ar devem ser instalados em locais abertos, sem incidência de raios solares; quando instalada dentro de uma sala de máquinas é importante que o ar seja renovado

constantemente para evitar o aumento da temperatura e que a unidade seja instalada longe da parede, com mínimo de 1,5 metros (Figura 75).

Figura 75 – Posição correta para instalação de um condensador

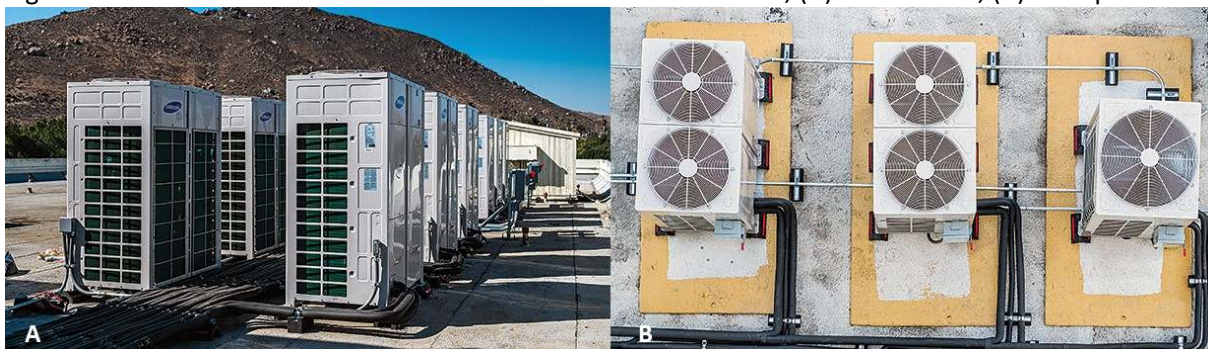


Fonte: DANFOSS. **Catálogo para Seleção e Aplicação de Unidades Condensadoras**: 60 Hz, R-22/ R-134A/ R-404A/ R-507/ R-402B(HP81). São Paulo: Danfoss do Brasil, 2004, p. 18.

Existem formas corretas de instalações de unidades condensadoras cujos condensadores tem o ar como agente, como por exemplo não se deve instalar em planos inclinados, o certo é em planos retos. A diferença entre ambas reflete a forma de circulação de ar dentro da casa de máquinas.

Podem ser instalados em locais abertos e em grandes quantidades, formando assim uma rede conectada de unidades condensadoras (Figura 76), na Figura 76B visualiza-se a vista superior da rede de condensadores.

Figura 76 – Unidades condensadoras instaladas em locais abertos, (A) vista lateral, (B) vista por cima



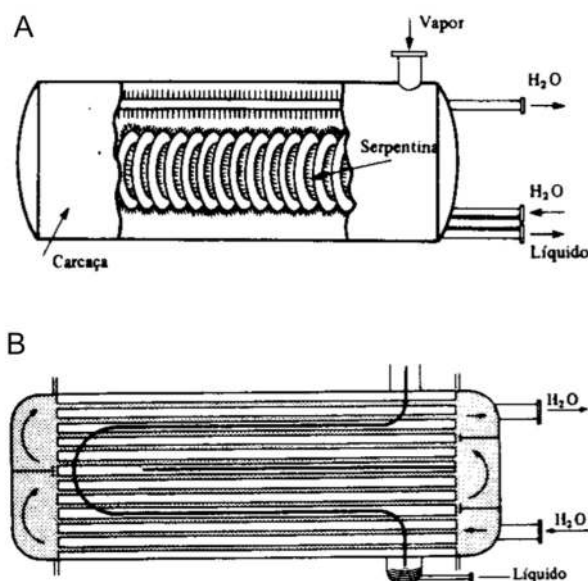
Fonte: **HOW TO EFFECTIVELY SELL VRF TECHNOLOGY**. Estados Unidos da América: The News, 24 nov. 2014. Disponível em: <<https://www.achrnews.com/articles/128148-how-to-effectively-sell-vrf-technology>>. Acesso em: 04 jul. 2019.

6.2 Condensadores à água

Estes condensadores são utilizados para qualquer instalação frigorífica, de qualquer tamanho. Normalmente são construídos de feixe de tubos em uma carcaça cilíndrica (trocador casca e tubos). A água passa dentro dos tubos e o vapor refrigerante superaquecido condensa na superfície externa destes tubos, sendo que ela deve ser tratada para evitar incrustações (Figura 77).

A instalação destes condensadores pode ser feita ao ar livre ou em sala de máquinas.

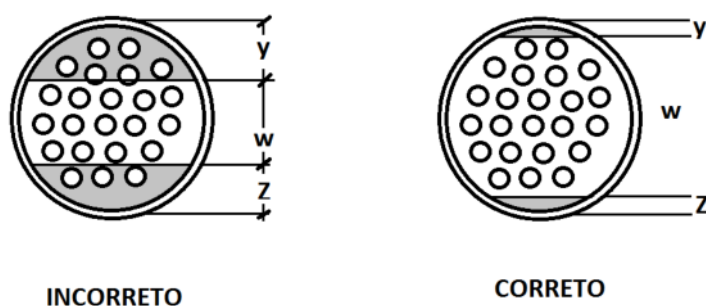
Figura 77 – (A) Condensador com tubo em forma de serpentina única e carcaça (B) Condensador com tubos dispostos horizontalmente, sobre os quais flui a película do condensado



Fonte: COSTA, E. C. **Refrigeração**. 3. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1982.

No trocador de calor casca e tubo, o condensado não deve ficar no interior da carcaça, pois reduz a área disponível para a troca de calor, para evitar acúmulo recomenda-se uma garrafa de líquido após o condensador. A Figura 78 mostra a redução da área de troca térmica quando a carcaça fica inundada com o condensado e a forma correta quando a coleta do condensado é feita em uma garrafa de líquido instalada na saída do trocador de calor.

Figura 78 – Efeito do acúmulo do condensador na área disponível para troca de calor



Este condensador utiliza uma grande quantidade de água. Para que se possa conhecer a vazão mássica de água empregada neste trocador de calor, é prática no dimensionamento, considerar que a água se aqueça somente 5 °C (ΔT). Conhecendo o calor rejeitado na condensação, determinado nos cálculos do ciclo frigorífico a partir da temperatura de condensação, a vazão mássica da água ($\dot{m}$) como agente de condensação é determinada pela relação entre o calor de condensação (q_{cond}), o calor específico da água e o ΔT (equação 33).

$$q_{cond} = \dot{m} \times C_p \times \Delta T \quad [33]$$

A quantidade de água empregada como agente de condensação é bastante significativa, por isso, o emprego de condensadores à água usam torres de resfriamento para o reaproveitamento.

6.3 Condensadores evaporativos

Os condensadores evaporativos (Figura 79) são trocadores de calor que utilizam o ar e a água como agentes de condensação. São empregados em médias e grandes instalações.

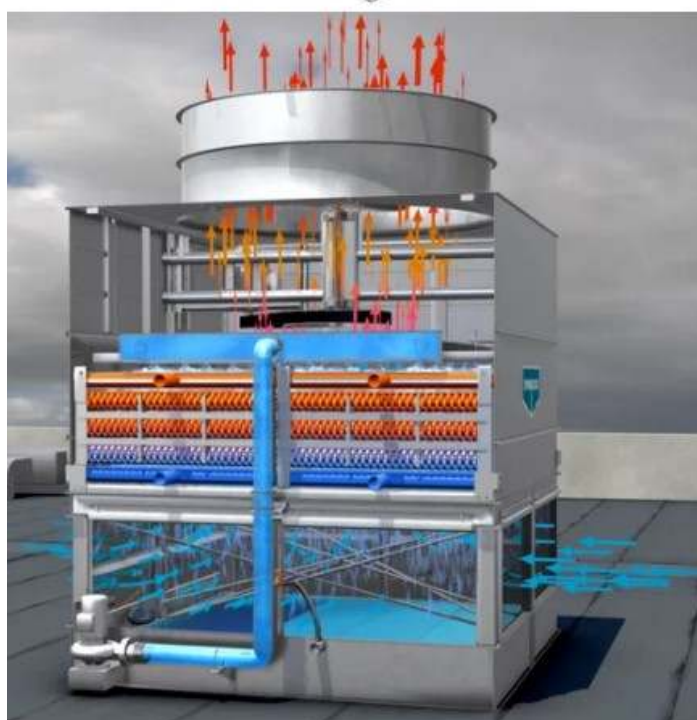
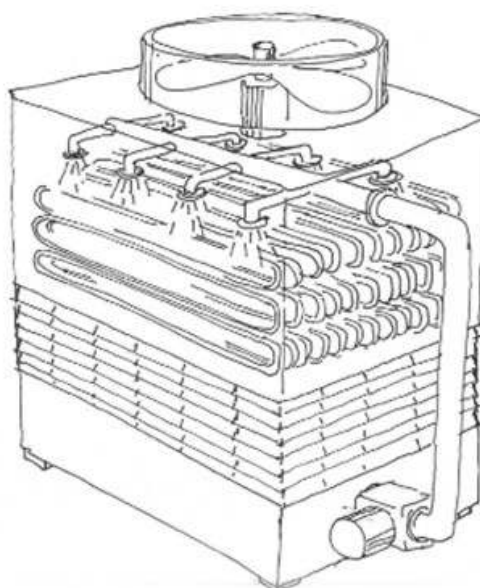
Possuem tubos em forma de serpentina onde o refrigerante é condensado pela aspersão de água e circulação de ar sobre a superfície externa (Figura 80). A água deixa a superfície sempre molhada, fazendo com que o coeficiente global de transferência de calor seja alto. Além disso, a circulação do ar faz com que parte da água seja evaporada e, no processo de evaporação a água que permanece líquida se resfria. Teoricamente para cada quilograma de H₂O evaporada são necessários 560 kcal, este é o efeito de resfriamento na água que permanece líquida no condensador evaporativo.

Figuras 79 – Exemplos de condensadores evaporativos



Fonte: REFRIGERACIÓN ZELSIO. Disponível em: <<http://www.refrigeracionzelsio.es/>>. Acesso em: 06 mar. 2018.

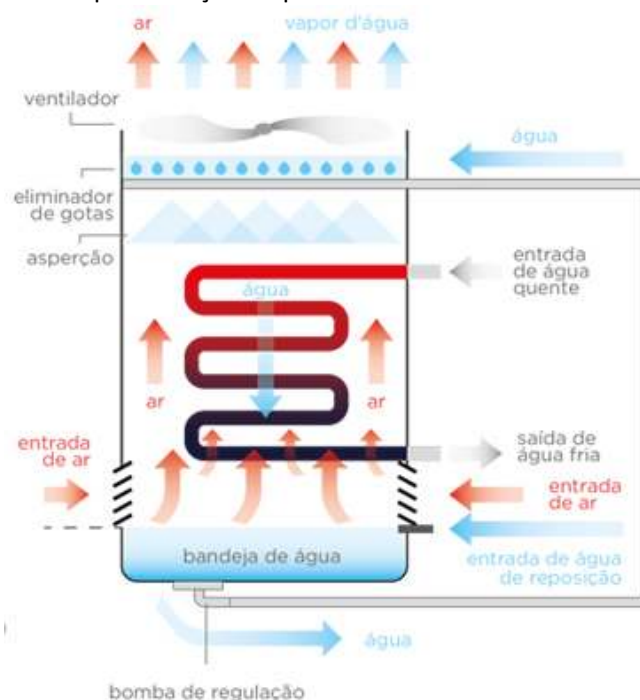
Figura 80 – Esquema de circulação de água interno de um condensador evaporativo e seu sistema de entrada e saída de ar



Fonte: DECSA. Disponível em: <<https://www.decsasrl.com/pt/CFR-A>>. Acesso em: 06 mar. 2018. Fonte: EVAPCO. **Condensador Evaporativo cATC**. Disponível em :< <https://www.evapco.com.br/pt-br/products/condensers/condensador-evaporativo-catc>>. Acesso em: 31 out.2019.

No condensador evaporativo, a água circula pela ação de uma bomba, do tanque coletor na base do condensador aos bicos aspersores no topo do equipamento onde o ar é aspirado por ventiladores. Na representação esquemática (Figura 81) visualiza-se a ação dos dois agentes de condensação (ar e água).

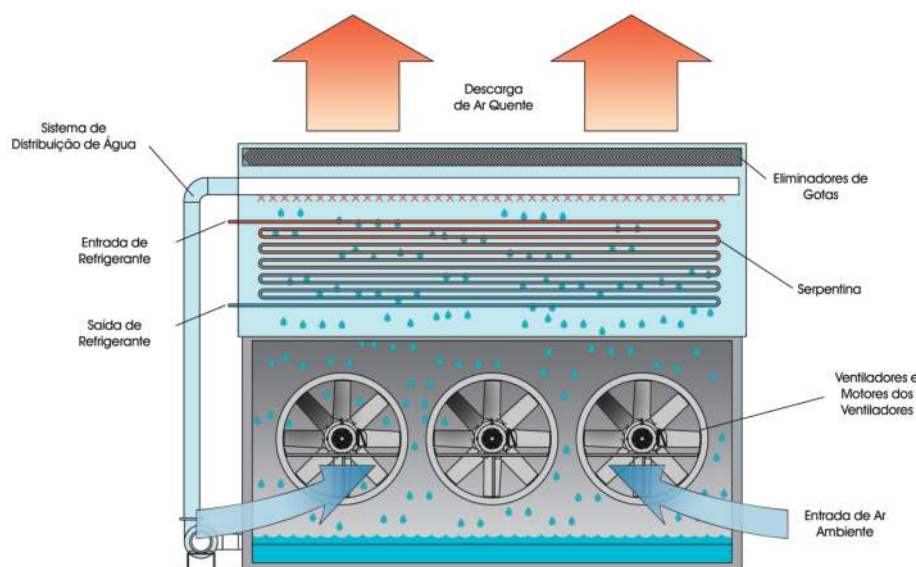
Figura 81 – Representação esquemática de um condensador evaporativo



Fonte: FIC FRIO. **Condensador**. Disponível em: <<https://ficfrio.com.br/index.php?pgid=3&id=76>>. Acesso em 31 out.2019.

Nestes trocadores de calor, se os tubos em forma de serpentina forem aletados (Figura 82) o coeficiente global de transferência de calor (U) varia de 300 a 600 kcal/m²h°C, já em tubos lisos, o coeficiente global de transferência de calor é bem inferior, variando de 60 a 150 kcal/m²h°C.

Figura 82 – Parte interna do condensador evaporativo



Fonte: EVAPCO. **Condensador Evaporativo SCA**. Disponível em: <<https://www.evapco.com.br/en/products/condensers/condensador-evaporativo-sca>>. Acesso em: 04 jul. 2019.

6.4 Temperatura de condensação

Como já constatado no estudo dos ciclos frigoríficos, a temperatura de condensação influencia diretamente no consumo de energia do sistema, desta forma está diretamente relacionada ao tipo de condensador, com o agente de condensação (água e ar) e pelo clima da região onde será instalado o condensador. Quando o ar é o agente de condensação, a temperatura de condensação é considerada como a temperatura de bulbo seco média ou máxima do mês mais quente, mas quando se utiliza a água e consequentemente emprega-se a torre de resfriamento a temperatura de condensação é diferente, o mesmo para condensadores evaporativos.

A temperatura da água nestes casos é a temperatura de bulbo úmido do ar, teoricamente a menor que a água poderia atingir. Na prática isto não é possível, pois há uma diferença e por isso a temperatura da água é considerada pelo menos 4°C acima da temperatura de bulbo úmido.

Em refrigeração industrial estuda-se a temperatura de condensação caso a caso e o investimento é o limitante. Se o agente de condensação for o ar, em dias mais quentes a temperatura de condensação será superior, desta forma a superfície do condensador fica subdimensionada. Além disso, comparando com a água, o coeficiente de transferência de calor do ar é menor então há a necessidade de projetar trocadores com grande superfície de troca o que implica em maior custo. Se a temperatura de condensação for elevada na região em que o sistema frigorífico for instalado, maior será o custo de operação do sistema. Quando o agente de condensação é a água, maior é o coeficiente de transferência de calor, e menor será a área de troca térmica necessária, por isso menor será o investimento do condensador, no entanto a água precisa ser tratada, aumentando assim também o custo.

Em um projeto frigorífico, a seleção dos condensadores baseia-se em dados oferecidos pelos fabricantes.

6.5 Torres de resfriamento

As torres de resfriamento são equipamentos secundários necessários para sistemas que empregam água como agente de condensação. A água para resfriamento de condensadores não deve ser descartada, isto seria inviável economicamente. Assim, são necessárias para resfriar a água que irá servir como agente de condensação em um condensador tipo casca e tubo.

As torres de resfriamento (Figura 83) aproveitam o efeito de transferência de calor e massa entre ar e água para resfriar a água que sai quente dos condensadores. Com o mesmo princípio dos condensadores evaporativos, a água é circulada em contracorrente ou em fluxo cruzado com o ar, e a evaporação de parte dela para o ar provoca o resfriamento do restante da água que retornará fria

para o condensador. Teoricamente para cada Kg de H_2O evaporada são necessários a remoção de 560 kcal da água líquida remanescente, este é o efeito de resfriamento.

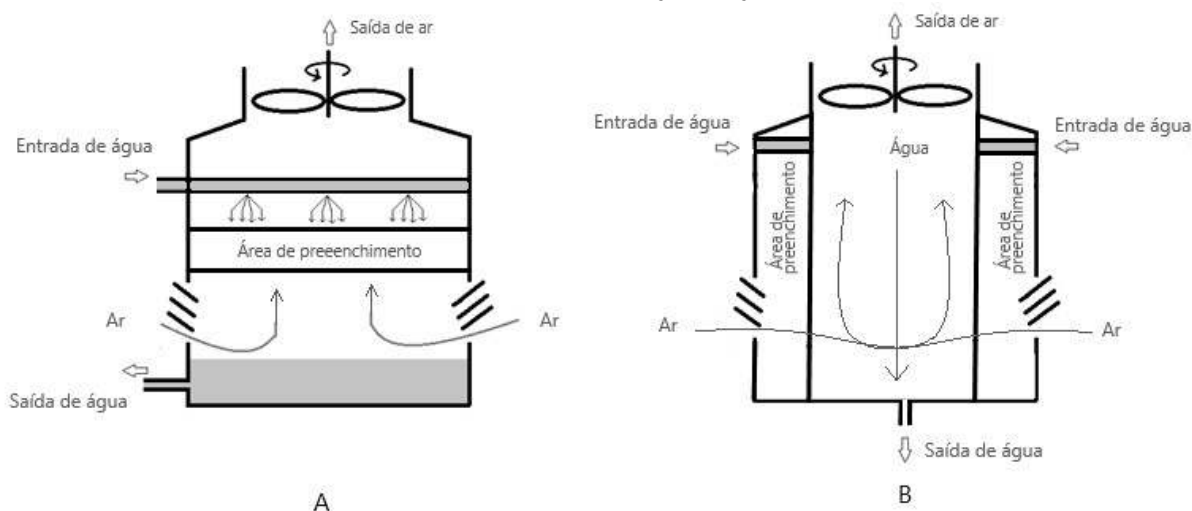
Há dois tipos de torres que diferem em função das diferentes formas de circulação de ar. A água é aspergida no alto da torre e ventiladores forçam a passagem do fluxo de ar através do recheio da torre aumentando o contato água-ar, podendo ser contracorrente (Figura 84A), o ar e a água em fluxos opostos ou corrente cruzada (Figura 84B).

Figura 83– Torres de resfriamento com circulação forçada de ar



Fonte: ALFAMACH. Louveira. Disponível em: <<http://www.alfamach.com.br/>>. Acesso em: 06 mar. 2018.

Figura 84 – (A) Esquema de circulação de ar em contra corrente e (B) esquema de circulação de ar em corrente cruzada de torres de resfriamento com ventilação forçada



As torres de resfriamento com circulação forçada de ar vêm prontas de fábrica e a seleção é feita em função do fluxo de ar e água; da temperatura de bulbo úmido do ambiente onde será instalada e da temperatura da água em função do processo (temperatura de condensação).

É importante se atentar à psicrometria, ou seja, quanto mais seco estiver o ar, maior será a diferença entre a temperatura de bulbo seco e bulbo úmido, então maior será a facilidade para a

água evaporar por isso a temperatura de bulbo úmido é importante na escolha da torre. Por exemplo, se o ar está a 30 °C , com 50 % a temperatura de bulbo úmido é 22 °C, mas se a umidade relativa for de 80 % a temperatura de bulbo úmido é de 27°C.

Normalmente adota-se uma função entre as temperaturas de bulbo úmido máxima e média do mês mais quente, da região onde será instalada a torre para determinar a temperatura de bulbo a ser adotada, esta função irá depender do equipamento.

7 VÁLVULAS

Os importantes tipos de válvulas na refrigeração industrial são válvulas de bloqueio, de retenção e de expansão.

7.1 Válvula de bloqueio de ativação manual

Estas válvulas são utilizadas em diversos pontos das linhas e possuem como função isolar um componente ou região da linha frigorífica. Devem apresentar vedação absoluta quando fechada, perda de carga reduzida quando aberta e vedação absoluta para a atmosfera.

As principais válvulas de bloqueio são borboleta (Figura 85), de globo (Figura 86), em ângulo (Figura 87), de esfera (Figura 88) e de gaveta (Figura 89).

As válvulas de borboleta e gaveta, embora seja válvulas de bloqueio não são muito usadas em sistemas frigoríficos devido à vedação inadequada.

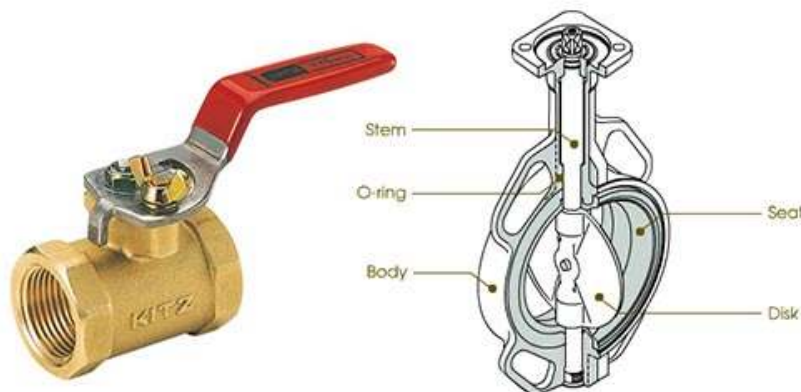
O tipo de válvula e a perda de carga que ela causa na tubulação de refrigerante devem ser devidamente examinados nos sistemas frigoríficos, quanto maior a perda de carga na linha de vapor refrigerante maior a potência de compressão necessária. O aumento na potência implica no dimensionamento de um compressor maior o que acarretará em maior custo.

A perda de carga em tubulação é dada pela equação (34).

$$\Delta p = C \frac{\rho V^2}{2} \quad [34]$$

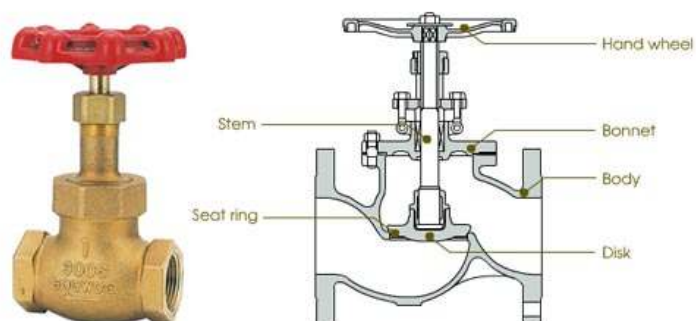
onde: V^2 é a velocidade do fluido; Δp é a perda de carga causada por uma válvula ou conexão, C é característica de proporcionalidade que depende do tipo de válvula e ρ é a densidade do fluido.

Figura 85 – Válvula manual de bloqueio do tipo de borboleta



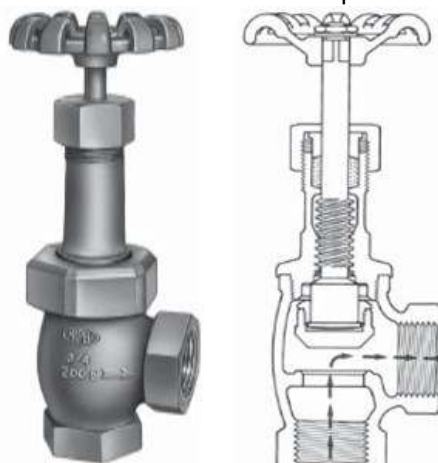
Fonte: SUPPLY, Plumbing. **Common Plumbing Valve Types.** Disponível em: <<https://www.plumbingsupply.com/common-plumbing-valve-types.html>>. Acesso em: 05 ago. 2019.

Figura 86 – Válvula manual de bloqueio do tipo globo



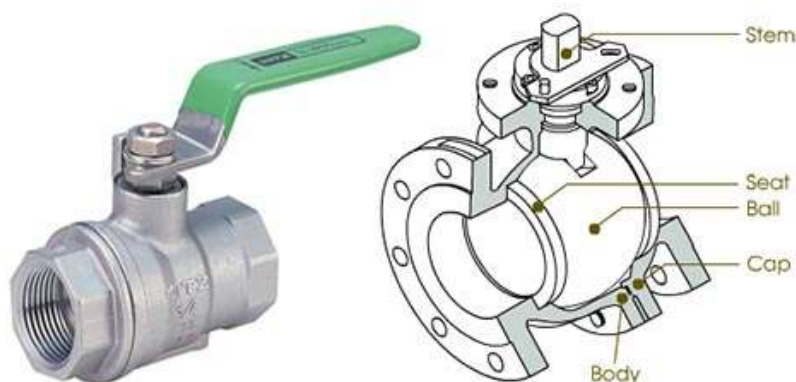
Fonte: SUPPLY, Plumbing. **Common Plumbing Valve Types.** Disponível em: <<https://www.plumbingsupply.com/common-plumbing-valve-types.html>>. Acesso em: 05 ago. 2019

Figura 87 – Válvula manual de bloqueio em ângulo



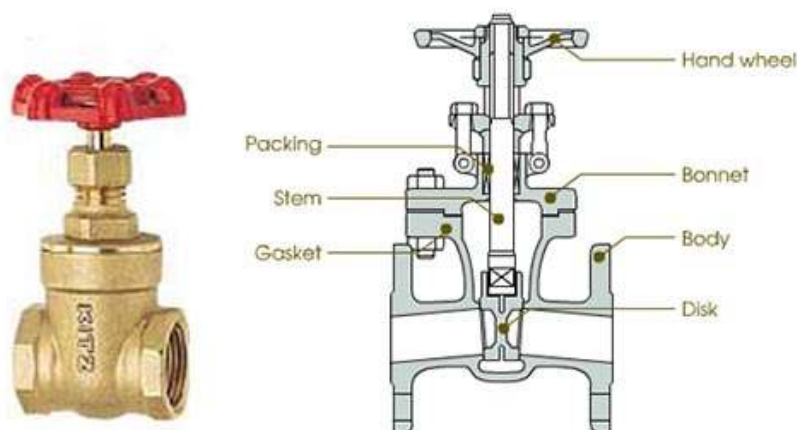
Fonte: FEDERAÇÃO DAS INDÚSTRIAS DO ESTADO DE SÃO PAULO (FIESP). SERVIÇO NACIONAL DE APRENDIZAGEM INDUSTRIAL (SENAI). ESCOLA SENAI "LUIZ SIMON". METALÚRGICA IPÊ LTDA. (MPEL). **Manual para seleção, instalação, uso e manutenção de válvulas de bronze.** Disponível em: <<https://docplayer.com.br/911240-Manual-para-selecao-instalacao-uso-e-manutencao-de-valvulas-de-bronze.html>>. Acesso em: 05 ago. 2019.

Figura 88 – Válvula manual de bloqueio de esfera



Fonte: SUPPLY, Plumbing. **Common Plumbing Valve Types.** Disponível em: <<https://www.plumbingsupply.com/common-plumbing-valve-types.html>>. Acesso em: 05 ago. 2019

Figura 89 – Válvula manual de bloqueio de gaveta



Fonte: SUPPLY, Plumbing. **Common Plumbing Valve Types.** Disponível em: <<https://www.plumbingsupply.com/common-plumbing-valve-types.html>>. Acesso em: 05 ago. 2019

7.2 Válvula de retenção

Estas válvulas permitem o escoamento do refrigerante em um só sentido. São empregadas em uma instalação bastante particular, quando o degelo do evaporador é feito por gás quente, como descrito no Capítulo 4, há necessidade do emprego desta válvula para evitar que o fluido refrigerante líquido, quando retorna ao processo, após o degelo, não vá diretamente para a linha de gás quente. Estas válvulas direcionam o fluido refrigerante para que circule em todas as serpentinas do evaporador.

Na Figura 90 pode-se visualizar os cortes transversais de duas principais válvulas de retenção, uma que opera com junta pivotada (portinhola) (Figura 90A) e a outra que opera por molas (Figura 90B). Observe que se o fluido vir no sentido oposto, tanto a mola como a portinhola forçam o fechamento das válvulas.

7.3 Válvula de expansão

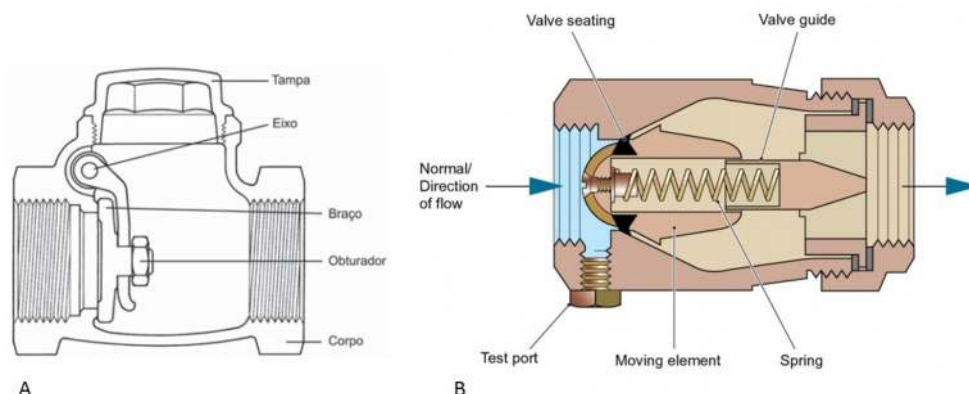
As válvulas de expansão são constituintes de um ciclo frigorífico assim como o evaporador, compressor e o condensador. Estas válvulas são responsáveis pelo controle da vazão de refrigerante no evaporador. No ciclo frigorífico há três tipos importantes de válvulas de expansão:

- Válvula de expansão manual;
- Válvula de expansão automática;
- Válvula de expansão termostática.

Independente do tipo a válvula de expansão tem a função de manter o refrigerante líquido no evaporador proporcionalmente à taxa de sua evaporação, além de manter uma variação de pressão

entre as linhas de alta e baixa pressão do sistema permitindo que o refrigerante evapore a uma baixa pressão e temperatura e condense em uma alta pressão e temperatura.

Figura 90 – Cortes transversais que mostram características construtivas da válvula de retenção



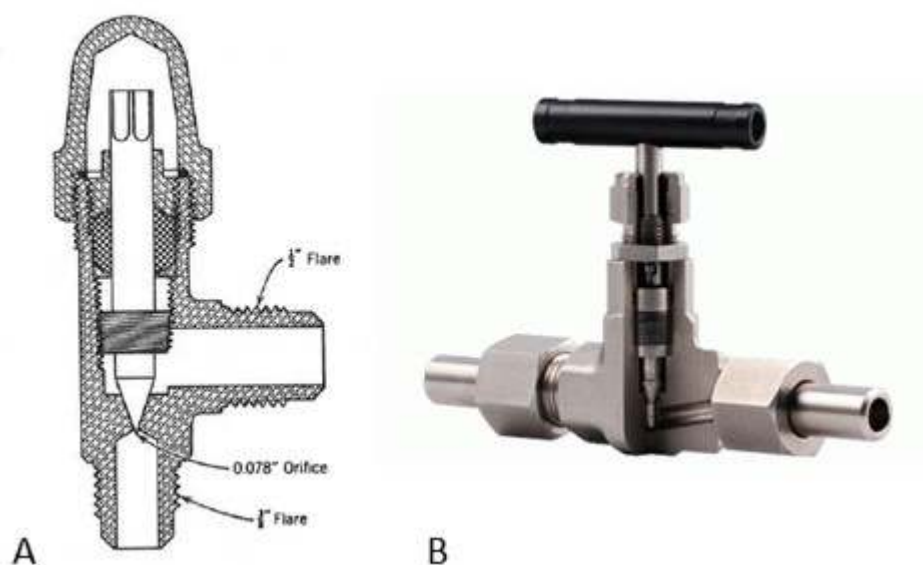
A Fonte: FEDERAÇÃO DAS INDÚSTRIAS DO ESTADO DE SÃO PAULO (FIESP). SERVIÇO NACIONAL DE APRENDIZAGEM INDUSTRIAL (SENAI). ESCOLA SENAI "LUIZ SIMON". METALÚRGICA IPÊ LTDA. (MPEL). **Manual para seleção, instalação, uso e manutenção de válvulas de bronze**. Disponível em: <<https://docplayer.com.br/911240-Manual-para-selecao-instalacao-uso-e-manutencao-de-valvulas-de-bronze.html>>. Acesso em: 05 ago. 2019. B Fonte: HPM, Heating & Plumbing. **Check valves and non-return valves**. Disponível em: <<https://www.hpmmag.com/training-and-technical/check-valves-and-non-return-valves>>. Acesso em: 05 ago. 2019.

7.3.1. Válvula de expansão manual

Todas as válvulas de expansão são válvulas de regulação tipo agulha, são constituídas de agulha e assento (sede) e o castelo com o volante de ajuste manual. Um corte transversal da válvula (Figura 91) mostra a agulha devidamente encaixada na sede e os orifícios de entrada e saída do fluido refrigerante.

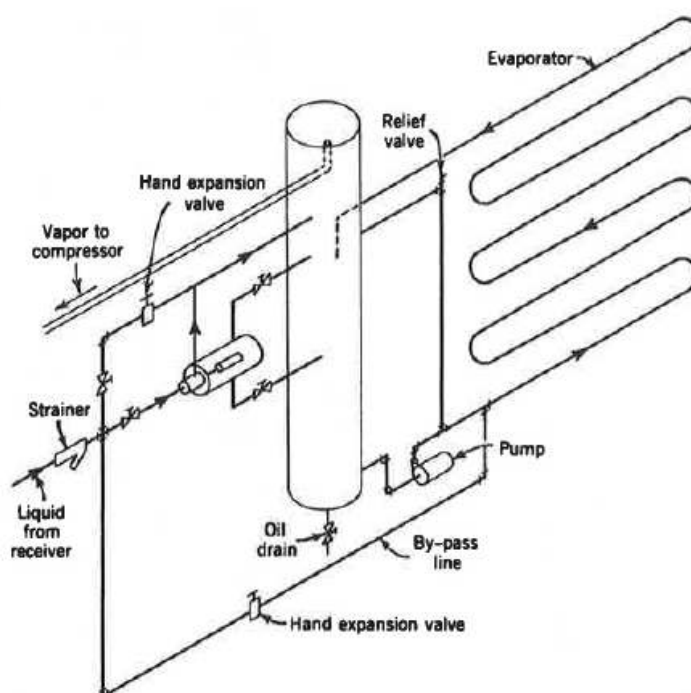
As desvantagens do emprego desta válvula no ciclo frigorífico relacionam-se às limitações de seu uso. Válvulas termostáticas manuais são usadas em sistemas onde a vazão do refrigerante não varia em função da mudança na carga do sistema. Quando há variação na carga do sistema estas válvulas devem ser reajustadas manualmente e também devem ser abertas ou fechadas manualmente cada vez que o compressor é ligado e desligado. Assim, estas válvulas são apropriadas para grandes sistemas com carga constante, mas seu principal emprego tem sido como um controle de refrigerante auxiliar em uma linha de derivação como esta apresentada na Figura 92 em um sistema frigorífico que opera com o evaporador inundado.

Figura 91 – A) Válvula de expansão manual de pequena capacidade; B) Válvula de regulação tipo agulha com volante manual



A Fonte: DOSSAT, R. J.; HORAN, T. J. **Principles of refrigeration**. 5th ed. New Jersey: Prentice Hall, 2002. (Courtesy of Mueller Brass Company.) B Fonte: ISOVAL. São Paulo. Disponível em: <<http://www.isoval.com.br/>>. Acesso em: 07 mar. 2018.

Figura 92 – Válvula de controle do tanque de refrigerante responsável por manter o nível de líquido no tanque. Observe a bomba de líquido usada para recircular o refrigerante através do evaporador que opera inundado

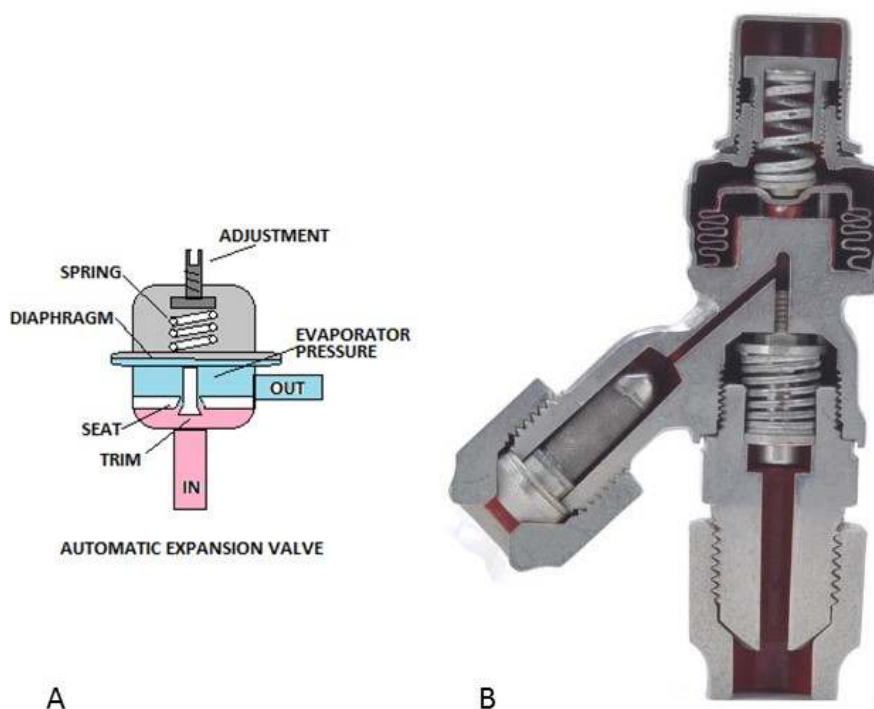


Fonte: Fonte: DOSSAT, R. J.; HORAN, T. J. **Principles of refrigeration**. 5th ed. New Jersey: Prentice Hall, 2002.

7.3.2 Válvula de expansão automática

Esta válvula também é constituída por agulha e assento (sede), no entanto, ao invés de um volante para operação manual, a válvula de expansão automática possui um diafragma de pressão e uma mola cuja tensão varia com a regulagem do parafuso de ajuste. A interação entre a mola e a pressão no diafragma é que irá controlar a abertura e o fechamento da válvula. Na Figura 93A observa-se um diagrama esquemático de uma válvula de expansão automática e na Figura 89B observa-se um corte transversal nesta válvula.

Figura 93 – (A) Diagrama esquemático da expansão automática. (B) Válvula de expansão automática típica



A Fonte: REFRIGERATION, Fundamental. **Refrigerant Metering**. 2018. Disponível em: <<http://www.fundamentalrefrigeration.com/tips--stuff/refrigerant-metering>>. Acesso em: 05 ago. 2019. B Fonte: DANFOSS. Disponível em: <http://dha.danfoss.dk/historie/automatic-expansion-valve-1d/?ref=17179926822#>. Acesso em: 05 ago. 2019.

Esta válvula tem a função de manter uma pressão constante no evaporador que pode variar dependendo da carga térmica. Para manter a pressão constante a válvula irá abrir ou fechar resultante da interação entre a pressão na saída do evaporador e a pressão da mola a qual foi ajustada para manter a pressão desejada no evaporador.

Desta forma, a tensão da mola é ajustada para manter a pressão constante no evaporador, quando a pressão cai no evaporador a pressão da mola age na válvula, já que será maior, causando sua abertura. Assim aumenta o fluxo de refrigerante para o evaporador causando sua maior

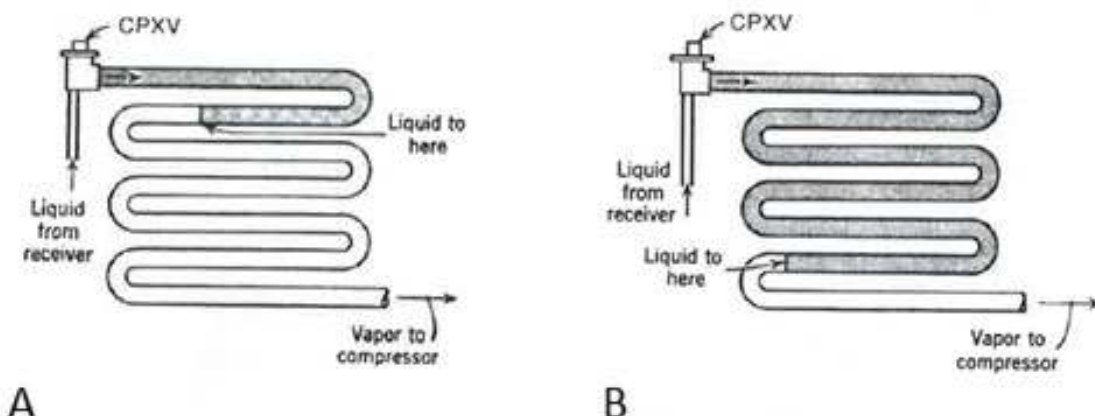
inundação, aumentando a taxa de vaporização que elevará a pressão até estabelecer equilíbrio com a pressão da mola novamente. Então a válvula se fecha, quando cair a taxa de evaporação e, conseqüentemente a pressão do evaporador, a válvula se abre novamente.

Quando o ciclo do compressor é desligado a válvula de expansão automática se fechará suavemente, já que a vaporização do refrigerante continua e não é mais removida pelo compressor, neste caso a pressão do evaporador aumenta e fecha a válvula.

Quando liga o compressor a pressão do evaporador será reduzida, pela sucção do compressor, a pressão do evaporador cai até menor que a pressão da mola, a válvula abre e o líquido refrigerante entra para equilibrar a operação.

Por ter pouca eficiência sob condição de variação de carga pesada, não reabastecendo o refrigerante líquido quando necessário (Figura 94), é melhor aplicada para equipamentos pequenos com carga constante, tais como refrigeradores e congeladores domésticos e pequenas câmaras para armazenar sorvete, já que o solvente já está em baixa temperatura e, quando entra na câmara representa carga térmica nula para este produto.

Figura 94 - Características operacionais da válvula de expansão de pressão constante em condições de carga variáveis. (A) Condições de carga pesada. (B) Condições mínimas de carga



Fonte: DOSSAT, R. J.; HORAN, T. J. **Principles of refrigeration**. 5th ed. New Jersey: Prentice Hall, 2002.

7.3.3 Válvula de expansão termostática

Esta válvula (Figura 95) é o controle de refrigerante mais usado. Sua diferença com a válvula de expansão automática é que esta mantém a pressão constante no evaporador, já a válvula de expansão termostática mantém um grau constante de superaquecimento na linha de sucção na saída do evaporador, permitindo que o evaporador fique completamente cheio sob qualquer carga de sistema.

Na válvula de expansão termostática ajusta-se o superaquecimento, o qual deve se manter constante.

As partes principais da válvula de expansão, assim como as demais, são a agulha, sede e o diafragma, no entanto esta válvula vem com um bulbo remoto contendo um fluido refrigerante que está diretamente em contato com um lado do diafragma por meio de um capilar ligado ao bulbo. Esta válvula também possui uma mola com tensão regulada por parafuso de ajuste, esta regulação irá permitir o ajuste do superaquecimento.

Figura 95 – Exemplo de válvula de expansão termostática



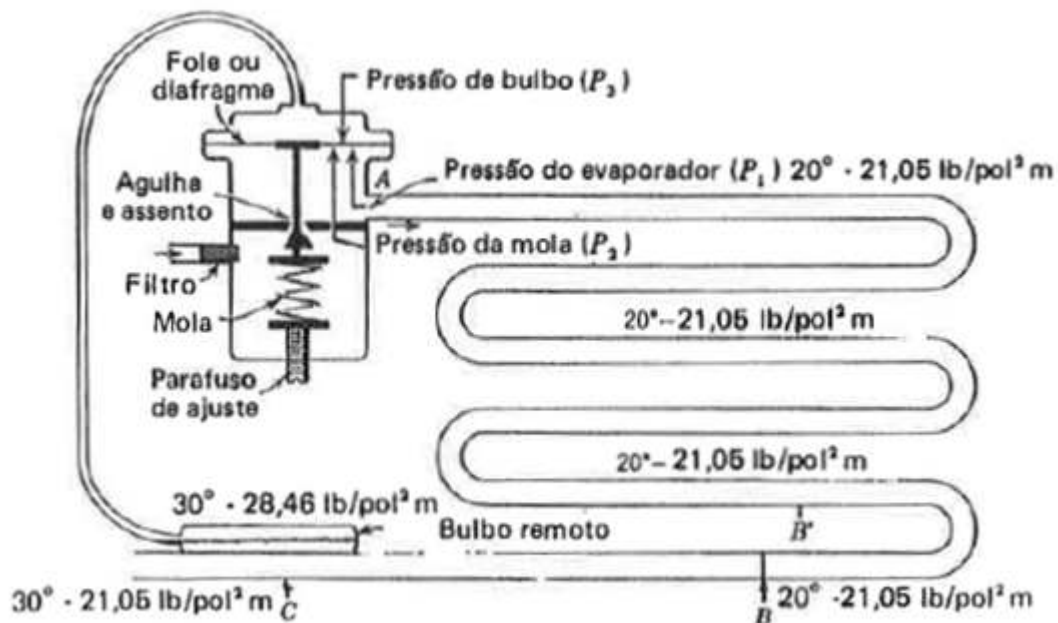
Fonte: DANFOSS. Disponível em: <<http://products.danfoss.com.br/home/#/>>. Acesso em: 06 mar. 2018.

A operação da válvula de expansão termostática é controlada pela ação de três forças independentes, aquela proveniente da pressão do evaporador (p_1), da pressão da mola (p_2) e da pressão da mistura líquido-vapor no bulbo (p_3), normalmente um fluido muito parecido com o refrigerante ou o próprio fluido refrigerante (Figura 96).

O princípio de funcionamento desta válvula ocorre da seguinte maneira: o bulbo é preso na linha de sucção (saída do evaporador) (Figura 96) sendo sensível à variação da temperatura. O fluido dentro do bulbo exerce uma pressão no diafragma correspondente à temperatura do vapor refrigerante na linha de sucção, local onde o bulbo está instalado. A pressão exercida no diafragma pelo fluido através do capilar tende a abrir a válvula quando o refrigerante, ao final do evaporador, for vaporizado e se tornar superaquecido, o vapor refrigerante superaquecido terá maior pressão (p_3), desequilibrando as pressões exercidas pelo evaporador (p_1) e pela mola (p_2).

Assim, quando p_3 for maior que $p_1 + p_2$, a válvula se abre. A mudança no superaquecimento, sofrida pela abertura da válvula faz com que o equilíbrio entre as forças seja reestabelecido. Dessa forma, quando p_3 for igual a $p_1 + p_2$, a válvula se fecha. Com o superaquecimento a válvula se abre novamente e aumenta o fluxo de líquido refrigerante dentro do evaporador.

Figura 96 – Ilustração do princípio de operação de uma válvula termostática de expansão convencional carregada de líquido



Fonte: DOSSAT, R. J. **Princípios de refrigeração: teoria, prática, exemplos, problemas, soluções**. São Paulo: Hemus, 2004.

O ajuste da mola é chamado de “ajuste do superaquecimento”, pois ela é que irá determinar a diferença entre a pressão do evaporador (na entrada) e a pressão do superaquecimento (na saída). Quando aumenta a tensão da mola, o superaquecimento requerido para compensar a pressão da mola será muito alto, reduzindo a superfície útil do evaporador. Já quando diminuí a tensão da mola reduz o superaquecimento requerido para manter a válvula em equilíbrio a superfície útil, do evaporador será aumentada. O ajuste para redução do superaquecimento deve ser feito com atenção pois o evaporador poderá receber muito refrigerante o que pode sobrealimentar o evaporador.

Se a válvula é ajustada para um determinado superaquecimento ela o mantém para qualquer condição de carga.

7.3.4 Válvula de expansão termostática balanceadas externamente ou com equalização externa

O refrigerante sofre queda de pressão dentro do evaporador devido à perda de carga isso faz diminuir a temperatura de saturação na saída do evaporador. Quando o evaporador é grande, aqueles de grandes instalações frigoríficas, em baixas temperaturas de saturação na saída a pressão de saturação diminui consideravelmente em função da perda de carga no evaporador, o que afeta a operação da válvula de expansão. Na regulagem da válvula, quando p_3 é igual a $p_1 + p_2$ a válvula se fecha (estabelece-se o equilíbrio), no entanto, se p_1 é menor do que deveria, haverá necessidade de

8 REFRIGERANTES

8.1 História

A história da refrigeração pode ser dividida em três períodos; o primeiro é o século XIX, onde o uso de compressores acionados por motores elétricos impulsionou as aplicações frigoríficas; o segundo período coincide com o desenvolvimento de refrigerantes da família dos halogenados e introdução da refrigeração mecânica doméstica ao mercado (década de 20); e o último período relaciona-se com a revolução na indústria frigorífica a partir do protocolo de Montreal em 1986, o qual declarava a necessidade da substituição dos refrigerantes CFCs (Hidrocarbonetos à base de flúor e cloro) por outros alternativos devido ao seu alto poder de destruição da camada de ozônio.

A partir do protocolo de Montreal apareceram inúmeros substituintes dos CFCs como por exemplo:

- Halogenados puros;
- Misturas binárias e ternárias de halogenados;
- Sistemas com refrigerantes naturais (CO_2 , GNP).

O protocolo de Montreal fez com que a amônia (NH_3) fosse adotada em inúmeras instalações industriais recentes. Além disso surgiram uma extensa quantidade de refrigerantes alternativos que, até hoje em dia, torna difícil o projetista decidir qual se ajusta melhor à instalação. O HFC-134a (R-134a) passou a ser substituto do CFC-12 (R-12), o qual passou a ser proibido a partir desta data.

Os refrigerantes halogenados (CFCs) interferem sobre a atmosfera terrestre, pois apresentam poder de destruição da camada de Ozônio quantificado pelo potencial de destruição da camada de ozônio (ODP - Ozone Depleting Potencial) (Tabela 27). Além de destruir a camada de ozônio estes refrigerantes agem no efeito estufa, esta interferência é medida pelo índice que indica o potencial de aquecimento global, GWP (Global Warming Potencial) (Tabela 27).

8.2 Características ideais de um refrigerante

Um refrigerante, para ser utilizado em um ciclo frigorífico deve ter algumas propriedades particulares, suas características ideais se resumem em:

- Ter características termodinâmicas favoráveis;
- Ter estabilidade química (não degradar com variação de temperatura e pressão);
- Não ser tóxico (os CFCs têm baixo nível de toxicidade);

- Não ser inflamável (butano e propano ainda não são largamente empregados por serem inflamáveis);

Tabela 27 – Relação de alguns refrigerantes, sua designação, nome e composição química

Família	Nº	Nome	Composição química	ODP	GWP
Hidrocarbonetos halogenados					
	11	Tricloromonofluórmetano	CCl_3F (CFC)	1	1
	12	Biclorobifluórmetano	CCl_2F_2 (CFC)	1	3,20
	13	Monoclorotrifluórmetano	CClF_3 (CFC)		
	22	Hidrobicloromonofluórmetano	CHCl_2F (HCFC)	0,05	0,34
	23	Hidrot trifluórmetano	CHF_3 (HFC)	0	N/d
	32	Bihidrobifluórmetano	CH_2F_2 (HFC)	0	0,12
	123	Hidrobiclorobifluóretano	$\text{C}_2\text{HCl}_2\text{F}_3$ (HCFC)	0,02	0,02
	125	Hidropentafluóretano	C_2HF_5 (HFC)	0	0,84
	134a	Bihidrotetrafluóretano	$\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$ (HFC)	0	0,28
	152a	Tetrahidrobifluóretano	$\text{C}_2\text{H}_4\text{F}_2$ (HFC)	0	0,03
Misturas não azeotrópicas					
	401A		22/152a/124 (53%/13%/34%)	0,03	0,22
	402A		125/290/22 (60/2/38)	0,02	0,52
	403A		290/22/218 (5/75/20)		
	404A		125/143a/134a (44/52/4)	0	0,94
	407C		32/125/134a (20/40/40)	0	0,38
	409A		22/124/142b (60/25/15)	0,05	0,3
	410A		32/125 (50/50)	0	0,45
Misturas azeotrópicas					
	500		12/152a (73,8/26,2)		
	502		22/115 (48,8/51,2)	0,22	3,7
	507a		125/143a (50/50)		
Hidrocarbonetos					
	170	Etano	C_2H_6		
	290	Propano	C_3H_8		
	600	Butano	C_4H_{10}		
	600a	Butano normal (isobutano)	C_4H_{10}		
Compostos orgânicos					
	717	Amônia	NH_3	0	0
	718	Água	H_2O	0	0
	744	Bióxido de carbono (gás carbônico)	CO_2		

Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

- Ser compatível com o óleo de lubrificação de compressores (HFCs são incompatíveis com óleos comuns de instalações frigoríficas assim houve a introdução de óleos sintéticos a partir de quando estes refrigerantes começaram a ser utilizados em substituição aos CFCs);
- Ter grau de compatibilidade com os materiais constituintes do compressor, válvulas e tubulações;
- Ser de fácil detecção, já que o odor característico evitará a perda;
- Não prejudicar o meio ambiente;
- Ter custo razoável e estar disponível comercialmente.

Os CFCs satisfazem estas necessidades e por isso eram tão populares o seu emprego até verificar que alguns têm alto ODP.

A classificação dos refrigerantes é apresentada a seguir, mas como mostra a Tabela 27, são basicamente divididos em três classes, a de hidrocarbonetos halogenados, os orgânicos e inorgânicos, como:

- Hidrocarbonetos halogenados;
- Misturas não azeotrópicas de hidrocarbonetos halogenados;
- Misturas azeotrópicas de hidrocarbonetos halogenados;
- Compostos orgânicos (butano, propano);
- Compostos inorgânicos (CO_2 , NH_3).

8.3 Nomenclatura

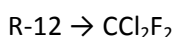
Os refrigerantes são designados por números de acordo com a norma da American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ASHRAE 34 de 1992.

Para estabelecer a numeração dos refrigerantes halogenados, aplica-se a seguintes regras (Equação 35).

$$(C-1)(H+1)(F) \quad [35]$$

sendo que, C é o número de átomos de carbono, H é o número de átomos de hidrogênio e F é o número de átomos de flúor na molécula.

Por exemplo, o Biclوروبiflúormetano (CCl_2F_2) é conhecido como R-12 já que:



Na fórmula (Equação 35): $(1-1)(0+1)(2) = 012$

O Bihidrotetraflúoretano, R-134a $\rightarrow$ $C_2H_2F_4$, na fórmula (Equação 35) fica sendo $(2-1)(2+1)(4)=134a$, onde a é devido a sua isomeria espacial mais estável.

A Série 400 classificam as Misturas não azeotrópicas (Tabela 27);

A Série 500 denominam as Misturas azeotrópicas (Tabela 27);

A Série 600, os Compostos orgânicos;

A Série 700, os Compostos inorgânico em ordem crescente com a massa molecular, por exemplo:

R-717 $\rightarrow$ Amônia (17 é a massa molecular da NH_3);

R-718 $\rightarrow$ Água (18 é a massa molecular da água);

R-744 $\rightarrow$ CO_2 (44 é a massa molecular do CO_2).

Nas misturas azeotrópicas existe uma concentração para uma determinada temperatura onde não há separação das fases, então este ponto “azeotrópico” ocorre para concentrações definidas de uma mistura. A Figura 98 mostra um diagrama de fases do equilíbrio líquido-vapor para uma mistura binária (A e B), na Figura 98(A) nota-se a inexistência de azeotropia, já na Figura 98(B) há um ponto azeotrópico na concentração onde a fração molar dos componentes A e B são por volta de 0,5, assim, para esta composição, na temperatura correspondente, não irá ocorrer a separação das fases. No evaporador do ciclo frigorífico há a necessidade de separação de fases, ou seja o líquido refrigerante deve, na saída do evaporador, estar no estado de vapor para que seja comprimido pelo compressor, assim não se pode utilizar esta composição de mistura nesta temperatura no evaporador que opera por expansão seca.

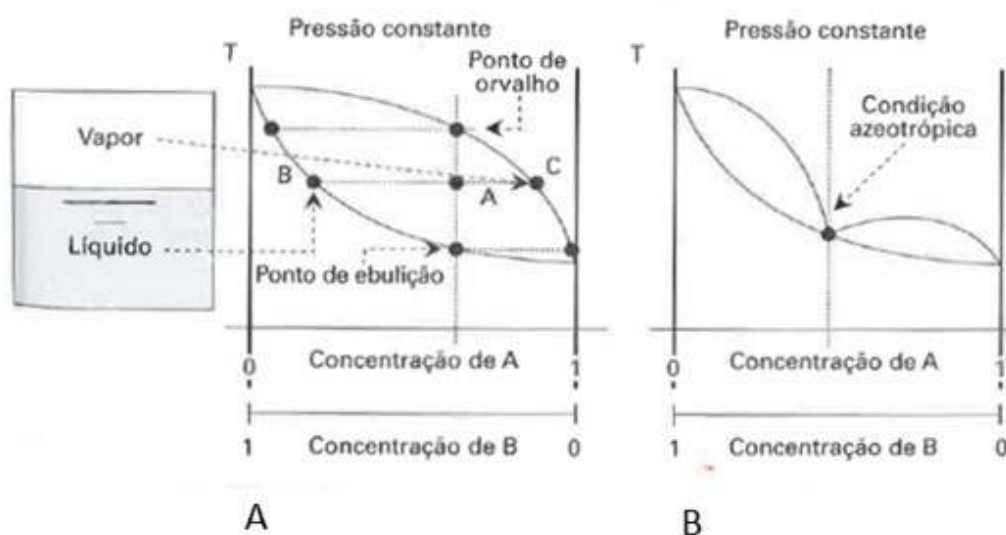
8.4 Propriedades físicas

A pressão exercida pelo refrigerante na temperatura que se deseja operar é o fator limitante para sua escolha. Quando se aumenta a pressão, exige tubulações e reservatórios com espessuras maiores. Quando se diminui a pressão os refrigerantes com menor pressão de vapor são inadequados para aplicações em temperaturas de evaporação muito reduzidas, pois poderá ocorrer, dentro do evaporador, pressão menor que a pressão atmosférica o que ocasionará penetração de ar no sistema frigorífico. O ar úmido, se entrar no sistema frigorífico causará danos já que, além da água ser incompatível com os refrigerantes halogenados, ela poderá congelar na válvula de expansão.

Os refrigerantes R-404A, R-502 e o R-13 possuem pressão superiores aos demais, logo são usados para baixa temperatura de evaporação (Figura 99). O refrigerante R-404A, por exemplo foi desenvolvido para substituir o R-502, por isso o comportamento da curva de $T \times p$ destes dois refrigerantes seguem o mesmo perfil (Figura 99).

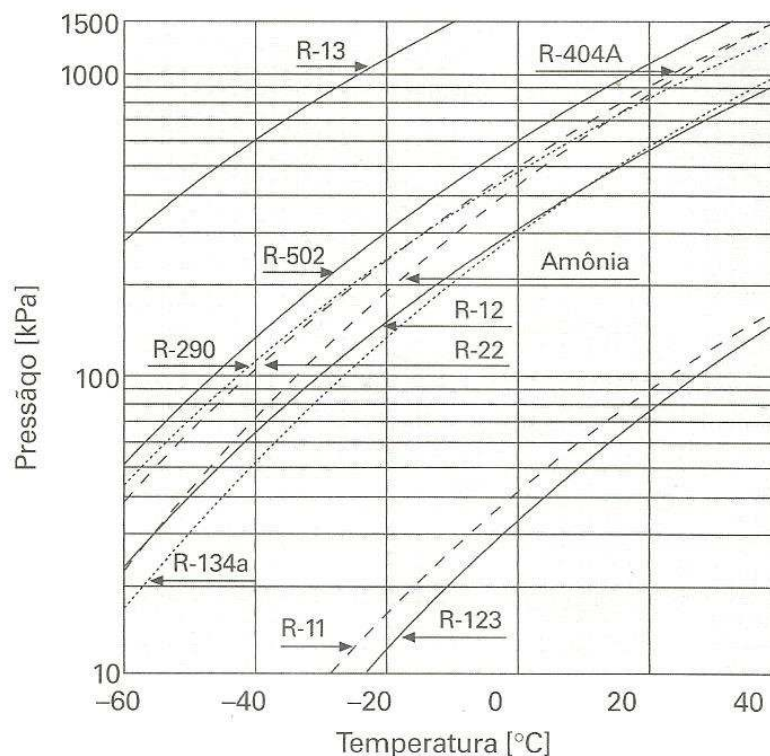
O refrigerante R-12 e R-134a apresentam pressões menores e por isso são usados para temperaturas de evaporação mais elevadas (de -20 a 0°C) (Figura 99).

Figura 98 – Diagrama de equilíbrio de misturas binárias (A) não azeotrópica; (B) azeotrópica para uma dada composição da mistura



Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

Figura 99 – Curvas de pressão de saturação em função da temperatura para alguns refrigerantes



Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

Tabela 28 – Algumas propriedades físicas dos refrigerantes

Refrigerante	Massa molecular	Temperatura crítica [°C]	Pressão crítica [kPa]	Ponto normal de ebulição [°C]	h_{lv} [kJ/mol] (pressão normal)	Ponto de fusão [°C]
R-11	137,38	198,0	4.406	23,8	24.768	-111
R-12	120,9	112,0	4.113	-29,8	19.982	-158
R-13	104,5	28,80	3.865	-81,4	15.515	-181
R-22	86,48	96,00	4.974	-40,8	20.207	-160
R-23	70,02	25,60	4.833	-82,1	17.039	-155
R-32	52,02	78,40	5.830	-51,7	19.834	-136
R-113	187,39	214,1	3.437	47,6	27.513	-35
R-123	152,9	183,8	3.674	+27,9	26.005	-107
R-125	120,0	66,30	3.631	-48,6	19.276	-103
R-134a	102,3	101,1	4.067	-26,2	22.160	-96,6
R-152a	66,05	113,5	4.492	-25,0	21.039	-117
R-401A*	94,44	108,0	4.604	-33,1	21.457	-
R-402A*	101,6	75,50	4.135	-49,2	19.721	-
R-404A*	97,6	72,15	3.735	-46,55	19.555	-
R-407C*	86,2	86,79	4.597	-43,9	21.486	-
R-409A*	97,4	107,0	4.600	-34,2	21.525	-
R-410A*	72,58	72,13	4.925	-51,54	19.718	-
R-500	99,31	105,5	4.423	-33,5	19.975	-159
R-502	111,6	82,20	4.075	-45,5	19.258	-
R-507a	98,86	70,74	3.714	-47,1	19.408	-
R-170	30,07	32,20	4.891	-88,8	14.645	-183
R-290	44,10	96,70	4.284	-42,1	18.669	-188
R-600	58,13	152,0	3.794	-0,50	22.425	-139
R-600a	58,13	135,0	3.645	-11,7	21.174	-160
R-717	17,03	133,0	11.417	-33,3	23.343	-77,7
R-718	18,02	374,0	22.064	100	40.664	0
R-744	44,01	31,1	7.372	-88,1	17.006	-

Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

Os refrigerantes possuem comportamentos e desempenham eficiências diferentes em um mesmo ciclo frigorífico. Por exemplo, em um ciclo padrão que opera entre uma temperatura de evaporação de -15 °C e 30 °C de temperatura de condensação, o efeito frigorífico da amônia (R-717) será muito superior que os demais refrigerantes halogenados, com uma vazão mássica e volumétrica inferior (Tabela 29). Assim, as características físico-químicas dos refrigerantes interferem na eficiência do sistema, como pode ser notado nos diferentes valores dos coeficientes de eficácia (COP) (Tabela 29).

Tabela 29 – Características de desempenho relativo ao ciclo básico de compressão a vapor de diversos refrigerantes. Temperaturas de evaporação e condensação respectivamente iguais a -15 °C e 30 °C

	R-12	R-134a	R-22	R-404A	R-502	R-717
Pressão de evaporação [kPa]	182,5	164,1	295,6	364,3	348,6	236,3
Pressão de condensação [kPa]	744,6	770,9	1191	1418	1319	1171
Relação entre pressões	4,08	4,70	4,03	3,89	3,78	4,96
Efeito frigorífico [kJ/kg]	116,4	147,4	162,9	113,4	104,4	1102
Vazão de refrigerante [kg/s/kW]	0,0086	0,0068	0,0061	0,0088	0,0096	0,00091
Volume específico do líquido [l/kg]	0,7738	0,8417	0,8519	1,02	0,8385	1,68
Vazão volumétrica de líquido [l/s/kW]	0,0066	0,0057	0,0053	0,0090	0,0080	0,0015
Diâmetro da linha de líquido para 1kW de refrigerante e perda de carga de 0,02 K/m [mm]	5,19	4,75	4,22	4,73	4,87	2,34
Volume específico do vapor na aspiração do compressor [l/kg]	91,03	119,9	77,62	54	50	508,5
Vazão volumétrica de vapor de aspiração no compressor [l/s/kW]	0,782	0,813	0,477	0,476	0,479	0,461
COP	4,70	4,61	4,66	4,17	4,35	4,75

Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. Refrigeração industrial. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

8.5. Segurança

Ao se considerar a segurança no uso de refrigerantes aborda-se a sua toxicidade, o potencial carcinogênico/mutagênico e a inflamabilidade.

A norma ASHRAE 34 de 1992 também classifica os refrigerantes com relação à sua toxicidade e inflamabilidade em dois grupos.

O primeiro grupo apresenta duas classes referentes à toxicidade, os refrigerantes pertencentes à classe A apresentam-se com baixa ou toxicidade não identificada, e os refrigerantes da classe B, apresentam evidências de toxicidade.

O segundo grupo dispõe sobre a inflamabilidade e classifica os refrigerantes em três classes distintas, os refrigerantes da classe 1 não apresentam propagação de chama em ar, aqueles da classe 2, ser inflamável dependendo da concentração, e os da classe 3 detêm alta inflamabilidade.

A Tabela 30 apresenta a segurança atribuída para alguns refrigerantes. Os halogenados são, basicamente, classificados como A1, não são tóxicos, nem inflamáveis e por isso também muito empregados nos sistemas de refrigeração. Os orgânicos são A3, o que indica que, embora não sejam tóxicos, são altamente inflamáveis, o que tem limitado sua aplicação como refrigerantes e a amônia, um refrigerante que passou a ser muito empregado em sistemas frigoríficos após o Protocolo de Montreal é tóxico e pode ser inflamável se estiverem muito concentrado (B2).

Tabela 30 – Classificação dos refrigerantes quanto aos padrões de segurança da norma ASHRAE 34, 1992

Refrigerante	Classe	Refrigerante	Classe
R-11	A1	R-404A	-
R-12	A1	R-407A	-
R-13	A1	R-410A	-
R-22	A1	R-500	A1
R-23	A1	R-502	A1
R-32	A2	R-507a	A1
R-113	A1	R-170	A3
R-123	B1	R-290	A3
R-125	A1	R-600	A3
R-134a	A1	R-600a	A3
R-152a	A2	R-717	B2
R-401A		R-718	A1
R-402A		R-744	A1
R-403A			

Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

Considerando a toxicidade da amônia, todo engenheiro e demais operadores que irão operar o sistema necessitam conhecer normas específicas para este refrigerante. Os operadores de um sistema frigorífico com amônia recebem treinamento especial.

Toda planta que possui um sistema frigorífico que opera com amônia deve ter uma biruta sobre o ponto mais alto da empresa para que, se ocorrer vazamento, os operários saiam e se direcionem para o sentido oposto ao vento. Estas empresas que operam com amônia devem estar longe de centros urbanos, escolas, hospitais, etc.

No caso de vazamento, o operador responsável pelo estanque da tubulação deverá utilizar roupa especial e toda empresa deverá possuir um medidor de traços de amônia no ambiente. Este operador também receberá um treinamento para que entenda, qual a concentração de amônia que realmente fará com que esteja correndo risco por intoxicação. A Tabela 31 mostra algumas destas concentrações e, todo engenheiro de alimentos, responsável pela planta e logística da cadeia do frio em uma empresa deverá auxiliar na evacuação das pessoas e reparo de tubulações e equipamentos e por isso deverá ser treinado para trabalhar com amônia.

A amônia apresenta custo inferior e, como possui menor densidade, ocupa menos espaço. Os refrigerantes halogenados tem custo de dez a quarenta vezes mais que a amônia, mas tem operação mais simples, pois em instalações com halogenados o óleo está sempre em contato com o refrigerante líquido e nas instalações com amônia nem sempre isso é possível.

Pequenas quantidades de H₂O em amônia podem ser toleradas, enquanto que em halogenados pode ocorrer congelamento nas válvulas de expansão.

Para a amônia usa-se como referência a seguinte tabela.

Tabela 31 – Resposta fisiológica ao vapor de amônia

Exposição	Quantidade (ppm)
Concentração mínima percebida pelo cheiro	53
Concentração máxima para exposição prolongada	100
Concentração máxima para ½ a 1 hora de exposição	300-500
Concentração mínima que provoca irritação na garganta	408
Concentração mínima que provoca irritação nos olhos	698
Concentração mínima que provoca tosse	1.720
Concentração perigosa para ½ hora de exposição	2.500-4.500
Concentração fatal em curto período de exposição	5.000-10.000

Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

8.6 Compatibilidade com materiais

Os halogenados normalmente podem ser usados para a maioria dos metais (aço, ferro fundido, latão, cobre, etc.). Não se recomenda magnésio, zinco e ligas de alumínio com mais de 2% de magnésio.

Cobre, latão e outras ligas de cobre não podem ser usados para amônia.

Os elastômeros, usados para vedação em compressores abertos e semi-herméticos e em juntas de tubulações devem ser compatíveis com o refrigerante que será empregado e por isso o projetista necessita consultar o fabricante de compressores, o fornecedor do refrigerante e o fornecedor de óleo para lubrificação dos compressores, para saber qual o indicado para o refrigerante específico.

Hoje em dia, com a introdução dos HFCs e HCFCs, novos materiais precisaram ser desenvolvidos, por exemplo, o Neoprene, usado para CFCs é incompatível com HFCs, pois incha na presença destes halogenados substitutos do CFCs.

Quanto aos plásticos e vernizes se sabe que, quanto mais moléculas de cloro no refrigerante maior será o ataque aos plásticos por estes halogenados. Também neste caso recomenda-se consultar o fornecedor sobre testes de compatibilidade com o refrigerante que pretende utilizar. Os vernizes usados em enrolamentos de motores elétricos de compressores herméticos e semi-herméticos também necessitam de esclarecimentos, pois há necessidade de se verificar sua compatibilidade com os refrigerantes que se pretende empregar.

De modo geral, assim como a indústria automobilística, ao se desenvolver um novo motor, o fornecedor do verniz, do óleo, dos materiais constituintes e do combustível, se conversa e desenvolve o produto e os insumos juntamente. Para a indústria da refrigeração, o mesmo ocorre, quando se desenvolve um novo compressor ou um novo refrigerante, todas as empresas envolvidas deverão conversar entre si.

8.7 Interação com o óleo de lubrificação

Para qualquer sistema frigorífico o óleo entra em contato com o refrigerante percorrendo várias regiões do circuito. O óleo escolhido inadequadamente poderá afetar todo o sistema. As misturas de refrigerantes com óleo normalmente são estudadas pelos fabricantes de compressores.

O óleo no compressor tem como função lubrificar e resfriar o motor em alguns casos.

Os dois tipos principais de óleos de lubrificação usados em compressores são os minerais e os sintéticos, no primeiro grupo estão os naftênicos, os parafínicos e os aromáticos, e no segundo grupo estão o PAG, que são os glicóis polialcalinos, e os POE, que são os esteres poliólicos.

Há ainda os semi-sintéticos que são os glicóis polialcalinos (alquil benzenos) mais os minerais naftênicos. Os semi-sintéticos são indicados para HCFCs. O alquil benzenos (PAG) é indicado para R-22 e R-502. Já os sintéticos (POEs e PAGs) são propostos para HFCs, sendo altamente higroscópicos, oxidativos têm difícil manipulação, concentram alta quantidade de H_2O quando expostos ao ar, sofrendo corrosão e formação de placas em tubulações de cobre.

Os óleos lubrificantes podem ser classificados quanto à miscibilidade com refrigerantes. Miscíveis são os óleos lubrificantes solúveis no refrigerante em qualquer temperatura do ciclo, os parcialmente miscíveis, se misturam acima de uma determinada temperatura e os imiscíveis, os quais não formam soluções homogêneas com o refrigerante em qualquer parte do ciclo frigorífico.

9 CÂMARAS FRIGORÍFICAS

As câmaras frias industriais são constituintes de entrepostos frigoríficos que compreendem a câmara fria, a casa de máquinas para alocar os equipamentos de produção de frio (compressores, tanque reservatório de refrigerante, alguns condensadores); e plataformas de recepção e expedição.

Normalmente os entrepostos frigoríficos são classificados como:

- Polivalentes, quando destinados à conservação de vários tipos de alimentos;
- Especializado, quando designados à conservação de um tipo de alimento, geralmente na própria indústria.

A câmara fria se define como um recinto utilizado para condições controladas de armazenamento com auxílio da refrigeração, podendo ser em instalações com temperaturas acima de 0 °C, ou em instalações à baixas temperaturas, com valores inferiores a -18 °C para alimentos.

O tamanho de uma câmara fria, se especializada, irá depender da produção da indústria fornecedora do alimento, mas se for polivalente poderá depender do raio de ação, da densidade populacional da região e da rotação dos produtos.

Na escolha do modelo de câmara fria deve-se considerar o tipo de produto a ser armazenado, o custo do investimento necessário, a demanda de manutenção, o local e a disponibilidade de água, energia e espaço para liberdade de projeto quanto às futuras aplicações.

9.1 Dimensões de câmaras frigoríficas

Câmaras industriais ou entrepostos frigoríficos possuem de sete a nove metros de altura quando se utiliza empilhadeiras, e as câmaras menores (varejo) apresentam altura de três metros já que, normalmente a movimentação do produto é manual.

A embalagem do produto está diretamente relacionada à sua conservação física e sanitária, no entanto não se pode falar em dimensionamento de câmaras frias sem pontuar a forma da embalagem, pois estas serão responsáveis pela padronização do produto dentro da câmara, facilitando as etapas de movimentação e transporte.

De forma geral, os fatores que influenciam as dimensões de uma câmara assegurando uma operação econômica são:

- Tipos de recepção e saída dos produtos a serem armazenados;
- Porcentagem de produto a ser estocado acima ou abaixo de 0 °C;
- Quantidade de produto a ser estocado em períodos mais longo;
- Quantidade e dimensão dos lotes de produtos;

- Necessidade ou não de paletização.

Quanto ao tipo de recepção e movimentação dos produtos nas câmaras frias, corredores internos centrais de 4 a 6 m são importantes para facilitar a entrada e saída. Mas também as câmaras podem ter duas plataformas de recepção e expedição e com isso serem construídas com corredores menores. Mas deve-se atentar que, os corredores não podem ser menores que as empilhadeiras (Figura 100) já que estas estarão fazendo o transporte e movimentação dos produtos.

Figura 100 – Movimentação de empilhadeira em corredor de câmara fria



Fonte: INDUSTRIAL, Longa. **Câmara fria: entenda como funciona e quais os cuidados principais na sua utilização.** 2019. Disponível em: <<https://blog.longa.com.br/camara-fria/>>. Acesso em: 22 out. 2019.

Na construção da câmara fria, a recepção e expedição devem ser consideradas no projeto. Devem existir docas para o encaixe perfeito da carroceria de caminhões frigorificados para que não entre ar quente na câmara fria, elevando a carga térmica por infiltração. Normalmente, além de portas que permitam o encaixe da carroceria (Figura 101) é importante que existem também antecâmaras entre a carroceria e a câmara fria, principalmente para câmaras de produtos congelados (Figura 102).

As portas de câmaras frias, atualmente, vêm com material flexível de ajuste à carroceria que impede a entrada de ar quente.

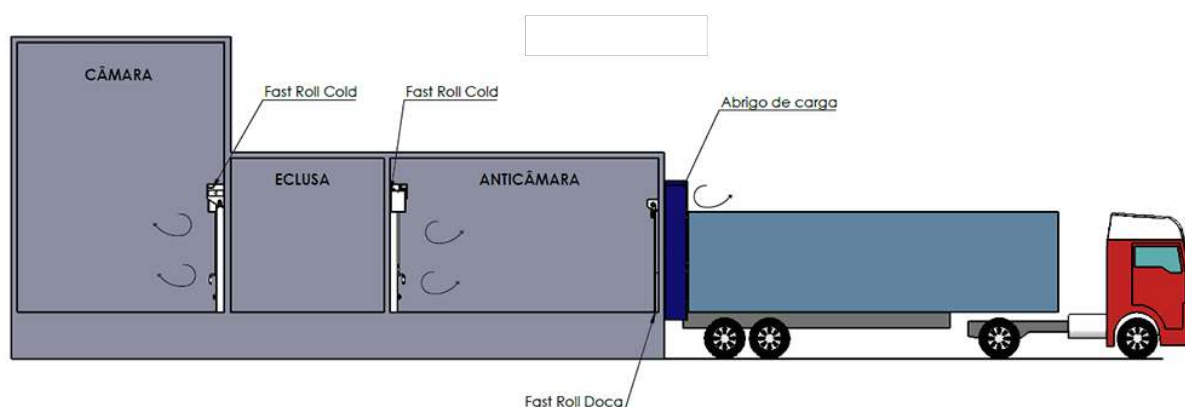
Ainda com relação à movimentação em câmara fria, o emprego de paletes se faz bastante necessário, já que reduz o tempo de carregamento e descarregamento, permitindo maior controle dos lotes e maior proteção do produto.

Figura 101 – Portas flexíveis de abertura rápida em docas para recepção e expedição de câmara fria.



Fonte: BERNIE'S EQUIPMENT. **Dock Equipment**. Disponível em: https://www.berniesequipment.com/dock_equipment.html. Acesso em: 22 out. 2019

Figura 102– Antecâmara entre a carroceria de caminhão e a câmara fria



Fonte: SEBRAS. **Saiba como aumentar o isolamento térmico em câmaras frigoríficas**. 2017. Disponível em: <https://sebras.com.br/isolamento-termico-camaras-frigorificas/>. Acesso em: 22 out. 2019.

Existem diferentes tipos de paletes, podendo diferenciar tanto no material quanto na utilidade, alguns deles são (AGRIMAC, 2019; ABTTC, 2019):

- Descartáveis (one way): são obrigatoriamente de baixos custos e não retornam ao remetente.
- Para exportação: apresenta-se em qualquer tamanho isso dependerá do produto a ser carregado, possui tratamento fitossanitário, pois, elimina espécies de seres vivos que possam estar presentes na madeira.
- O PBR: é o modelo mais comum, usado para transportar e estocar variados produtos podendo ser fabricado de diferentes tipos de materiais, o mais comum é o de

madeira, no entanto para a indústria alimentícia o de plástico é o mais indicado, além disso, é reutilizável. Apresenta uma padronização de medida de 1,00×1,20m.

- Para movimentação: é utilizado para estocar/armazenar mercadorias e também facilitar a sua locomoção, necessitam de uma estrutura forte para aguentar diversos pesos além dos impactos que podem estar sujeitos a locomoção.
- De duas e quatro entradas: são usados quando se é preciso suportar bastante peso, os paletes de duas entradas são confeccionados com longarinas ao invés de tocos e os paletes de quatro entradas são utilizados como pallets descartáveis, de movimentação ou retornáveis.
- De plástico: geralmente são mais leves e duradouros comparado com o de madeira, além de ser mais higiênico por não absorver umidade e ser mais fácil de limpar, porém apresentam um custo maior e menor limite de carga.
- De metal: supre todas as necessidades dos outros tipos de paletes, em muitos aspectos é a melhor solução, são muito resistentes sendo praticamente inquebráveis ademais não possuem saliências que podem causar acidentes, no entanto é mais caro, porém é mais durável, uniforme, higiênico, suportam altas temperaturas e cargas comparado a madeira.
- De madeira: é o que apresenta maior disponibilidade e é relativamente barato, sendo fáceis de montar e adaptável para diversos modelos, podem ser reformados facilmente.
- De papelão: são mais usados na exportação de produtos pois são leves e não estão sujeitos aos regulamentos fitossanitários além de possuírem um meio de recicla-los, no entanto estão susceptíveis a umidade, além de não aguentarem cargas muito pesadas.

Não há uma medida padrão de paletes para o mundo todo, assim na Tabela 32 pode-se analisar as medidas padrões de diferentes regiões.

Além das dimensões, existem diferentes tipos de construção de paletes de madeira (Figura 103) e esta estrutura irá depender da quantidade de produto (peso), pois paletes mais reforçados suportam uma carga maior. Além dos paletes de madeira, existem os paletes de material plástico, bastante usado na indústria de processamento de alimentos.

Tabela 32– Dimensões básicas de paletes mais utilizadas pelo mundo.

Região	Medidas Básicas (mm)
Brasil	1.200 x 1.000 *
	1.050 x 1.250 **
América do Sul	1.200 x 1.000
América do Norte	1.219 x 1.016 (48x40')
	1.054 x 1.054 (42x42')
Ásia	1.100 x 1.100
África	1.200 x 1.000
Europa	1.200 x 800
	1.200 x 1000
	800 x 600

*Padronizada pela PBR I, com altura total de 146 mm; ** Padronizada pela PBR II, com altura total de 166mm.

Fonte: VARGAS, Rodrigo. **Comércio Exterior**. Disponível em: <<https://gestaoindustrial.com/comercio-exterior/>>. Acesso em: 28 out. 2019.

Figura 103 – Tipos de construção básica de paletes



Fonte: TERBA. Disponível em: <http://www.terba.com.br/paletes_madeira> Acesso em: 10 dez. 2018.

Também existem diferentes tipos de paletes de plásticos e o emprego de um ou outro também irá depender da carga transportada. A Figura 104 mostra um tipo de construção de paletes de plástico, denominado paletes de plástico vazado. Os paletes de plástico liso são mais resistentes.

Figura 104 – Paletes de plástico tipo vazado



Fonte: PROPLAST. **Pallet Plástico Vazado**. Disponível em: <<https://proplast.com.br/pallet-plastico-vazado/>>. Acesso em: 22 out. 2019.

Para uma melhor organização e alocação de mercadorias, são utilizados nas fábricas os porta-paletes (Figura 105), que são prateleiras com espaços padronizados dimensionadas de forma a comportar os paletes e manter uma uniformização nos espaços entre eles.

Quando a câmara frigorífica está organizada de forma padronizada, a identificação de lotes fica simplificada e isto facilita a movimentação dentro da câmara fria, que deve ser rápida para que o operador de empilhadeira permaneça neste ambiente somente o tempo permitido por lei.

Como mencionado anteriormente, a movimentação dos paletes em câmara fria é feita por meio de empilhadeiras. Existem vários modelos, mas a sua constituição básica pode ser vista na Figura 106. A escolha do modelo de empilhadeira a ser empregado irá depender diretamente da carga que irá transportar e da altura que seu garfo chegará para depositar os paletes.

As empilhadeiras podem ser movidas à combustível (gás natural, por exemplo) ou podem ser elétricas (Figura 107).

Em câmaras de menor porte, câmaras de indústrias pequenas ou mesmo de varejo, o transporte dos produtos pode ser pelo emprego de paleteiras manuais (Figura 108)

Figura 105 – Exemplos de prateleiras porta paletes



Fonte: EKRO. **Sistemas armazenagem**. Disponível em: <<http://www.porta-paleta.net/index.html>>. Acesso em: 13 mar. 2018.

Figura 106 – Componentes de uma empilhadeira



Fonte: ALMEIDA, Tamires. **O que é uma empilhadeira?** 2016. Disponível em: <<https://industria hoje.com.br/o-que-e-uma-empilhadeira>>. Acesso em: 28 out. 2019.

Figura 107 – Exemplos de empilhadeira elétrica



Fonte: TOYOTA Material Handling Mercosur Ltda. Disponível em: <<http://www.toyotaempilhadeiras.com.br/>>. Acesso em: 13 mar. 2018.

Figura 108 – Exemplos de paleteiras manuais e com elevação.



Fonte: RODITEC. Disponível em: <<https://www.roditec.com.br/>>. Acesso em: 13 mar. 2018.

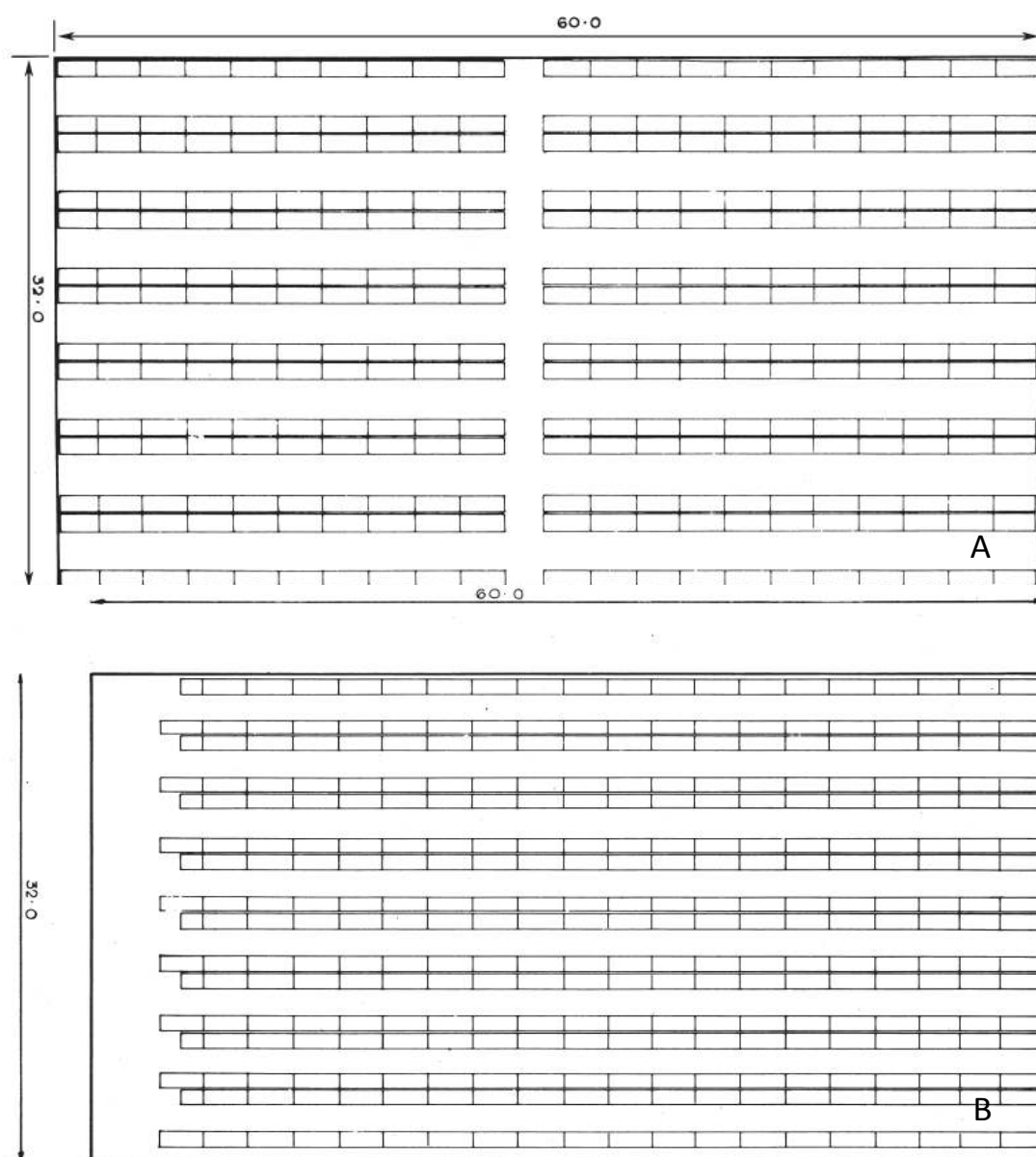
Antes de iniciar a construção de uma câmara fria, a quantidade do produto, a sua distribuição em embalagens e lotes e a sua movimentação na câmara fria, relacionado à recepção e expedição, deverão estar muito bem definidos.

9.2 Construções de câmaras frigoríficas

Na construção de uma câmara fria, como mencionado anteriormente, deverá estar previsto corredores para o deslocamento das empilhadeiras. Todo o piso da câmara terá que estar marcado indicando os limites do corredor e os espaços onde serão colocados os paletes, prateleiras ou caixas contendo o produto. Deve-se manter espaço para circulação do ar frio (ventilação) entre os paletes e entre eles, a parede e o teto da câmara. Segundo a Mecalux, uma conceituada empresa fabricante de estantes para paletes, a distância mínima entre o paleta e os pilares da estante é de 75 mm, ou 7,5

cm. Já, quando não há estantes, a distância entre um paleta e outro varia de 35 a 50 mm ou 3,5 a 5 cm (Mecalux, 2019). Outra empresa especializada em paletização, a Redirack do Reino Unido, indica que a distância entre os paletes depende muito do material a ser estocado, mas recomenda uma distância entre os paletes de 10 cm. Esta empresa também disponibiliza um material prático onde se pode observar diferentes disposições de paletes nas câmaras frias (Redirack Limited, [2019]). A Figura 109 mostra duas formas de disposição de paletes e respectivos corredores em câmara de estocagem.

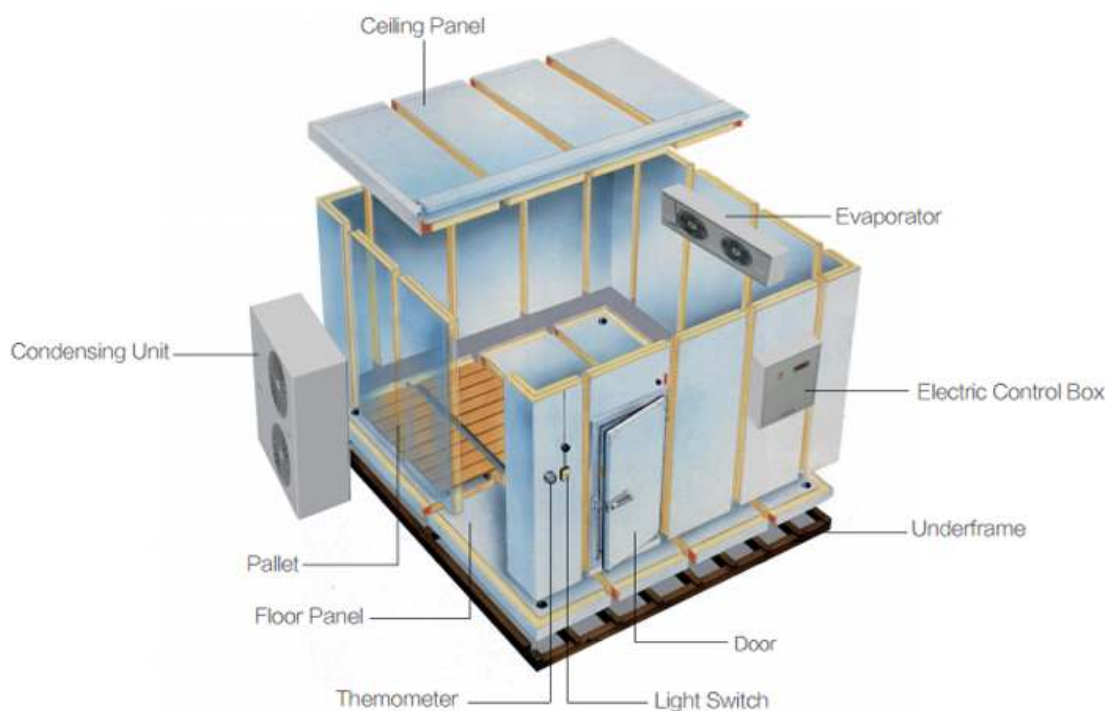
Figura 109 – Disposição de paletes em câmara fria; A) Ao alcance de caminhão e B) com corredores estreitos.



Fonte: REDIRACK LIMITED. **Principles of Pallet Storage Design: A Guide To Pallet Storage Design In The Context Of Industrial Storage And Materials Handling**. Mexborough: Redirack Limited, [2019] (Guia).

Existem duas principais formas de construção de câmara fria, o primeiro caso de construção é aquele em alvenaria com aplicação de isolamento, e o segundo caso são em painéis construídos com placa interna do isolante prensado entre placas metálicas, polímeros ou fibra de vidro. A Figura 110, mostra um esquema de construção de câmara fria a partir dos painéis pré-fabricados.

Figura 110 – Esquema espacial de organização de uma câmara frigorífica.

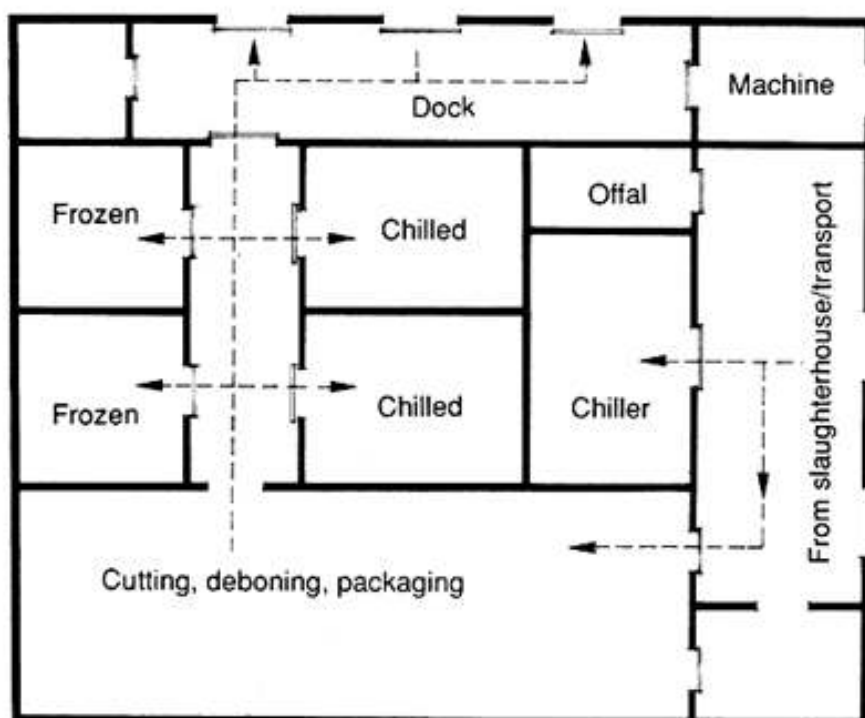


Fonte: RUIXEU Refrigeration. Disponível em: <www.rxzl.com>. Acesso em 19 mar. 2018.

No entanto, o primeiro caso é o mais comum, principalmente para câmaras industriais maiores. Neste caso, uma parte da construção do prédio da empresa é destinada à câmara fria onde se aplica o isolante nas paredes, piso e teto. A disposição da câmara fria dentro da empresa vai depender do tipo de alimento a ser produzido. A Figura 111 mostra a disposição de câmaras frigoríficas em uma planta de processamento de carnes, na qual se observa as salas de desossa e processamento, as câmaras frias e a região de expedição com as docas.

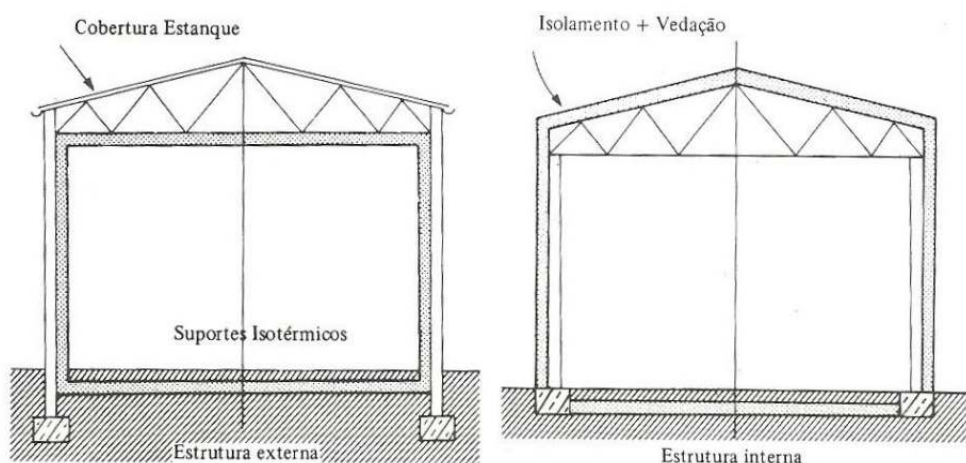
A aplicação de isolante em paredes de alvenaria requer muito cuidado e mão-de-obra especializada. Mas, para ambos os casos de construção a câmara fria deve estar completamente revestida interna ou externamente contra calor e umidade (Figura 112). Contra a umidade, quando se emprega painéis pré-moldados, este já vem com barreira de umidade, já que o isolante é revestido por material plástico ou metálico. Em construção de alvenaria, normalmente a barreira de vapor é feita por camadas de asfalto frio.

Figura 111 – Planta baixa de uma planta de processamento e armazenamento frigorificado de carnes



Fonte: CANO-MUÑOZ, G. **Manual on meat cold store operation and management**. Rome: FAO, 1991. (FAO Animal production and health paper, 92).

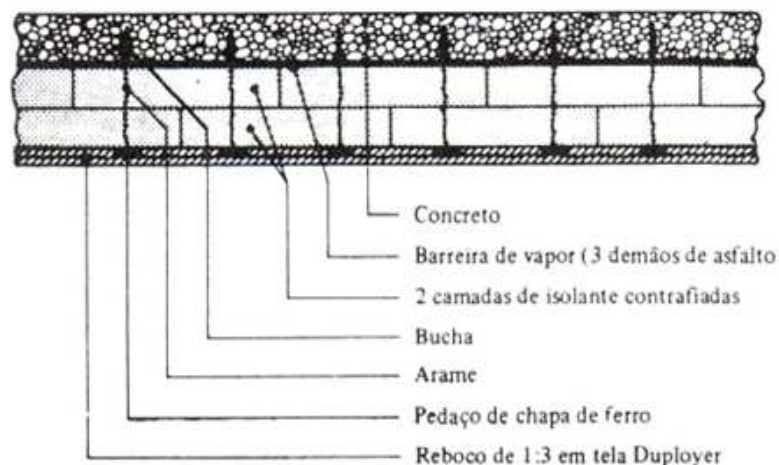
Figura 112 – Método de aplicação da proteção térmica na construção de uma câmara frigorífica



Fonte: COSTA, E. C. **Refrigeração**. 3. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1982.

O teto da câmara fria deve estar protegido de incidência solar direta (Figura 112), já que isto significa alta carga térmica por transmissão (radiação). Ainda a constituição básica da laje do teto deve ter concreto, barreira de vapor, estrutura metálica para amarração dos isolantes, isolantes e por final o reboco (Figura 113).

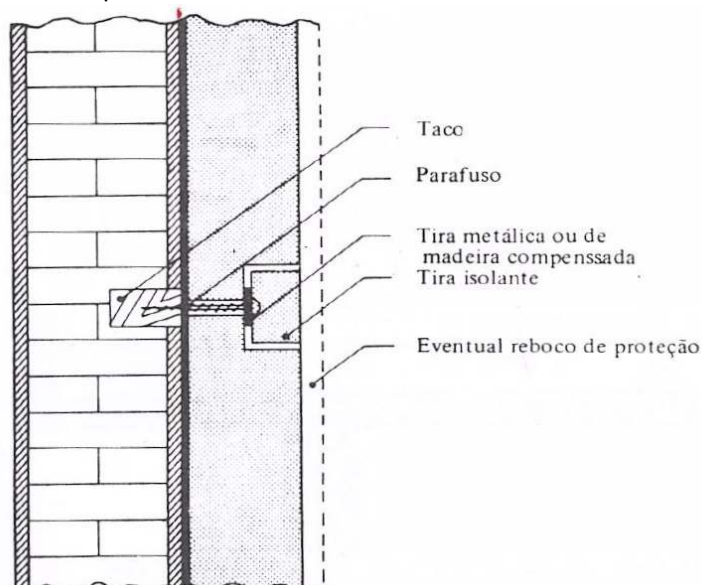
Figura 113 – Técnica de colocação do isolamento nos forros de concreto



Fonte: COSTA, E. C. **Refrigeração**. 3. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1982.

As paredes das câmaras frias construídas com alvenaria são feitas de tijolos ou blocos, recebem o acabamento de reboco na parte externa e interna, acompanhada de uma camada de barreira de vapor, asfalto frio, por exemplo. A fixação do isolante é feita na parede, sendo comum utilizar um pedaço de madeira (taco) para fixar os parafusos e demais arames empregados na amarração do isolante. A madeira diminui a transferência de calor por condução (da parede para o metal). Após a fixação do isolante um outro acabamento de reboco interno é feito (Figura 114).

Figura 114– Técnica de execução de isolamento de paredes de alvenaria e forros de concreto utilizando placas isolantes em uma camada única, rebaixadas nas bordas e fixadas por meio de tiras metálicas ou de madeira compensada



Fonte: COSTA, E. C. **Refrigeração**. 3. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1982.

Para a montagem de paredes constituídas somente com placas de isolante (segundo caso), o isolamento é construído em diversas dimensões com diversas espessuras das placas (Figura 115). No processo de fixação as juntas (Figura 115B) são preenchidas com materiais flexíveis (elastômeros) e resistentes que atuam como junta de dilatação. Esta forma de construção de Câmara fria, apresenta vantagem no tempo de montagem e redução na mão-de-obra.

Figura 115 – Placas de isolantes para construção de Câmara Fria (A); Juntas de encaixe e fixação (B)



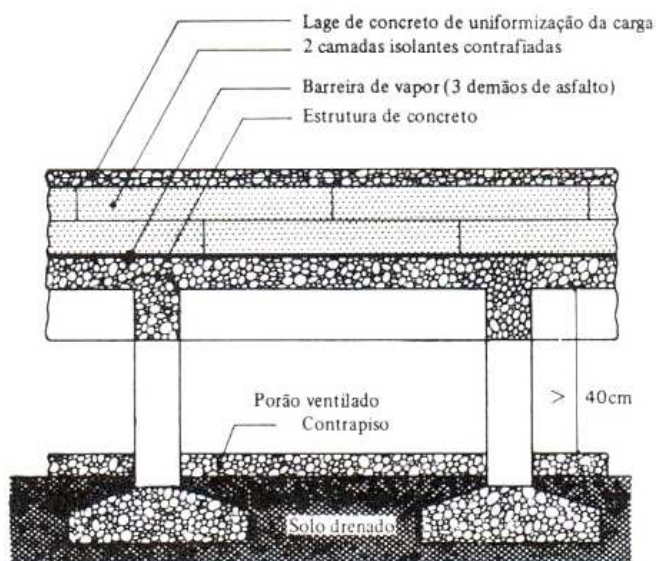
Fonte: INDIAMART. **Clean room wall panel**. Disponível em: <<https://www.indiamart.com/proddetail/clean-room-wall-panel-21414402855.ht>>. Acesso em: 01 nov. 2019.

Para o piso de câmara fria deve-se tomar considerações com relação ao tipo de solo e proximidade de lençol freático, para câmaras com temperaturas abaixo de 0 °C. Neste caso, o piso terá que ser construído para permitir a circulação de ar externo embaixo da câmara, impedindo um possível congelamento devido à condensação de vapor d'água (umidade do solo). O congelamento de piso de câmara fria decorrente da umidade do solo é responsável por trincas na estrutura.

Outra particularidade do piso refere-se à proteção do isolamento. Para não destruir o isolamento durante a movimentação do produto utiliza-se o chamado piso de rolamento que é uma laje de concreto com boa resistência mecânica para suportar o peso de empilhadeiras carregadas. Além disso, o piso deve também ter uma pequena inclinação principalmente em câmaras que exigem algum tipo de lavagem para escoar a água.

Basicamente o piso é constituído de uma estrutura de concreto que permite um porão ventilado, evitando o contato direto com o solo, seguido por camadas de barreira de vapor (asfalto frio, por exemplo), isolamento e por último a laje de concreto resistente (Figura 116).

Figura 116– Exemplo de construção de piso de câmara fria com estrutura que evita o contato direto com o solo.



Fonte: COSTA, E. C. **Refrigeração**. 3. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1982.

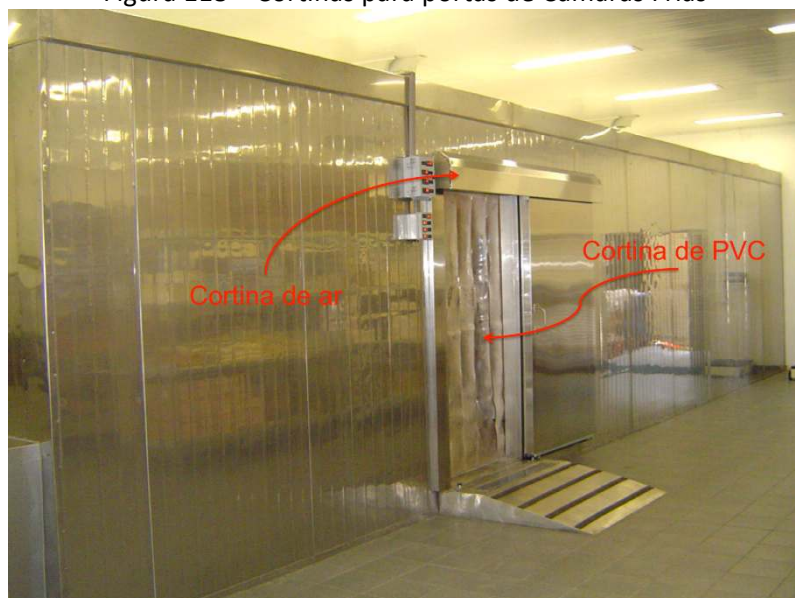
O teto da câmara fria precisa ser protegido contra incidência direta de luz solar, responsável por considerável carga térmica por transmissão, deve ter boa ventilação externa e acesso para instalações de tubulações elétricas, ausência de vigas expostas para evitar cantos que prejudiquem a vedação e isolamento, além de que o emprego de ferragens tem que ser estudado para evitar condução de calor entre a parte interna e externa provocando pontos de condensação.

O teto é constituído basicamente por uma laje de concreto, barreira de vapor, isolante aplicado com toda amarração com arames e grades, tomando o cuidado para evitar a condução de calor por estes materiais. Por fim, o teto recebe um acabamento de reboco para proteger o isolamento (Figura 113).

A iluminação interna deverá ser suficiente apenas para identificação do produto e os pontos de luz terão de ser protegidos adequadamente por meio de globos ou caixas especiais, principalmente em câmaras com temperaturas inferiores a 0 °C.

As portas das câmaras frias serão selecionadas de acordo com o tipo de tráfego e operações. São fabricadas em diversos modelos, movimentadas manual ou eletricamente. Para reduzir a entrada de ar externo pode-se utilizar barreiras como cortinas de ar ou cortinas de lâminas plásticas (Figura 118).

Figura 118 – Cortinas para portas de Câmaras Frias



Fonte: REFRITEC. **Cortinas de Ar**. Disponível em: <<https://wwwhttp://refritec-refrigeracao.com.br/servicos/cortinas-de-ar/> w.indiamart.com/proddetail/clean-room-wall-panel-21414402855.ht>. Acesso em: 28 out. 2019.

A grande maioria das câmaras frias que operam com temperatura abaixo de 0 °C possuem antecâmaras para reduzir a entrada de ar quente e úmido para o interior da câmara. A instalação de antecâmaras depende das condições de operação que são utilizadas, mas o vapor úmido que entra na câmara fria ocasiona excessiva formação de gelo no evaporador, por isso deve ser evitado.

9.3 Passo a passo para um projeto de câmara fria

O projeto de câmara fria deve ser elaborado de tal forma que permita a construção da Câmara e a seleção dos equipamentos que irão constituir a construção, propriamente dita, e o ciclo frigorífico que irá produzir o frio desejado.

O Projeto de câmara fria deve ser constituído de:

- Uma apresentação onde seja feita uma descrição sumária das características e dos objetivos principais do projeto, indicando os planos de instalação e programa de operação. No plano de instalação deve estar claro o porquê da instalação da câmara e para qual produto.
- Um estudo do Mercado que explique onde e porque o local, onde a câmara será instalada, foi escolhido. Deverão ser definidas as áreas geográficas em questão, as características de demanda e estrutura de comercialização.
- A descrição dos produtos a serem armazenados, indicando as características técnicas dos produtos; a vida útil e condições de armazenamento, o tipo de embalagens

(primária, secundária, a forma de paletelização). Esta etapa é a mais importante do projeto já que define a quantidade de produto a ser armazenado e a movimentação do produto (quantas embalagens entram e saem da câmara de quanto em quanto tempo). Nesta fase é importante fazer uma programação de cada item a ser armazenado em um diagrama sincronizado de entrada e expedição dos produtos (o que entra, o que fica e o que sai da câmara em 24h). Estas informações serão detalhadas no final na elaboração da engenharia do projeto.

- Uma descrição do processamento, que implica em uma descrição sumária do processo de obtenção do produto que será armazenado (operações e equipamentos).
- A descrição do Layout (Arranjo Físico) da área total da empresa incluindo a planta do prédio e cortes (Desenho 1) indicando os corredores e o armazenamento do produto dentro da câmara fria; a localização das câmaras frigoríficas e salas de máquinas neste prédio (Desenho 2) e um fluxograma dos circuitos frigoríficos (Desenho 3). Nesta etapa são definidos as dimensões e os desenhos, os quais devem ser feitos em escala.
- A descrição da necessidade de mão-de-obra, como operadores de empilhadeiras e controladores do processo na casa de máquinas.
- A descrição de toda a engenharia para os cálculos envolvidos no levantamento da carga térmica. A carga térmica é que define a capacidade do sistema, por isso seu cálculo deve ser muito cuidadoso. As bases para cálculos do projeto da câmara fria devem envolver as condições do ar externo, do isolamento, do material de construção, das condições internas da câmara e das fontes de calor.
- E para finalizar o projeto, há necessidade de especificar todo o conjunto frigorífico. Separados por câmaras, incluindo os evaporadores, compressores, condensadores, válvulas (expansão e/ou regulação), tubulações e conexões, demais acessórios (visor de líquido, termostato, etc) e portas frigoríficas.

Para que se possa projetar e selecionar os equipamentos frigoríficos, a carga térmica deverá ser calculada e para isso deve-se conhecer:

- As condições do clima, já que interfere diretamente no ganho de calor pelas paredes, teto e piso e também na carga térmica por infiltração. Deve-se conhecer os dados estatísticos de temperatura máxima/média de bulbo seco do mês mais quente, umidade relativa ou temperatura de bulbo úmido do mesmo mês.
- A disponibilidade de água e energia.
- Dados sobre o produto como tipo e quantidade a ser refrigerada ou congelada, temperatura de recebimento e resfriamento, entrada diária na câmara, tipo de

embalagem, características físicas do produto, finalidade do produto (venda direta, distribuição, matéria-prima, etc.) e tipo de movimentação que recebe.

- Descrição da instalação que implica em localização, dimensões, cópia do prédio existente se houver, área disponível para liberdade de planejamento.

Em posse destes dados e antecedendo a descrição da instalação, deve-se determinar a carga térmica que compreende:

1. O cálculo de carga térmica por transmissão, o qual está bastante relacionado ao isolamento térmico. A fórmula para se determinar a carga térmica por transmissão é dada pela equação 36.

$$Q = S \times U \times (T_e - T_i) \times 24h \quad [36]$$

onde S é a área externa da parede (m²); U é o coeficiente global de transferência de calor (Kcal/hm²°C); Te e Ti são as temperaturas externa e interna respectivamente.

Com relação ainda à superfície externa da câmara fria, pode-se corrigir a temperatura com relação à cor da superfície (escura, média e clara) e a orientação (leste, oeste, norte e teto) se estiver exposta ao sol. Esta correção está relacionada ao calor de radiação recebido em cada parede e teto. Se a câmara estiver inserida em um prédio, sem receber raios solares a temperatura da parede externa, mas dentro da fábrica e sem incidência solar direta, será a temperatura de bulbo úmido da região.

O coeficiente global de transferência de calor (U) é dado pela equação 37. É a somatória das resistências térmicas de todos os componentes que formam a parede, piso e teto da câmara fria. O U é calculado para cada parede, piso e teto, mas será o mesmo quando a composição das paredes for iguais.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_e} + \frac{e}{K} + \frac{e_i}{K_i} + \frac{1}{h_i} \quad [37]$$

Neste exemplo do cálculo do U, o he é o coeficiente de película do ar externo; o e é a espessura do tijolo; K é a condutividade térmica do tijolo; ei é a espessura do isolamento; Ki é a condutividade térmica do isolante; hi é o coeficiente de película do ar interno.

O isolamento apresenta como finalidade diminuir a entrada de calor e isolar a área frigorífica. Se a câmara frigorífica não estiver devidamente isolada será necessária uma carga adicional de refrigeração para remover o calor extra que passará pelo isolamento, tendo que circular um volume maior de ar exigindo um ventilador mais potente e uma carga adicional devido a esta potência extra do ventilador. Além disso, o isolante previne a condensação nas superfícies das paredes. Ao se

escolher um isolante deve-se considerar o fator econômico, a resistência a insetos e microrganismos, o risco de fogo, poeira ou vapores indesejáveis, partículas que possam irritar a pele, resistência à decomposição e facilidade de instalação.

A condutividade térmica de alguns materiais empregados como isolante ou mesmo como materiais empregados em embalagens são apresentados na Tabela 33. As propriedades do material responsável em retardar o fluxo de calor é a condutividade térmica e a resistência térmica, sendo que em baixa condutividade térmica ou alta resistência térmica é possível se distinguir um isolante térmico.

Tabela 33 - Condutividade térmica (K), calor específico (C) e difusividade térmica (D) para diferentes materiais e substâncias

Produto	K (Kcal/m.h.°C)	Cp (Kcal/Kg.°C)	D (mm ² /s)
Aço	32,8	0,12	-
Aço inox	13,8	0,12	4,0
Alumínio	180,3	0,22	-
Água líquida	0,52	1,00	-
Vapor d'água	0,02	0,49	-
Gelo (-25°C)	2,09	0,48	-
Ar	0,02	0,24	-
Cobre	332,3	0,09	-
Concreto	0,81	0,16	-
Cortiça granulada	0,04	0,49	-
Dióxido de Carbono (vapor)	0,01	0,18	-
Lata	52,2	0,06	-
Madeira (pinho)	0,13	0,45	-
Nitrogênio (vapor)	0,02	0,25	-
Nylon	0,21	0,41	0,13
Papelão plano	0,12	0,30	-
Papelão corrugado	0,06	0,30	-
Papel encerado	0,19	0,32	-
Poliestireno	0,028	0,29	-
Poliuretano	0,020	0,38	-
Polietileno de alta densidade	0,41	0,55	0,22
Polietileno de baixa densidade	0,28	0,55	0,15
Polipropileno	0,10	0,46	0,07
Politetrafluoretileno	0,22	0,24	0,12
Tijolo	0,62	0,20	-
Vidro	0,95	0,20	0,6

Fonte: AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE.

Thermal properties of foods. In: _____. **1989 ASHRAE handbook: fundamentals**. Atlanta, Ga: ASHRAE, 1989.

1) O cálculo de carga térmica por infiltração se refere à determinação da carga térmica adicional com relação ao ar que entra na câmara cada vez que a porta é aberta. Esta carga pode ser expressa pela relação apresentada na equação 38.

$$Q = \frac{V}{v} \times n \times (h_e - h_i) \quad [38]$$

onde h_e e h_i são as entalpias do ar externo e interno (Kcal/Kg); V é o volume interno da câmara (m^3); v é o volume esperado do ar externo (m^3/Kg); n é o número de trocas de ar por 24 horas.

As propriedades termodinâmicas do ar úmido (externo e interno) são levantados na carta psicrométrica, as Figuras 119 e 120 mostram duas cartas psicrométricas, uma para altas temperatura e a outra para temperaturas baixas.

Existem outro método para calcular a carga térmica de infiltração, nesta estimativa toma-se por base a área livre da porta da câmara fria. De forma geral, a estimativa da carga térmica de infiltração é derivada das equações empíricas.

2) O cálculo de carga térmica do produto refere-se à retirada de calor para reduzir a temperatura até o nível desejado. Para frutas e hortaliças deve-se remover também o calor gerado pelo metabolismo (respiração). A quantidade de calor a ser removida pode ser calculada conhecendo-se, o produto, seu estado inicial, a massa, o calor específico acima e abaixo do congelamento, a temperatura de início de congelamento e o calor latente (Tabela 19). A carga térmica do produto, abrange a somatória das equações 39, 40 e 41 se o produto for resfriado e congelado. No caso de ser somente resfriado, utiliza-se somente a equação 39, sendo que a temperatura final, não será a temperatura do início do congelamento.

O calor removido no resfriamento é:

$$Q_a = m \times C_p \times (T_1 - T_c) \quad [39]$$

O calor removido no congelamento, durante a transição de fase é:

$$Q_c = m \times L \quad [40]$$

O calor removido após o congelamento na redução de temperatura até o valor desejado é:

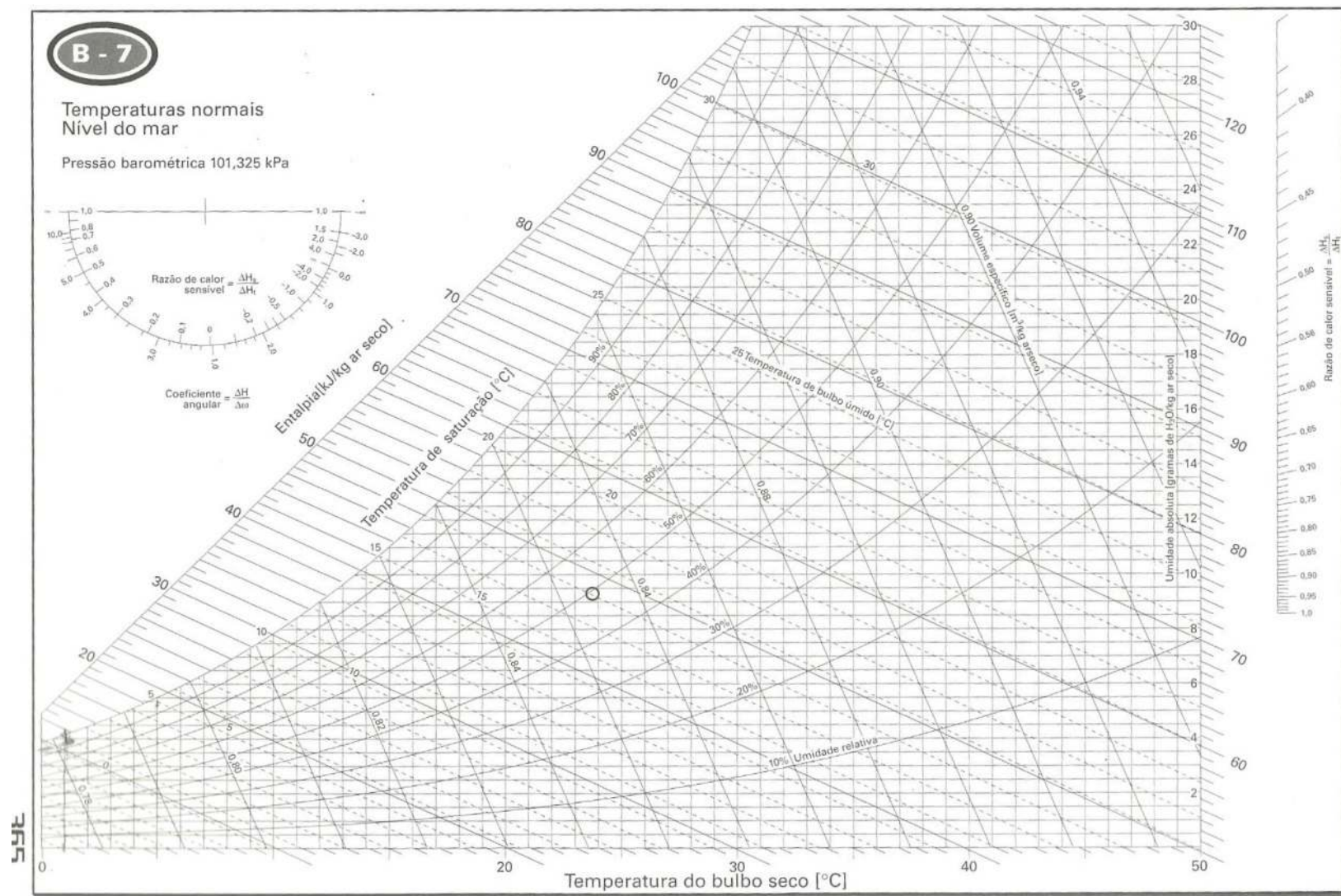
$$Q_d = m \times C_{p^*} \times (T_c - T_f) \quad [41]$$

O calor a ser removido das embalagens é dado pela equação 42, a seguir.

$$Q = m_e \times C_{pe} \times \Delta T \quad [42]$$

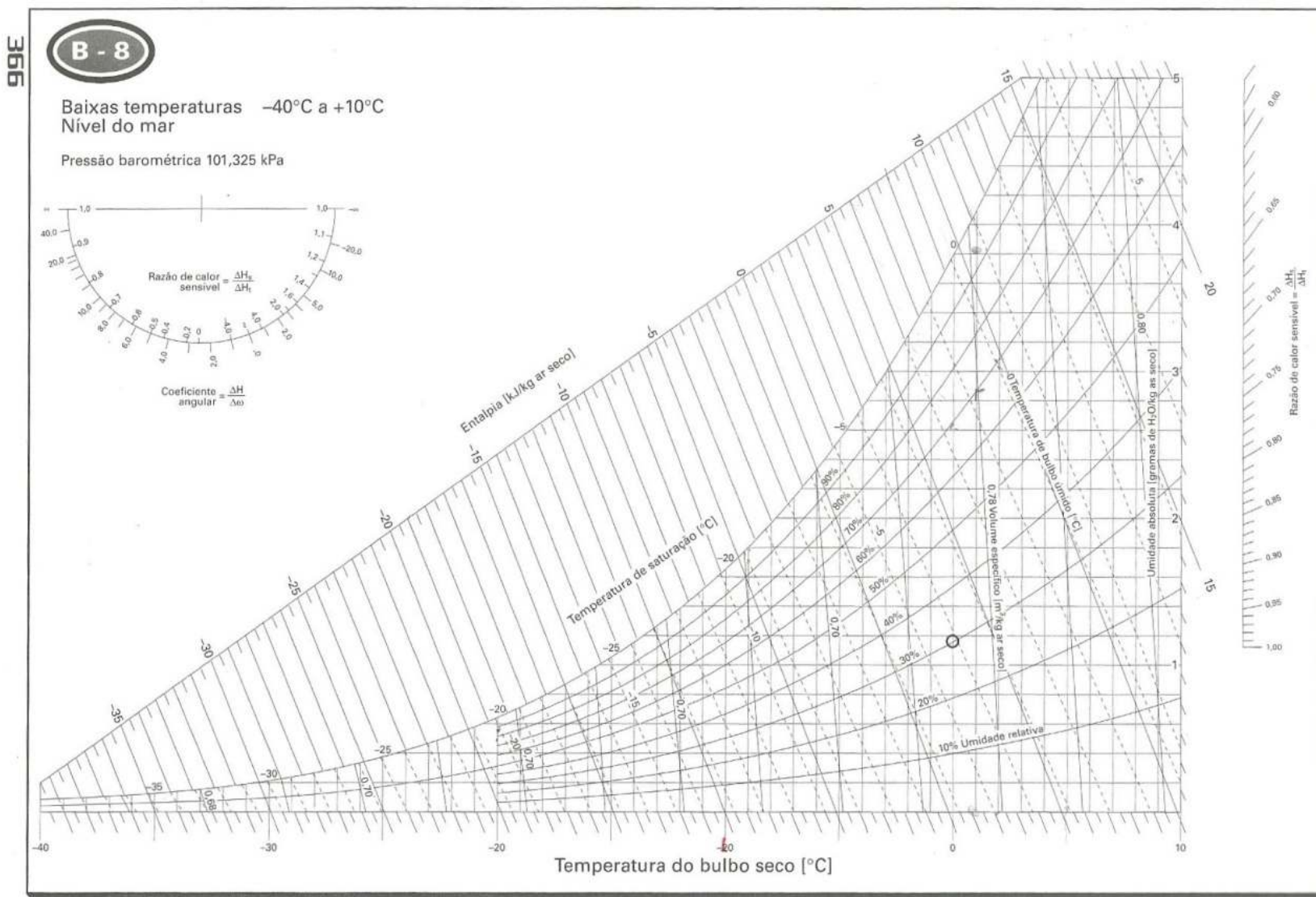
onde, m_e é o peso da embalagem (Kg); C_{pe} é Calor específico da embalagem (0,67 para madeira; 0,45 para o papelão (Kcal/Kg °C); ΔT é a diferença da temperatura de entrada e estocagem do produto (°C).

Figura 119 – Carta psicrométrica em temperaturas normais



Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

Figura 120 – Carta psicrométrica representativo em baixas temperaturas



Fonte: STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

3) O cálculo de carga térmica de outras fontes dissipadas no espaço refrigerado, também conhecida como carga mista, considera a iluminação, as pessoas e motores dentro da câmara fria.

As luzes, o tipo de lâmpada e intensidade de luz resulta em carga térmica apreciável. Quanto maior a intensidade de luz maior a carga térmica. A Tabela 34 mostra o calor dissipado por lâmpada em função do tipo de lâmpada e da sua intensidade. O número ideal de lâmpadas por área do espaço refrigerado deve ser devidamente dimensionado.

Tabela 34 - Calor dissipado (kcal/h) para diferentes tipos de lâmpadas e intensidade luminosa

Intensidade (lux)	Vapor de mercúrio	Fluorescente	Sódio	Incandescente
75	5,0	6,7	2,3	15,3
125	8,3	11,1	3,8	25,4
250	17,0	22,2	7,6	50,7

Fonte: PERSSON, P. O. **Influence of plant design and operation on weight loss in cold storage**. Int. Inst. Refrig., 1970. p. 63-71. (Anexo 1970-3).

Os motores dos ventiladores, motores de empilhadeiras, se instalados dentro do espaço refrigerado devem ser considerados nos cálculos da carga térmica. Cada kW de calor dissipado no espaço refrigerado, representará um pouco mais de calor, a Tabela 35 mostra quantos kW representa 1kW de cada motor quando este estiver dentro do espaço refrigerado.

Tabela 35 - Calor equivalente para motores elétricos (KW/KW)

Motor (KW)	Motor no espaço refrigerado	Motor fora do espaço refrigerado
0,1 a 0,4	1,8	1,0
0,4 a 2,2	1,5	1,0
2,2 a 15,0	1,3	1,0

Fonte: AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. **ASHRAE handbook**: refrigeration systems and applications. Atlanta, Ga: ASHRAE, 1990.

As pessoas também dissipam calor para a câmara frigorífica e isto depende da movimentação, temperatura e roupa, por exemplo. A Tabela 36 mostra o calor dissipado por pessoa, por hora, dentro do espaço refrigerado para diferentes temperaturas.

Tabela 36 - Calor equivalente por pessoa

Temperatura (°C)	Kcal/h
10	180
4	210
-12	300
-24	350

Fonte: AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. **ASHRAE handbook**: refrigeration systems and applications. Atlanta, Ga: ASHRAE, 1990.

4) O cálculo de carga térmica total dentro da câmara fria é a soma das cargas determinadas para cada fonte de dissipação de calor. O quadro geral a seguir (Tabela 37) mostra a somatória das cargas determinadas em cada item anterior e a segurança considerada no projeto.

No quadro geral (Tabela 25) existem dois subtotais antes de chegar no valor final. O primeiro é feito para somar 10 % do valor referente ao motor dos ventiladores acoplados aos evaporadores, neste caso não se deve soma-los à carga mista. A soma do total com este valor irá gerar o segundo subtotal. Neste valor serão somados 10 % do valor do subtotal 1, que implica no valor de segurança do projeto.

10. ESTOCAGEM DE ALIMENTOS – PERDA DE PESO, CONTROLE DE UMIDADE E MANUSEIO

O controle de umidade e perda de peso na estocagem frigorífica deve ser devidamente monitorado para frutas, vegetais e hortaliças *in natura*, principalmente, mas também se monitora em câmaras que armazenam carne ou qualquer outro alimento que não esteja adequadamente protegido pela embalagem e que tenham consideráveis quantidades de umidade em sua constituição.

O objetivo do armazenamento frigorífico de produtos alimentícios é manter sua qualidade e prolongar sua vida de prateleira através da diminuição da temperatura até condições onde as atividades metabólicas (química, bioquímicas e enzimáticas) e microbiológicas sejam minimizadas.

Principalmente para vegetais, a estocagem frigorificada tem sido utilizada, por exemplo, para minimizar as perdas pós-colheita durante as safras, período em que os preços praticados são mínimos e se não houver estrutura adequada de armazenamento, o produtor é obrigado a praticar vendas imediatas, o que acarreta em prejuízos consideráveis visto à alta oferta do produto no mercado.

Para que a qualidade dos produtos armazenados seja mantida e sua vida útil prolongada, uma solução, para alimentos *in natura* é armazenamento frigorífico. As características do produto devem ser estudadas desde as etapas que precedem a estocagem, as desordens fisiológicas e microbiológicas que o armazenamento deverá evitar, além da perda de água durante a estocagem.

As condições de estocagem frigorífica devem ser estudadas especificamente para cada produto e para que sua qualidade seja mantida durante o período de vida útil prolongada, três fatores devem ser considerados:

- A temperatura de estocagem;
- A movimentação do ar;
- A umidade relativa.

Assim, estas três propriedades devem ser especificamente relacionadas com o produto que será armazenado.

Conforme Hsiao et al., 2017, a vida de prateleira e sua qualidade apresentam níveis que variam com o tempo de estocagem. A Figura 121 mostra o perfil de qualidade do produto em função do período de estocagem.

10.1 Produto *versus* Temperatura

A diminuição da temperatura do produto influi diretamente na redução de suas alterações metabólicas (químicas e enzimáticas) além das microbiológicas.

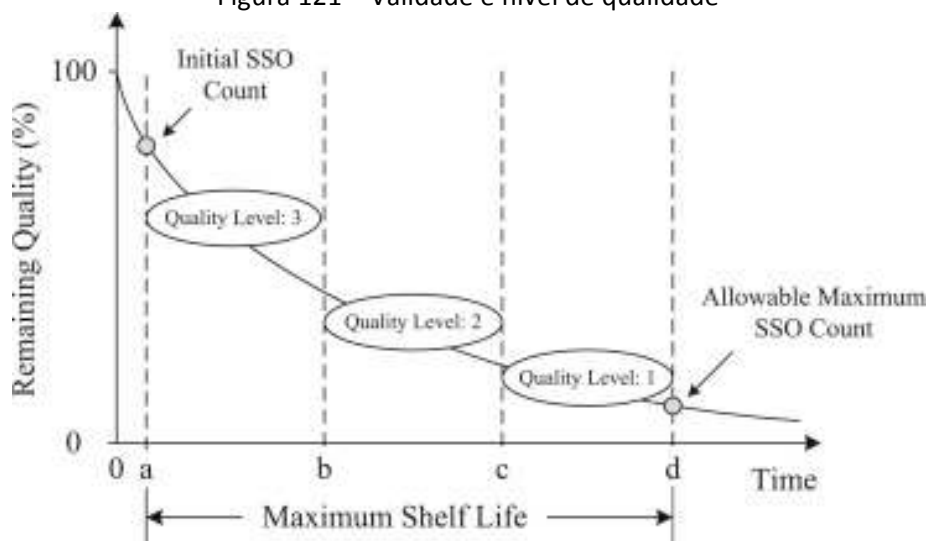
A principal alteração fisiológica de vegetais, frutas e hortaliças é proveniente da respiração. Este procedimento libera calor, água e dióxido de carbono (CO_2) no ambiente. A temperatura do produto aumenta durante este processo fisiológico, tanto que ao se dimensionar uma câmara fria, o calor de respiração deve constituir a carga térmica representada pelo produto.

O aumento da temperatura, que ocorre no produto, devido à respiração, ocasiona aumento na sua pressão de vapor o que contribui com a perda de peso pela saída da água. A redução deste processo de perda de água é feita pela redução da temperatura do ambiente de estocagem.

A diminuição da temperatura irá minimizar as reações enzimáticas envolvidas neste processo, já que estas respostas são aceleradas pelo aumento da temperatura.

Cada produto tem sua temperatura ótima de estocagem, na qual os efeitos que contribuem negativamente para com sua qualidade são minimizados.

Figura 121 – Validade e nível de qualidade



Fonte: HSIAO, Y.-H.; CHEN, M.-C.; CHIN, C.-L. Distribution planning for perishable foods in cold chains with quality concerns: formulation and solution procedure. **Trends In Food Science & Technology**, v. 61, p. 80-93, 2017.

Existem diferentes recomendações de temperatura de estocagem. O Instituto Internacional do Frio (IIF) compila vários estudos científicos em livros que sugerem condições de estocagem para vários alimentos. Algumas recomendações de temperaturas de estocagem

feitas pelo Departamento de Agricultura dos Estados Unidos (USDA) são apresentados na Tabela 37.

Tabela 37 – Recomendação da temperatura de armazenamento de alguns alimentos

Alimento	Tipo ou descrição	Refrigerar (40°F)	Congelar (0°F)
Carne fresca, porco, cordeiro e vitela	Hamburger, ensopado	1-2 dias	3-4 meses
	Costeletas, assados e steaks	3-5 dias	4-12 meses
	Costeletas e pré-recheado	1 dia	Não congela bem
Carne enlatada	Em bolsa, com suco de decapagem	5-7 dias	Drenado 1 mês
Bacon	Bacon	7 dias	1 mês
Presunto	Totalmente cozido em fatias	3-4 dias	1-2 meses
Frango e peru frescos	Pedaços	1-2 dias	9 meses
	Inteiro	1-2 dias	1 ano
Ovo	Com casca	3-5 semanas	Não congela
	Gema e clara	2-4 dias	1 ano
Linguiça crua	Bife, frango, porco e peru	1-2 dias	1-2 meses
Frutos do mar	Peixe	1-2 dias	3-8 meses
Jantar congelado	Mantido congelado	Inseguro após descongelar	3-4 meses
Maionese	Comercial, “refrigerado após aberto”	2 meses	Não congela
Outros	Caldo de carne e molho	3-4 dias	2-3 meses
	Pizza	3-4 dias	1-2 meses
	Sopa e ensopados	3-4 dias	2-3 meses
Saladas	Ovo, frango, presunto, macarrão e atum (preparado em casa)	3-5 dias	Não congela bem

Fonte: UNITED STATES DEPARTMENT OF AGRICULTURE - USDA. **Keep food safe! Food safety basics.** 2016. Disponível em: <https://www.fsis.usda.gov/wps/portal/food-safety-education/get-answers/food-safety-fact-sheets/safe-food-handling/keep-food-safe-food-safety-basics/ct_index>. Acesso em: 05 mar. 2018.

O calor de respiração é o principal causador da perda de peso dos vegetais pós-colheita, assim, logo após a colheita, Tabela 38 e 39, recomenda-se submeter o produto em um rápido resfriamento. A etapa de pré-resfriamento antes da armazenagem frigorífica é importante, pois permite maior tempo de estocagem, já que a redução do calor de respiração pós-colheita evita reações metabólicas que alterariam a qualidade do produto e, contribui com a redução da perda de peso na fase inicial de estocagem.

No pré-resfriamento de produtos vegetais, normalmente adota-se o tempo de meio-resfriamento, o tempo necessário para que a diferença de temperatura entre o produto e o meio (câmara, túnel de ar, água gelada, etc.) seja reduzida pela metade. Na estocagem a manutenção da mesma temperatura em todo ambiente refrigerado também é importante. Pontos mortos na câmara, regiões de má circulação de ar que propiciam aumento da

temperatura, e então ocasionarão maior calor de respiração nos produtos alocados nesta região que sofrerão maior perda de peso e suscetibilidade à proliferação microbológica. Por isso, no armazenamento de vegetais, a circulação de ar deve ser devidamente controlada.

Tabela 38 – Calor de Respiração – Frutas

Frutas	Calor de Respiração (kcal/ton 24h)					
	0 °C	2 °C	5 °C	10 °C	15 °C	20 °C
Abacate	-	-	1227-1840	-	-	4536-21273
Abacaxi maduro	-	-	826-937	1361-1461	1562-1663	1713-1814
Ameixa amarela	358-403	443-484	746-1310	1260-2117	1613-3528	2721-4435
Amora	968-1411	1209-2117	1764-2822	3225-5846	4334-8971	8064-12096
Banana verde	-	-	453-1058	826-2036	1240-2973	1814-3225
Banana madura	-	-	826-1209	1361-2419	1814-3427	2016-5040
Blackberry	962-1402	-	1753-2804	3206-5811	-	8014-12019
Blueberry	122-612	-	553-737	1409-2146	-	3189-5333
Cereja	322-443	363-645	574-957	796-2016	1663-3427	3225-4536
Damasco	322-353	393-554	685-1159	1310-2117	1814-3225	2822-4133
Figo	-	-	675-797	1349-1409	-	3495-5823
Framboesa	978-1915	1108-2419	1713-3427	3024-5846	4536-12096	7056-15120
Grapefruit	101-221	151-262	221-312	383-524	675-887	1058-1159
Groselha	292-423	403-615	494-937	736-1814	1613-3931	2520-6653
Kiwi	155-184	-	368-404	737-804	-	981-1421
Laranja	101-221	131-262	221-393	433-726	756-1159	1401-1431
Limão	121-201	151-272	221-403	353-675	494-978	645-1209
Maçã (precoces)	201-358	292-433	322-655	857-1260	1109-1915	1209-2520
Maçã (tardia)	111-222	222-282	282-433	423-645	574-1209	907-1512
Mamão papaya	-	-	246-368	691	-	-
Manga	-	-	612-1349	-	-	4598-9256
Melancia	-	-	184-246	368-552	-	1043-1533
Melão	280-402	-	450-550	852-952	-	1954-2103
Morango	705-968	836-1310	907-1915	1814-3629	2721-5040	3629-6249
Nóz	50	50	101	201	201	302
Pera (precoces)	161-302	272-544	453-957	605-1310	2117-3326	2419-5544
Pera (tardia)	161-221	222-463	363-1260	484-1159	1713-2621	2016-4536
Pêssego	262-393	363-453	524-847	1310-1915	1814-2721	2923-3780
Uva	101-201	242-353	342-504	494-756	746-1008	1008-1613
Uva vinífera	62-122	-	184-368	490	-	-

Fonte: Bogh-Sorensen, Leif, 2006

Tabela 39 – Calor de Respiração – Hortaliças.

Hortaliças	Calor de Respiração (kcal/ton 24h)					
	0 °C	2°C	5°C	10°C	1°C	20°C
Aipo	301-500	-	651-952	1103-1754	-	2555-3005
Agrião	919-1593	-	2699-3005	5579-7419	-	18514-21332
Alface	655-806	706-907	857-1058	1462-2117	2268-3931	5242-7056
Alcachofra	919-2758	-	1593-3679	3373-6007	-	8275-14285
Alho	454	665	958	1462	2671	3175
Alho poró	736-1109	1210-2318	2671-3175	5695-5947	8719-10029	11290-12298
Aspargo	1201-1352	-	1603-1754	3005-3306	-	6010-7512
Batata	222-544	222-504	252-403	353-454	403-756	504-907
Beterraba	242-403	302-585	655-706	1058-1260	1462-2419	3074-4435
Brócolis	1165-1287	-	1962-2268	4598-5335	-	17043-19426
Cebola	242-403	262-443	323-524	474-706	655-958	958-1210
Cenoura	202-585	454-706	585-806	655-907	1512-2016	1865-2822
Chicória	2218-2772	2772-2974	3830-4234	5191-5796	6854-7862	10685-11491
Cogumelo	2369-2520	2570-2722	3074-3326	5040-5242	9677-10080	12499-13205
Couve de Bruxelas	1008-1411	1159-1613	2016-2822	3476-4738	5191-6149	10181-10786
Couve crespa	958-1310	1209-1411	1562-1814	3226-3780	5393-6098	8064-9072
Couve-flor	500-1301	-	1103-1603	2555-2854	-	6311-8313
Endívia	2203-2754	-	3806-4208	5158-5761	-	10617-11419
Ervilha verde (pó)	1804-2153	-	3206-3907	4108-5510	-	11820-13322
Espinafre	1251-1703	-	2655-4108	4306-6462	-	13021-18531
Fava	402-600	-	1153-1553	2203-3005	-	6660-8115
Feijão Verde	1172-1452	-	2153-2505	3356-4258	-	8163-11921
Milho	1840-3127	-	2636-5088	6376-7356	-	16428-1906
Nabo	368-553	-	581-612	797-1165	-	1471-1533
Pepino	390-421	-	500-701	1053-1251	-	3155-3605
Pimentão	-	-	612	859	-	2699
Rabanete	471-550	-	701-1053	1201-1352	-	2103-2354
Repolho verde	581-832	-	1084-1313	1785-2033	-	2206-2505
Repolho Roxo	471-600	-	952-1053	1452-1703	-	3407-3907
Salsinha	1840-2452	-	3249-4660	5210-10053	-	12014-13794
Tomate verde	-	-	306-490	737-1103	-	1718-2514
Tomate maduro	280-361	-	402-550	651-852	-	1653-2103

Fonte: Bogh-Sorensen, Leif, 2006.

No pré-resfriamento de produtos vegetais, normalmente adota-se o tempo de meio-resfriamento, o tempo necessário para que a diferença de temperatura entre o produto e o meio (câmara, túnel de ar, água gelada, etc.) seja reduzida pela metade. Na estocagem a

manutenção da mesma temperatura em todo ambiente refrigerado também é importante. Pontos mortos na câmara, regiões de má circulação de ar que propiciam aumento da temperatura, e então ocasionarão maior calor de respiração nos produtos alocados nesta região que sofrerão maior perda de peso e suscetibilidade à proliferação microbiológica. Por isso, no armazenamento de vegetais, a circulação de ar deve ser devidamente controlada.

Temperaturas mais baixas do que a ideal poderá causar desordens fisiológicas nos produtos, como por exemplo, a injúria pelo frio. A injúria pelo frio, não torna o vegetal inadequado ao consumo, mas deixa-o com aparência desagradável, como descoloração da casca, escurecimento, manchas e, às vezes pode descaracterizar o sabor e a textura dos vegetais.

10.2 Produto *versus* Circulação de ar

A convecção natural ou forçada do ar dentro de uma câmara de estocagem é necessária para manutenção da temperatura em todo espaço refrigerado, é necessário para a renovação de calor do produto assim como das outras fontes de calor para que seja possível esta manutenção. Assim, é a movimentação do ar que propicia condições homogêneas na câmara frigorífica.

A movimentação de ar, por exemplo, substitui a camada de ar saturado estagnada na superfície do produto, substituindo-a pelo ar da câmara, o qual estará mais frio, acelerando a troca de calor com o produto. Entretanto esta movimentação retira água do produto, já que a camada de ar saturado adjacente ao produto tende a estar constantemente em equilíbrio com o mesmo. Esta substituição é tão mais rápida quanto maior a taxa de circulação de ar, o que aumenta a perda de peso do produto.

As características físicas do produto como forma e tamanho também influenciam nesta perda de peso. Quanto maior a área de superfície de troca térmica do produto em contato com o ar circundante maior será a perda de peso. Estudos de transferência de calor e massa no resfriamento de cenouras mostraram que a perda de peso é maior em cenouras tipo cone quando comparadas às cenouras cilíndricas de maior diâmetro.

A circulação de ar em uma câmara fria não deve ser abordada sem que se conheça sua umidade relativa. Para uma mesma umidade relativa do ar, sabe-se que quanto maior for a taxa ou velocidade de circulação maior será a perda de peso do produto resfriado, mas esta perda é agravada pelas baixas umidades relativas do ar.

Em câmaras de estocagem de vegetais sem embalagens que previna a perda de água, é essencial que a velocidade de circulação do ar seja baixa, mas eficiente e que a umidade relativa seja ideal e mantida em toda câmara fria.

10.3 Produto *versus* Umidade relativa

A umidade reativa do ar influi na perda de peso do alimento (vegetal, carnes, etc.). Se ela é alta menor será a perda de peso sofrida, entretanto alta umidade relativa, dependendo da temperatura, pode ocasionar deterioração nos alimentos, principalmente em vegetais, cuja temperatura de estocagem é relativamente alta.

Para UR de 75 % a proliferação de microrganismos é lenta, mas a perda de peso é grande, enquanto que entre 95 a 99 % as perdas de peso são pequenas, mas a proliferação de microrganismos só poderá ser mantida dentro de limites toleráveis para temperaturas inferiores a 0 °C. De maneira geral a umidade relativa poderá ser mais alta (para evitar perda de peso) quanto mais baixa for a temperatura (para evitar a proliferação de microrganismos).

Considerando que a água está contida nos espaços intercelulares de vegetais, carnes, e outros alimentos, pode-se dizer que a atmosfera interna está saturada. A pressão de vapor do produto será função da sua temperatura. Entretanto a pressão de vapor do ar no espaço refrigerado é função da sua temperatura e umidade relativa. Quanto maior a diferença entre a pressão de vapor do ar e do produto maior será sua perda de peso já que maior será a volatilidade da água contida no produto para o espaço refrigerado. Considerando que a temperatura do ar e do produto sejam a mesma em uma câmara fria de estocagem, a diferença entre a umidade relativa será o fator limitante.

Em uma câmara fria, o evaporador é o trocador de calor responsável pelo resfriamento do ar. O refrigerante líquido é expandido no evaporador (expansão direta) e o ar que circula através das serpentinas é o agente que irá propiciar a troca térmica entre o ambiente e o produto. No resfriamento do ar, deve-se conhecer a relação ar/vapor d'água que irá passar pela serpentina para se conhecer o efeito da umidade relativa e taxa de circulação de ar sobre o produto estocado. A principal ferramenta para análise das propriedades do ar é a carta psicrométrica (Figuras 119 e 120).

Como exemplo, se a vazão do ar que entra através da serpentina em um evaporador for de 2,2 m³/s com temperatura de 4 °C e 90 % UR e, ao sair sua temperatura estiver a -0,5 °C e 98 % UR, qual será a taxa de remoção de água do ar?

Na carta psicrométrica (Figura 119) Ar a 4 °C e 90 % UR possui um volume específico aproximado de $v = 0,79 \text{ m}^3/\text{kg}$ e uma entalpia (h_e) de 15,3 kJ/kg de ar seco. Com estes dados e

os valores da entalpia do ar de saída com $-0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e 98 % UR é possível determinar a capacidade de refrigeração da serpentina (a troca de calor) e a taxa de remoção de água do ar.

$$\dot{m}[\text{kg/s}] = \frac{2,2}{0,79} = 2,78 [\text{kg/s}]$$

$$q \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right] = \dot{m} (h_s - h_e) = 2,78 (10,2 - 15,3) = -14,2 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right]$$

A taxa de remoção de água do ar é dada pela diferença dos valores de umidades absolutas lidas na carta psicrométrica (Figura W), assim, U_{abs} do ar de entrada ($4\text{ }^{\circ}\text{C}$ e 90 % UR) é de 4,6 g $\text{H}_2\text{O}/\text{kg}$ de ar seco e a U_{abs} do ar de saída ($-0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e 98 % UR) é mais baixa 3,85 g $\text{H}_2\text{O}/\text{kg}$ de ar seco, a diferença entre as umidades absolutas resulta em 0,75 g $\text{H}_2\text{O}/\text{kg}$ de ar seco. Multiplicando este valor pela vazão mássica, têm-se:

$$\text{Taxa de remoção de água} \left[\frac{\text{gH}_2\text{O}}{\text{s}} \right] = \dot{m} \times (U_{\text{abs}e} - U_{\text{abs}s}) = 2,78 \times 0,75 = 2,1 \left[\frac{\text{gH}_2\text{O}}{\text{s}} \right]$$

Observe na situação exemplificada que a perda de água no ambiente é significativa devido à variação da umidade relativa do ar com a queda da temperatura. Entretanto a taxa de remoção de água pode ser diminuída se a vazão de ar for menor. Esta relação entre vazão ou taxa de circulação de ar deve ser estudado considerando ainda o tipo de produto já que alguns vegetais, por exemplo, possuem estrutura superficial que protege a perda de peso e consequentemente sua desidratação, como por exemplo, a maçã, cuja camada de cera pode funcionar como barreira à perda de água.

Em particular para vegetais, dependendo do tamanho da câmara a convecção do ar poderá ser natural pela diferença de temperatura entre o ambiente e o evaporador instalado no alto da câmara ou com baixas velocidades de ar quando a convecção for forçada.

A Tabela 40 mostra o tempo de vida útil para uma determinada temperatura e UR para alguns vegetais.

Especificamente para câmaras de resfriamento de vegetais o ar pode ser umidificado com o objetivo de minimizar a remoção de água dos alimentos. Existem duas formas principais:

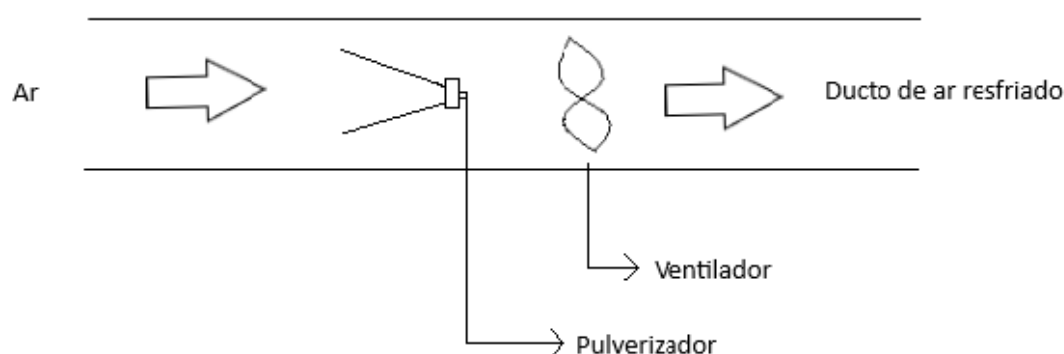
- Injeção de vapor, processo isotérmico não provoca alteração na temperatura de bulbo seco do ar.
- Pulverização de água, processo adiabático que pulveriza a água no ambiente, dispersa em pequenas gotas que evaporam em seguida (Figura 122).

Tabela 40 – Temperaturas e umidade relativa (UR) recomendadas para armazenamento comercial e o tempo de conservação para algumas frutas e hortaliças

Produto	Vida útil (dias)	Temperatura (°C)	UR (%)
Abacaxi	14-28	10-14	85-90
Banana	7-35	12-14	90-95
Goiaba	14-21	10-12	85-90
Laranja	21-56	4.4-7.2	85-90
Manga	14-25	8-12	85-90
Mamão	7-21	7-12	85-0
Uva	56-180	1.1-2.2	90-95
Brócolis	7-15	0.0-2.0	90-98
Alface	7-15	0.0-2.0	90-98
Cenoura	7-15	0.0-2.0	90-98
Alho porró	7-15	0.0-2.0	90-98

Fonte: Adaptado de CHITARRA, M. I. F.; CHITARRA, A. B. **Pós-colheita de frutos e hortaliças**. Lavras: ESALQ/FAEPE, 1990.

Figura 122 – Injeção de vapor por pulverização de água



A umidade relativa em uma câmara também pode ser controlada sem a presença de umidificadores. Por exemplo, com controladores de temperatura (termopares) no interior da câmara podem controlar o acionamento ou desligar os evaporadores em condições na qual a umidade relativa aumente ou diminua, aumentando a temperatura na superfície do evaporador o efeito de secagem do ar será menor, assim a umidade relativa no ambiente permanecerá.

Ainda, para evitar perda de água nos alimentos *in natura* ou processados, tanto no armazenamento resfriado como congelado, quando possível deve-se embalá-los.

As embalagens primárias evitam o contato direto do ar que circula na câmara com o alimento, evitando a perda de água e consequentemente o ressecamento da superfície como vegetais, frutos, carnes ou mesmo alimentos que possuem amido na composição podem sofrer retrogradação.

Quando acondicionados em embalagens primárias e secundárias e ainda paleteizados, além de reduzir consideravelmente a perda de peso, a movimentação dos produtos na câmara será facilitada.

A embalagem adequada ainda protege os alimentos de danos mecânicos que poderão ocorrer no manuseio, de forma geral o papel da embalagem na conservação do produto resfriado ou congelado é:

- Conservar as qualidades físicas e sanitárias;
- Evitar o ressecamento do alimento devida á desidratação;
- Padronizar de maneira a facilitar o manuseio, movimentação e transporte.

Ainda, se o produto embalado for paleteizado o tempo de alocação na câmara fria, carregamento e descarregamento será reduzido, além de permitir maior controle dos lotes facilitando a logística.

A diminuição do tempo de carregamento e descarregamento para transporte de produtos refrigerados é um fator importante a ser considerado no cálculo de carga térmica, pois a agilidade nesta movimentação irá reduzir o calor proveniente da infiltração de ar na câmara.

Algumas considerações devem ser feitas ainda pra embalagens acondicionadas em paletes, tais como mencionado anteriormente:

- Prever corredores para o deslocamento de empilhadeiras em câmaras frias ($\approx 2,5\text{m}$);
- Indicar no piso da câmara as vias de circulação das empilhadeiras e os espaços onde serão alocados os paletes ou caixas contendo o produto;
- Prever espaçamento adequado entre os paletes ou caixas e entre eles e a parede.

REFERÊNCIAS

ABTTC. **Tipos de pallets**. Disponível em: <<https://www.abttc.org.br/downloads/tipos-de-pallets.pdf>>. Acesso em: 28 out. 2019.

AGRIMAC. **Os tipos existentes de paletes**. Disponível em: <<https://www.lemaqui.com.br/news/OS-TIPOS-EXISTENTES-DE-PALETES-----24>>. Acesso em: 28 out. 2019.

ALMEIDA, Tamires. **O que é uma empilhadeira?** 2016. Disponível em: <<https://industriahoje.com.br/o-que-e-uma-empilhadeira>>. Acesso em: 28 out. 2019.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. **ASHRAE handbook**: refrigeration systems and applications. Atlanta, Ga: ASHRAE, 1990.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS – ASHRAE. Thermal properties of foods. In: _____. **1989 ASHRAE handbook**: fundamentals. Atlanta, Ga: ASHRAE, 1989. cap. 30.

AROTUBI Componentes. **Evaporadores tubo-chapa para freezer vertical**. Disponível em: <<http://www.arotubi.com.br/arotubicomponentes.htm>>. Acesso em: 05 mar. 2018.

ASHRAE. **Fundamentals Handbook**. Cap. 30, Thermal Properties of Foods, Am. Soc. Heat., Refrig. and Air-Cond. Eng., Inc., USA. 1989.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS - ABNT. **NBR 16401**: Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários - Parte 1: Projetos das instalações. Rio de Janeiro: ABNT, 2008. 60 p.

ASHRAE. **“Refrigeration” Handbook**. Am. Soc. Heat. Refrig. Air Cond. Eng., Atlanta, USA. 1982.

BAFFLES Cooling Systems. **Tamilnadu**. Disponível em: <<http://www.bcsind.com/>>. Acesso em: 19 mar. 2018.

BAJARD, S. et al. The particular behaviour of *Listeria monocytogenes* under sub-optimal conditions. **International Journal of Food Microbiology**, Amsterdam, v. 29, n. 2-3, p. 201-211, 1996.

BERG, J. M.; TYMOCZKO, J. L.; STRYER, L. **Bioquímica**. 6. ed. Rio de Janeiro: Guanabara Koogan, 2012.

BERNIE'S EQUIPMENT. **Dock Equipment**. Disponível em: <https://www.berniesequipment.com/dock_equipment.html>. Acesso em: 22 out. 2019

BITZER. Disponível em: <<https://www.bitzer.de/br/pt/>>. Acesso em: 06 mar. 2018.

BØGH-SØRENSEN, L. (Ed.). **Recommendations for the processing and handling of frozen foods**. 4th ed. Paris: IIR/IIF, 2006a.

BRAMSES, F. Quality and stability of frozen seafood. In: VAN ARSDEL, W. B.; COPLEY, M. J.; OLSON, R. T. (Ed.). **Quality and stability in frozen foods**. New York, USA: John Wiley & Sons, 1969.

CABINPLANT. Disponível em: < <https://www.cabinplant.com/solutions/baudelot-chiller/>>. Acesso em: 24 jan 2019.

CANO-MUÑOZ, G. **Manual on meat cold store operation and management**. Rome: FAO, 1991. (FAO Animal production and health paper, 92).

CHAGAS, J.A.C. **Projeto e construção de câmaras frigoríficas**. Joinville: YORK Refrigeration, [200?]. 14p.

CHAVES, K. C. B.; MARQUES, L. G.; FREIRE, J. T. Determinação das curvas de congelamento em freezer convencional e nitrogênio líquido da pimenta “dedo-de-moça”. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA QUÍMICA EM INICIAÇÃO científica, 8., Uberlândia, 2009. **Anais eletrônicos...** Uberlândia, 2009. Disponível em: <<http://www.cobeqic2009.feq.ufu.br/uploads/media/94616221.pdf>>. Acesso em: 10 maio 2018.

CHITARRA, M. I. F.; CHITARRA, A. B. **Pós-colheita de frutos e hortaliças**. Lavras: ESALQ/FAEPE, 1990.

COILMASTER. Disponível em: <<http://coilmastercorp.com/coil-capabilities-overview/evaporator-coils/#>>. Acesso em :24 jan 2019.

COLLA, L. M.; PRENTICE-HERNÁNDEZ, C. Congelamento e Descongelação - Sua influência sobre os alimentos. **Vetor**, Rio Grande, n. 3, p. 53-66, 2003. Disponível em:<http://www.repositorio.furg.br/bitstream/handle/1/6803/428-742-1-PB.pdf?sequence=1>. Acesso em: 18 maio 2020.

COSTA, E. C. **Refrigeração**. 3. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1982.

DANFOSS. **Catálogo para Seleção e Aplicação de Unidades Condensadoras**: 60 Hz, R-22/ R-134A/ R-404A/ R-507/ R-402B(HP81). São Paulo: Danfoss do Brasil, 2004.

DANFOSS. Disponível em: <<http://products.danfoss.com.br/home/#/>>. Acesso em: 06 mar. 2018.

DECSA. Disponível em: <<https://www.decsasrl.com/pt/CFR-A>>. Acesso em: 06 mar. 2018.

DOSSAT, R. J. **Princípios de refrigeração**: teoria, prática, exemplos, problemas, soluções. São Paulo: Hemus, 2004.

DOSSAT, R. J.; HORAN, T. J. **Principles of refrigeration**. 5th ed. New Jersey: Prentice Hall, 2002.

EKRO. **Sistemas armazenagem**. Disponível em: <<http://www.porta-palete.net/index.html>>. Acesso em: 13 mar. 2018.

ELANG ®. Disponível em: <<http://www.elangcompressor.com/oilfree/>>. Acesso em: 15 maio 2019.

RMS. Disponível em: <<https://rotatingmachinery.com/ac-compressor-centrifugal-compressors/>>. Acesso em: 15 maio 2019

ELETROBRÁS. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial**. Rio de Janeiro, 2005. Disponível em: <<https://static-cms-si.s3.amazonaws.com/media/uploads/arquivos/LivroRefrigeracao.pdf>>. Acesso em: 19 mar. 2018.

ELGIN. Disponível em: <<http://www.elgin.com.br/institucional/index.php>>. Acesso em: 06 mar. 2018.

EMERGENT COILS. Disponível em: <<https://emergentcoils.com/blogs/news/tagged/chilled-water-coils>>. Acesso em: 01 março 2019.

EVAPCO. **Condensador Evaporativo cATC**. Disponível em :< <https://www.evapco.com.br/pt-br/products/condensers/condensador-evaporativo-catc>>. Acesso em: 31 out.2019.

EVAPCO. **Condensador Evaporativo SCA**. Disponível em: <<https://www.evapco.com.br/en/products/condensers/condensador-evaporativo-sca>>. Acesso em: 04 jul. 2019.

FEDERAÇÃO DAS INDÚSTRIAS DO ESTADO DE SÃO PAULO (FIESP). SERVIÇO NACIONAL DE APRENDIZAGEM INDUSTRIAL (SENAI). ESCOLA SENAI “LUIZ SIMON”. METALÚRGICA IPÊ LTDA. (MPEL). **Manual para seleção, instalação, uso e manutenção de válvulas de bronze**. Disponível em: <<https://docplayer.com.br/911240-Manual-para-selecao-instalacao-uso-e-manutencao-de-valvulas-de-bronze.html>>. Acesso em: 05 ago. 2019.

FELLOWS, P.J.. **Tecnologia do Processamento de Alimentos: Princípios e Prática**. 2. ed. Porto Alegre: Artmed, 2006.

FIC FRIO. **Condensador**. Disponível em: <<https://ficfrio.com.br/index.php?pgid=3&id=76>>. Acesso em 31 out.2019.

FONSECA, C. R. et al. Qualidade do leite de cabra in natura e do produto pasteurizado armazenados por diferentes períodos. **Ciência e Tecnologia de Alimentos**, Campinas, v. 26, n. 4, p. 944-949, 2006.

FORREST, J. C. et al. **Fundamentos de ciencia de la carne**. Zaragoza: Acribia, 1979.

FRITZ. Disponível em: <<http://fritzordenhadeiras.com.br/produtos/resfriadores-de-leite/plurinox-prv-resfriadores-de-leite-verticais/>>. Acesso em: 01 março 2019.

GFRIO. Disponível em:< <https://www.gfrio.com.br/>> Acesso em: 09 jan. 2019.

HANSON, H. L.; FLETCHER, L. R.; LINEWARE, H. Time-temperature tolerance of frozen foods. XVII. Frozen fried chicken. **Food Technology**, Chicago, v. 13, n. 4, p.221-224, 1959.

HOW TO EFFECTIVELY SELL VRF TECHNOLOGY. Estados Unidos da América: The News, 24 nov. 2014. Disponível em: <<https://www.achrnews.com/articles/128148-how-to-effectively-sell-vrf-technology>>. Acesso em: 04 jul. 2019.

HPM, Heating & Plumbing. **Check valves and non-return valves**. Disponível em: <<https://www.hpmmag.com/training-and-technical/check-valves-and-non-return-valves>>. Acesso em: 05 ago. 2019.

HSIAO, Y.-H.; CHEN, M.-C.; CHIN, C.-L. Distribution planning for perishable foods in cold chains with quality concerns: formulation and solution procedure. **Trends In Food Science & Technology**, v. 61, p. 80-93, 2017.

IIR. **Recomendations for the processing and handling frozen fruits**. International Institute of Refrigeration. 4th ed. Paris, France. 2006b.

INCROPERA, Frank P. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

INDIAMART. **Clean room wall panel**. Disponível em: <<https://www.indiamart.com/proddetail/clean-room-wall-panel-21414402855.ht>>. Acesso em: 01 nov. 2019.

INDUSTRIAL, Longa. **Câmara fria: entenda como funciona e quais os cuidados principais na sua utilização**. 2019. Disponível em: <<https://blog.longa.com.br/camara-fria/>>. Acesso em: 22 out. 2019.

ISOVAL. São Paulo. Disponível em: <<http://www.isoval.com.br/>>. Acesso em: 07 mar. 2018.

MACHADO, G. A. P. Cálculo de carga térmica para climatização. **Fic Frio**, São Carlos, n. 91, p. 4-7, Jan./Fev./Mar. 2015. Disponível em: <http://www.ficfrio.com.br/arquivado/revistas/imagem/ID1_FIC_FRIO_91preview.pdf>. Acesso em: 02 mar. 2018.

MAN Diesel & Turbo Brasil. Disponível em: <<https://brazil.mandieselturbo.com/>>. Acesso em: 06 mar. 2018.

MAZE. Disponível em: <<http://www.maze.ind.br/trocador-calor-casco-tubo>>. Acesso em: 01 março 2019.

MECALUX. **Estantes para paletização compacta: Armazenagem por acumulação: grande aproveitamento do espaço disponível**. Barueri; SP: Mecalux, [2019] (Apostila).

OLSON, R. L.; DIETRICH, W. C. Quality and stability of frozen vegetables. In: ARSDEL, W. B. (Ed.). **Quality stability of frozen foods**. New York: John Wiley, 1969.

PERSSON, P. O. **Influence of plant design and operation or weight loss in cold storage**. Int. Inst. Refrig., 1970. p. 63-71. (Anexo 1970-3).

POLO. Disponível em: <<http://www.polo.ufsc.br/projetos/evaporadores-tubo-aleta.html>>. Acesso em: 11 dez. 2018.

PROPLAST. **Pallet Plástico Vazado**. Disponível em: <<https://proplast.com.br/pallet-plastico-vazado/>>. Acesso em: 22 out. 2019.

REDIRACK LIMITED. **Principles of Pallet Storage Design: A Guide To Pallet Storage Design In The Context Of Industrial Storage And Materials Handling**. Mexborough: Redirack Limited, [2019] (Guia).

REFRIGERACIÓN ZELSIO. Disponível em: <<http://www.refrigeracionzelsio.es/>>. Acesso em: 06 mar. 2018.

REFRIGERATION, Fundamental. **Refrigerant Metering**. 2018. Disponível em: <<http://www.fundamentalrefrigeration.com/tips--stuff/refrigerant-metering>>. Acesso em: 05 ago. 2019.

REFRIO. 2015. Disponível em: <www.refrio.com>. Acesso em: 05 mar. 2018.

REFRIO. **Condensadores a ar**. Disponível em: <<http://www.refrio.com/condensadores-a-ar>>. Acesso em: 04 jul. 2019.

REFRITEC. **Cortinas de Ar**. Disponível em: <<https://www.refritec-refrigeracao.com.br/servicos/cortinas-de-ar/> w.indiamart.com/proddetail/clean-room-wall-panel-21414402855.ht>. Acesso em: 28 out. 2019.

RÉMY, J. Modern freezing facilities. **International Journal of Refrigeration**, Paris, v. 10, n. 3, p. 165-174, May. 1987.

RIBEIRO, E. P.; SETAVALLI, E. A. G. **Química dos alimentos**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2007.

RODITEC. Disponível em: <<https://www.roditec.com.br/>>. Acesso em: 13 mar. 2018.

RUIXEU Refrigeration. Disponível em: <www.rxzl.com>. Acesso em 19 mar. 2018.

SEBRAS. **Saiba como aumentar o isolamento térmico em câmaras frigoríficas**. 2017. Disponível em: <<https://sebras.com.br/isolamento-termico-camaras-frigorificas/>>. Acesso em: 22 out. 2019.

SILVA, Jesué Graciano da. **Introdução à tecnologia da refrigeração e da climatização**. São Paulo: Artliber, 2003.

SILVA, M. L. **Luz, lâmpadas e iluminação**. Rio de Janeiro: Ciência Moderna, 2004.

SOLUTIONS CONTROLE. Disponível em: <<http://solutioncontroles.com.br/produtos/trocador-de-calor-tubo-anelado/>>. Acesso em: 01 março 2019.

SUPPLY, Plumbing. **Common Plumbing Valve Types**. Disponível em: <<https://www.plumbingsupply.com/common-plumbing-valve-types.html>>. Acesso em: 05 ago. 2019.

STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

TERBA. Disponível em: <<http://www.terba.com.br/>>. Acesso em: 13 mar. 2018.

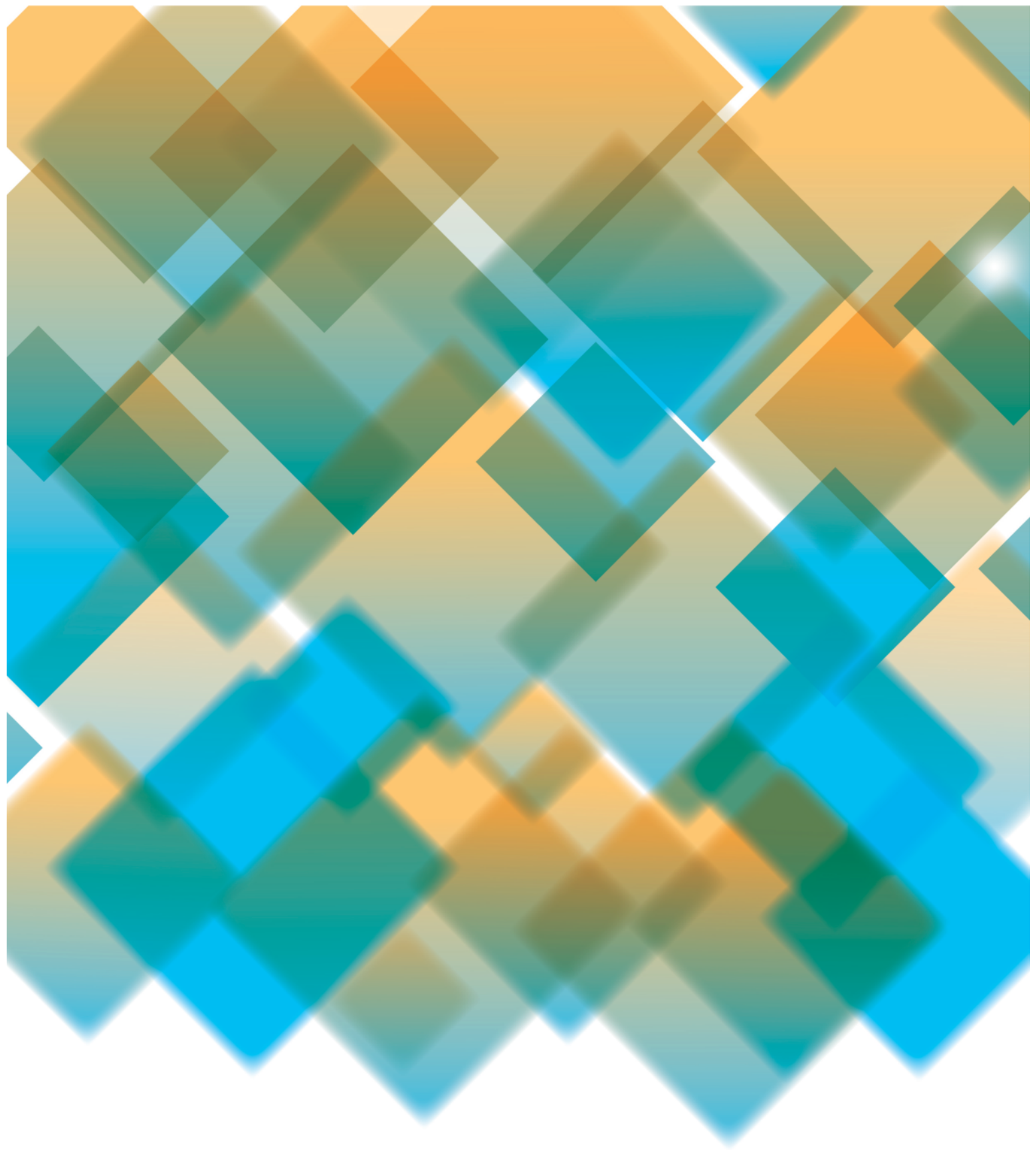
TOYOTA Material Handling Mercosur Ltda. Disponível em:
<<http://www.toyotaempilhadeiras.com.br/>>. Acesso em: 13 mar. 2018.

TPS TURBOMACHINERY. Disponível em:
<https://oaktrust.library.tamu.edu/bitstream/handle/1969.1/159808/04_Williams.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. Acesso em: 08 maio 2019.

UNITED STATES DEPARTMENT OF AGRICULTURE - USDA. **Keep food safe! Food safety basics.** 2016. Disponível em: <https://www.fsis.usda.gov/wps/portal/fsis/topics/food-safety-education/get-answers/food-safety-fact-sheets/safe-food-handling/keep-food-safe-food-safety-basics/ct_index>. Acesso em: 05 mar. 2018.

VARGAS, Rodrigo. **Comércio Exterior.** Disponível em: <<https://gestaoindustrial.com/comercio-exterior/>>. Acesso em: 28 out. 2019.

YATAGGHENE, Mourad; LEGRAND, Jack. **A 3D-CFD model thermal analysis within a scraped surfasse heat exchanger.** Elsevier: Computers & Fluids, v.71, p. 380-399, 30 jan. 2013.



ISBN 978-65-87023-02-1 (e-book)