

Relatório de Avaliação de Estágio

- Refrigeração Industrial -



**Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais – CEFET-
MG**

General Mills do Brasil Ltda.

Miquéias Carlos Rodrigues Alves – Eletromecânica – ELM-2NA

FOLHA DE ASSINATURAS

ENILCE SANTOS EUFRÁSIO
ORIENTADORA DE ESTÁGIO – CEFET-MG

RODRIGO DE MELO SILVA
SUPERVISOR DE ESTÁGIO
GENERAL MILLS DO BRASIL LTDA.

MIQUÉIAS CARLOS RODRIGUES ALVES
ESTAGIÁRIO ELETROMECAÂNICO



SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO:.....	8
2.	CONCEITOS BÁSICOS:.....	9
3.	CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	9
3.1	Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor	10
3.2	Ciclo real de compressão de vapor	11
4	SISTEMAS MULTIPRESSÃO.....	13
4.1	Vantagens do sistema multipressão	14
4.2	Ciclos de compressão de vapor multipressão	16
5	ALGUNS EXEMPLOS DE SISTEMAS FRIGORÍFICOS ...	19
6	SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO.....	23
6.1	Componentes dos Sistemas de Refrigeração	23
6.1.1	Separador de líquido	23
6.1.2	Separador-resfriador de líquido	24
6.1.3	Resfriamento entre estágios	25
6.1.4	Compressores.....	26
6.1.4.1	Compressores alternativos	27
6.1.4.2	Compressor parafuso	30
6.1.4.3	Compressor de palhetas	33
6.1.4.4	Compressores centrífugos.....	34
A.	Controle de capacidade.....	36
6.1.4.5	Compressores Scroll	36
A.	Princípio de funcionamento.....	37
6.1.5	Condensadores	39
6.1.5.1	Características dos condensadores.....	40

A.	Condensadores resfriados a Ar.	40
B.	Condensadores resfriados a água.....	41
C.	Condensador duplo tubo	41
D.	Condensador carcaça e serpentina (Shell and Coil)	42
E.	Condensador carcaça e tubo (Shell and tube).....	43
F.	Condensador de placa	44
G.	Condensadores evaporativos	44
6.1.5.2	Comparação entre os tipos de condensadores	45
6.1.6	Reservatórios de Líquidos	46
6.1.7	Evaporadores	48
6.1.7.1	Evaporador seco (ou de expansão direta)	48
6.1.7.2	Evaporadores inundados	49
6.1.8	Fluido Refrigerante	50
7	CONCLUSÃO	61
8	BIBLIOGRAFIA	62

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.01 - Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor	12
Figura 1.02 - Diferenças entre o ciclo teórico e o ciclo real de refrigeração.....	13
Figura 1.03 - Sistema multipressão de refrigerante: amônia.....	15
Figura 1.04 - Comparação entre compressão em estágio único e dois estágios	16
Figura 1.05 - Esquema de um sistema multipressão com separador de líquido e trocador de calor economizador.	17
Figura 1.06 - Esquema de um sistema multipressão com separador-resfriador de líquido e trocador de calor economizador.	17
Figura 1.07 - Esquema de um sistema multipressão típico para utilização com R22.	18
Figura 1.08 – Sistema frigorífico típico de supermercados (Multiplex).....	19
Figura 1.09 - Compressores em paralelo - equalização de óleo	21
Figura 1.10 - Sistema frigorífico típico de expansão indireta	22
Figura 1.11 - Sistema frigorífico para baixas temperaturas.....	22
Figura 1.12 - Esquema de um separador de líquido	24
Figura 1.13 - Esquema de um separador de líquido e resfriador (separador-resfriador).	25
Figura 2.01 - Princípio de funcionamento de um compressor alternativo	28
Figura: 2.02 - Compressor alternativo Aberto – Sabroe 12/100	29
Figura 2.03 - Rotores de um compressor parafuso e corte transversal.....	31

Figura 2.04 - Compressor parafuso Frick RWB-II 301,8 kW. (Mod. TDSH 233S 2334E). (-10/+35°C)	31
Figura 2.05 - Eficiência de compressão de compressores parafuso para diversas razões entre volumes em função da razão de pressão	32
Figura 2.06 - Compressor de palheta simples.....	33
Figura 2.07 - Compressores de múltiplas palhetas	34
Figura 2.08 - Desenho esquemático de um compressor centrífugo...	35
Figura 2.09 - Desempenho de um compressor centrífugo.....	36
Figura 2.10 - Compressor Scroll em corte.....	38
Figura 2.11 - Espirais do compressor Scroll.	38
Figura 2.12 - Sucção e descarga nas espirais.....	38
Figura 2.13 - Processo de compressão em um compressor Scroll.....	39
Figura 2.14 – Condensador de duplo tubo.....	42
Figura 2.15 - Carcaça e serpentina (shell and coil)	43
Figura 2.16 - Condensador carcaça e tubo (shell and tube).....	43
Figura 2.17 - Condensador de placas	44
Figura 2.18 - Condensador evaporativo	45
Figura 2.19 - Temperaturas de condensação típicas.....	47
Figura 2.20 - Evaporadores de expansão direta.....	48
Figura 2.21 - Evaporador inundado com recirculação de líquido (por bomba).....	50

LISTA DE TABELAS

TABELA 1.0 - COMPARAÇÃO ENTRE OS SISTEMAS EM PARALELO E OS SISTEMAS CONVENCIONAIS INDIVIDUAIS.....	20
TABELA 2.0 - TAXAS DE RECIRCULAÇÃO TÍPICAS	50
TABELA 3.0 - RESUMO DAS DATAS PREVISTAS PARA A PROIBIÇÃO DOS CFCS.....	53
TABELA 3.1 - RELAÇÃO DE ALGUNS REFRIGERANTES, SUA DESIGNAÇÃO NOME E COMPOSIÇÃO QUÍMICA.	58
TABELA 3.2 – PROPRIEDADES FÍSICAS DE DIVERSOS REFRIGERANTES.....	60

1. INTRODUÇÃO:

A utilização dos sistemas de refrigeração é indispensável. Como conseqüência, também é indispensável o uso da energia elétrica para o acionamento dos motores e outros equipamentos associados a esses sistemas. Assim, se não é possível evitar a degradação ambiental pela exploração irracional dos recursos naturais, uma importante contribuição nesse contexto consiste em reduzir ao máximo o uso irracional da energia. Se não pela consciência ambiental da necessidade de deixar para as futuras gerações um planeta em melhores condições de habitação, ao menos para reduzir os custos dos serviços, que, em última análise, serão sempre pagos pela sociedade.

Neste documento os componentes de um sistema de refrigeração serão descritos, bem como as informações sobre sua operação e manutenção que são importantes para manter um funcionamento adequado e eficiente.

2. CONCEITOS BÁSICOS:

Resfriamento: Tudo aquilo que conseguimos resfriar até a temperatura ambiente. Ex: Uma xícara de café quente em cima da mesa.

Refrigeração: Tudo aquilo que conseguimos resfriar abaixo da temperatura ambiente. Ex: Uma geladeira residencial.

3. CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Se um líquido for introduzido num vaso onde existe, inicialmente, um grau de vácuo e cujas paredes são mantidas a temperatura constante, ele se evaporará imediatamente. No processo, o calor latente de vaporização, ou seja, o calor necessário para a mudança do estado líquido para o estado vapor, é fornecido pelas paredes do vaso. O efeito de resfriamento resultante é o ponto de partida do ciclo de refrigeração.

À medida que o líquido se evapora, a pressão dentro do vaso aumenta, até atingir, eventualmente, a pressão de saturação para a temperatura considerada. Depois disso, nenhuma quantidade de líquido evaporará, e, naturalmente, o efeito de resfriamento cessará. Qualquer quantidade adicional de líquido introduzido permanecerá neste estado, isto é, como líquido, no fundo do vaso.

Se for removida parte do vapor do recipiente, conectando-o ao lado de sucção de uma bomba, a pressão tenderá a cair. O que provocará evaporação adicional do líquido. Neste aspecto, o processo de resfriamento pode ser considerado contínuo. E, para tal, necessita-se: de um fluido adequado, o refrigerante; um recipiente onde a vaporização e o resfriamento sejam realizados, chamado de “evaporador”; e um elemento para remoção do vapor, chamado de “compressor”.

O sistema apresentado até agora não é prático, pois envolve um consumo contínuo de refrigerante. Para evitar este problema, é necessário converter o processo num ciclo. Para fazer o vapor retornar ao estado líquido, o mesmo deve ser resfriado e condensado. Usualmente, utiliza-se a água ou o ar como meio de resfriamento, os quais se encontram a uma temperatura substancialmente mais elevada do que a temperatura reinante no evaporador. A pressão de vapor

correspondente à temperatura de condensação deve, portanto, ser bem mais elevada do que a pressão no evaporador. O aumento desejado de pressão é promovido pelo compressor.

A liquefação do refrigerante é realizada num condensador, que é, essencialmente, um recipiente resfriado externamente pelo ar ou água. O gás refrigerante quente (superaquecido), com alta pressão, é conduzido do compressor para o condensador, onde é condensado. Resta agora completar o ciclo, o que pode ser feito pela inclusão de uma válvula ou outro dispositivo regulador, que será usado para injeção de líquido no evaporador. Este é um componente essencial de uma instalação de refrigeração e é chamado de “válvula de expansão”

3.1 Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor

Um ciclo térmico real qualquer deveria ter para comparação o ciclo de Carnot, por ser este o ciclo de maior rendimento térmico possível. Entretanto, dadas as peculiaridades do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, define-se um outro ciclo que é chamado de “ciclo teórico”, no qual os processos são mais próximos aos do ciclo real e, portanto, torna-se mais fácil comparar o ciclo real com este ciclo teórico (existem vários ciclos termodinâmicos ideais), diferentes do ciclo de Carnot, como o ciclo ideal de Rankine, dos sistemas de potência a vapor, o ciclo padrão ar Otto, para os motores de combustão interna a gasolina e álcool, e o ciclo padrão ar Brayton, das turbinas a gás. Este ciclo teórico ideal obterá melhor desempenho operando em condições iguais ao do ciclo real.

A Figura 1.01 mostra um esquema básico de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, com seus principais componentes, e o seu respectivo ciclo teórico construído sobre um diagrama de Mollier, no plano P-h. Os equipamentos esquematizados na Figura 1.01 representam, genericamente, qualquer dispositivo capaz de realizar os respectivos processos específicos indicados.

Os processos termodinâmicos que constituem o ciclo teórico nos respectivos equipamentos são:

- Processo 1--2. Ocorre no compressor, sendo um processo adiabático reversível e, portanto, isentrópico, como mostra a Figura 1.03. O refrigerante entra no compressor à pressão do evaporador (P_o)

e com título igual a 1 ($x = 1$). O refrigerante é então comprimido até atingir a pressão de condensação (P_c). Ao sair do compressor, está superaquecido à temperatura T_2 , que é maior que a temperatura de condensação T_C .

- Processo 2--3. Ocorre no condensador, sendo um processo de rejeição de calor, do refrigerante para o meio de resfriamento, à pressão constante. Neste processo o fluido frigorífico é resfriado da temperatura T_2 até a temperatura de condensação, T_C . A seguir, é condensado até se tornar líquido saturado na temperatura T_3 , que é igual à temperatura T_C .

- Processo 3--4. Ocorre no dispositivo de expansão, sendo uma expansão irreversível à entalpia constante (processo isentálpico), desde a pressão de condensação P_C , e o líquido saturado ($x = 0$), até a pressão de vaporização (P_o). Observe que o processo é irreversível e, portanto, a entropia do refrigerante na saída do dispositivo de expansão (s_4) será maior que a entropia do refrigerante na sua entrada (s_3).

- Processo 4--1. Ocorre no evaporador, sendo um processo de transferência de calor à pressão constante (P_o) e, conseqüentemente, à temperatura constante (T_o), desde vapor úmido (estado 4) até atingir o estado de vapor saturado seco ($x = 1$). Observe que o calor transferido ao refrigerante no evaporador não modifica a temperatura do refrigerante, mas somente muda sua qualidade (título).

3.2 Ciclo real de compressão de vapor

As diferenças principais entre o ciclo real e o ciclo teórico estão mostradas na Figura 1.02. Uma da diferença está na queda de pressão nas linhas de descarga (líquido e de sucção), assim como no condensador e no evaporador. Estas perdas de carga, ΔP_d e ΔP_s , estão mostradas na Figura 1.02.

Outras diferenças são: o sub-resfriamento do refrigerante na saída do condensador (nem todos os sistemas são projetados com sub-resfriamento) e o superaquecimento na sucção do compressor, sendo este também um processo importante, que tem a finalidade de evitar a

entrada de líquido no compressor. Outro processo importante é o de compressão, que, no ciclo real é politrópico (s_1 diferente s_2) e no processo teórico é isentrópico.

Devido ao superaquecimento e ao processo politrópico de compressão, a temperatura de descarga do compressor (T_2) pode ser muito elevada, tornando-se um problema para os óleos lubrificantes usados nos compressores frigoríficos. A temperatura de descarga não deve ser superior a 130°C , o que, por vezes, exige o resfriamento forçado do cabeçote dos compressores, principalmente quando são utilizados os refrigerantes R717 e R22 (com baixas temperaturas de evaporação). Muitos outros problemas de ordem técnica, dependendo do sistema e de sua aplicação, podem introduzir diferenças significativas além das citadas.

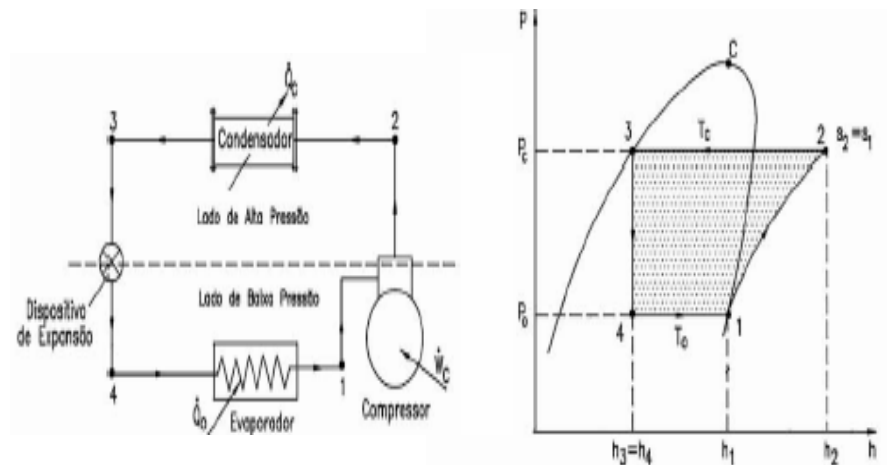


Figura 1.01 - Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor

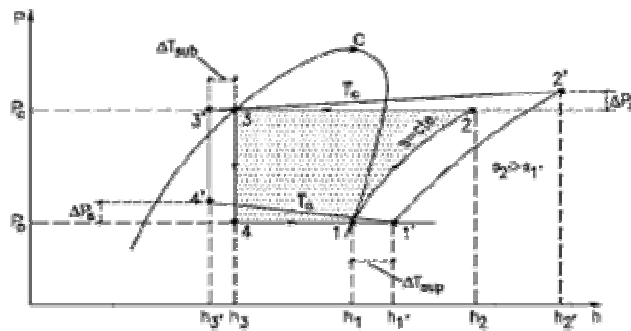


Figura 1.02 - Diferenças entre o ciclo teórico e o ciclo real de refrigeração

4 SISTEMAS MULTIPRESSÃO

O sistema multipressão é um sistema de refrigeração, por compressão de vapor, que possui dois ou mais níveis de baixa pressão. Entende-se por baixa pressão aquela reinante entre o dispositivo de expansão e da sucção do compressor. Um sistema multipressão pode ser encontrado, por exemplo, em uma indústria de laticínios, onde um evaporador opera a -35°C (trinta e cinco graus Celsius negativos) para produzir sorvetes, enquanto outro evaporador opera a $+2^{\circ}\text{C}$ para resfriar leite. Outro exemplo da aplicação de sistemas multipressão são os matadouros frigoríficos, onde existem câmaras de congelamento de carne bovina com temperaturas de vaporização da ordem de -35°C e, entre outras, câmaras de desossa, onde a temperatura de vaporização é da ordem de $+5^{\circ}\text{C}$. Outra aplicação típica poderia ser um processo industrial no qual um arranjo de dois ou três estágios de compressão serve um evaporador com temperaturas abaixo de -20°C .

A Figura 1.03 mostra um sistema típico de refrigeração multipressão com dois estágios de compressão de vapor, utilizado em matadouro frigorífico, cujo refrigerante é a amônia.

Neste exemplo consideram somente sistemas multipressão tendo dois níveis de baixa pressão, mas os princípios aqui apresentados podem ser aplicados a sistemas com mais de dois níveis de baixa pressão.

Dois elementos que freqüentemente integram os sistemas multipressão são o separador de líquido e o separador-resfriador de líquido. Estes dois elementos serão inicialmente detalhados. Posteriormente serão analisadas algumas combinações de evaporadores e compressores.

4.1 Vantagens do sistema multipressão

Em sistemas multipressão, a remoção e a re-compressão do vapor produzido pela redução de pressão antes de se completar a expansão reduz a potência requerida pelo compressor, para uma mesma capacidade de refrigeração. A redução da vazão de refrigerante que circula pelo evaporador possibilita ainda a redução das dimensões das linhas de líquido que conectam o separador com o evaporador, bem como a linha de sucção do compressor. Por último, pode-se dizer que, para uma mesma pressão de evaporação, os sistemas multipressão requerem menor capacidade (deslocamento volumétrico) do compressor.

O resfriamento intermediário reduz a temperatura do refrigerante na descarga do compressor no estágio de alta pressão. Temperaturas elevadas podem causar carbonização do óleo, formação de goma nas válvulas de admissão, descarga do compressor e dificuldades de lubrificação em compressores alternativos. O resfriamento intermediário entre estágios de compressão também pode reduzir a potência requerida, pelo menos quando o refrigerante é a amônia. Para outros refrigerantes, a potência pode aumentar, porém a temperatura do fluido frigorífico na descarga do compressor será sempre menor.

Uma vantagem adicional da utilização de múltiplos estágios de compressão é que se reduz a diferença de pressão em que trabalha o compressor, reduzindo-se assim o desgaste nas superfícies dos mancais.

Qualquer decisão de se utilizar sistemas multipressão deve ser baseada em uma análise econômica. A redução na potência consumida precisa compensar o custo dos equipamentos adicionais para justificar tal investimento. Fatores como o refrigerante usado, o tipo do compressor (alternativo, parafuso, centrífugo, etc.) e a capacidade frigorífica do sistema também influenciam na decisão. Como exemplo pode-se citar que, considerando a amônia como refrigerante, as

temperaturas de vaporização mínimas praticáveis para compressores alternativos simples são de -30°C ; para duplo estágio de -50°C ; e para sistemas de três estágios de compressão as temperaturas de vaporização mínimas, de -70°C , o que já fornece uma indicação do tipo de instalação que deverá ser utilizado.

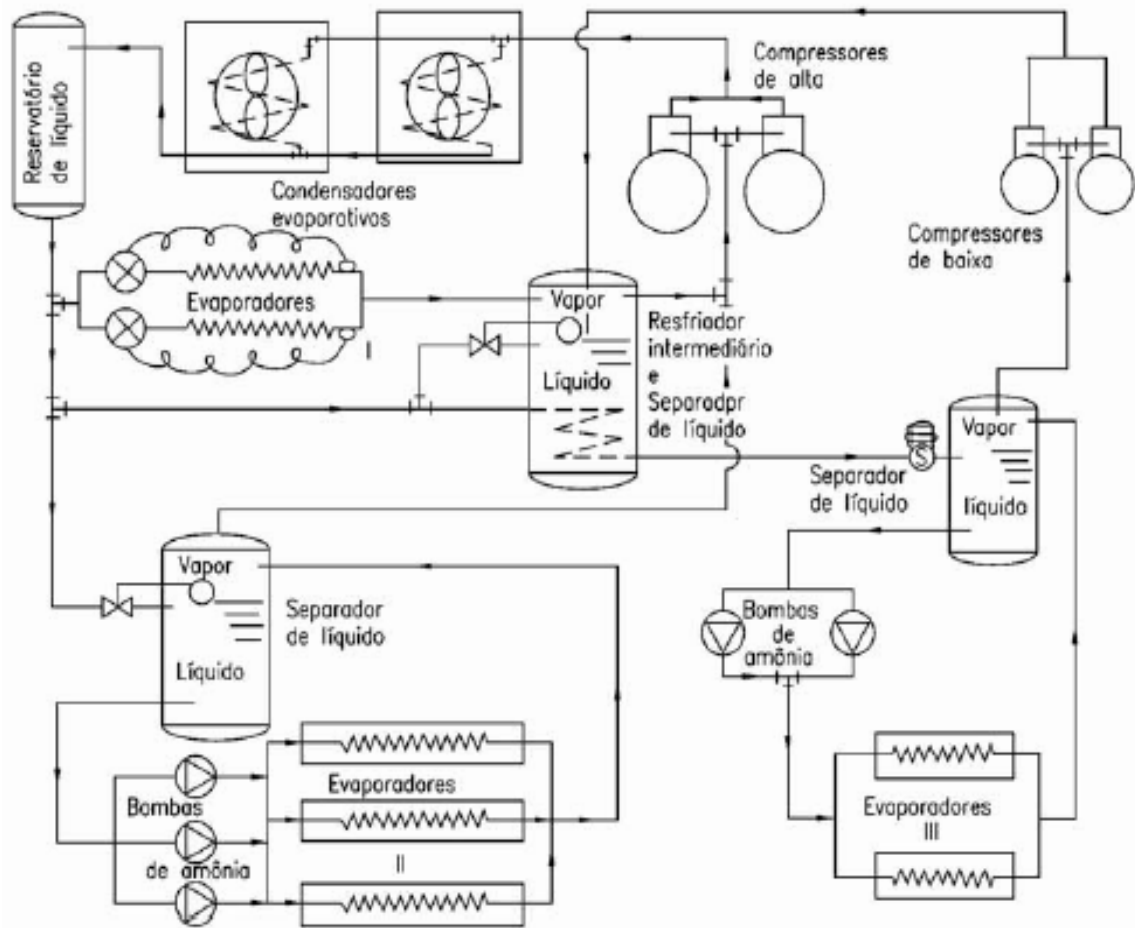


Figura 1.03 - Sistema multipressão de refrigerante: amônia

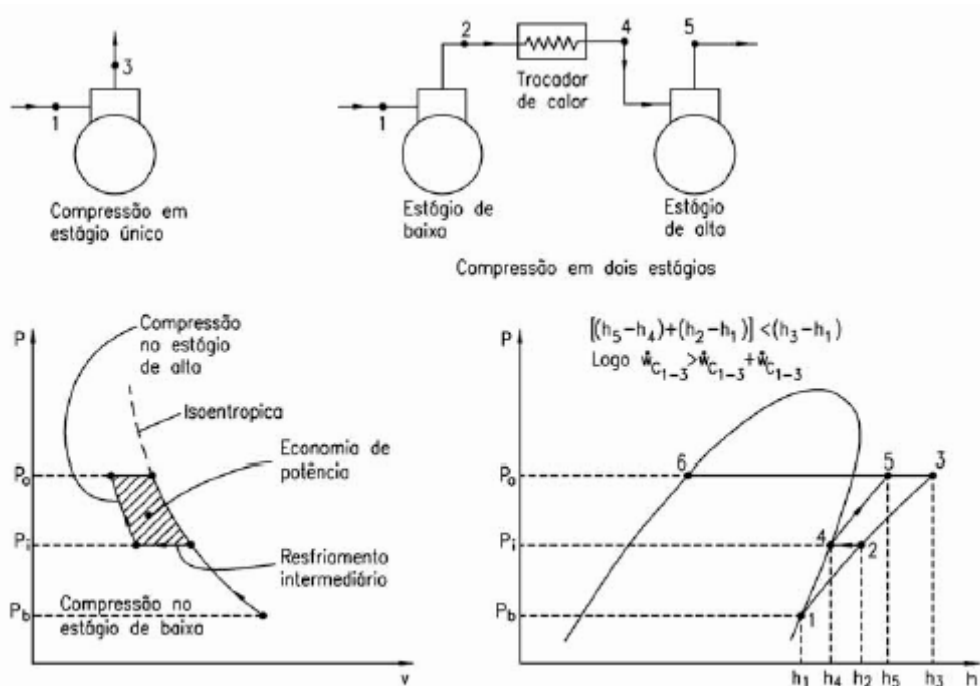


Figura 1.04 - Comparação entre compressão em estágio único e dois estágios

4.2 Ciclos de compressão de vapor multipressão

O separador de líquido mostrado no sistema frigorífico da Figura 1.05 apresenta desvantagens práticas na sua operação. O refrigerante na fase líquida dentro do tanque de expansão está saturado à pressão intermediária. Se o evaporador do sistema frigorífico estiver fisicamente posicionado acima do separador de líquido ou se houver qualquer transferência de calor entre o separador de líquido e a válvula de expansão, algum líquido irá evaporar antes de chegar à válvula de expansão, o que, como se sabe, prejudica sua eficiência. Além deste fato, a operação da válvula de expansão pode-se tornar deficiente, devido ao pequeno diferencial de pressão sobre ela.

A Figura 1.06 mostra, esquematicamente, um ciclo multipressão largamente utilizado em sistemas de refrigeração que utilizam como refrigerante a amônia. Este sistema utiliza um separador-resfriador de

líquido, que sub-resfria o refrigerante antes de este chegar à válvula de expansão, eliminando a desvantagem apresentada no caso anterior. Além disso, a diferença de pressão através da válvula é muito maior neste caso, pois o líquido na entrada da válvula, teoricamente, está na pressão de condensação, ao invés da pressão intermediária. Entretanto, o uso do separador-resfriador de líquido resulta em um coeficiente de desempenho ligeiramente menor do que no caso da utilização do separador de líquido simples, uma vez que não é possível resfriar o líquido até a temperatura de saturação no tanque.

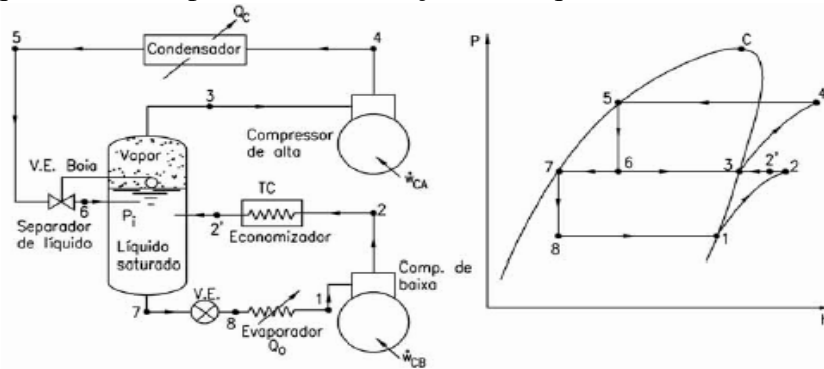


Figura 1.05 - Esquema de um sistema multipressão com separador de líquido e trocador de calor economizador.

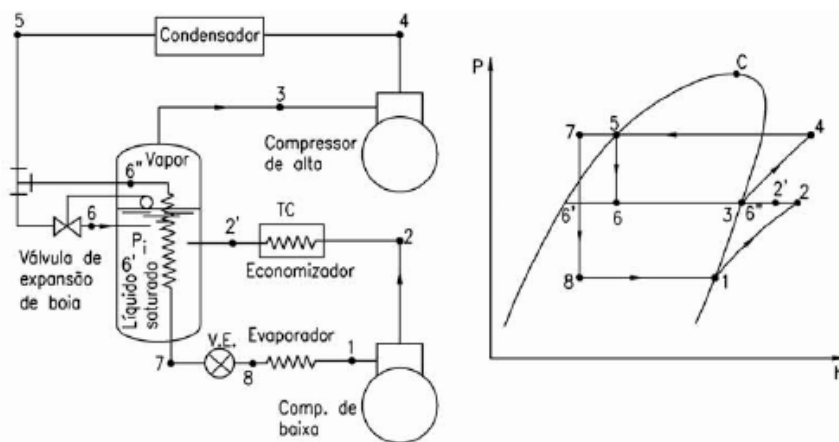


Figura 1.06 - Esquema de um sistema multipressão com separador-resfriador de líquido e trocador de calor economizador.

Na Figura 1.07 é mostrado um esquema de um sistema multipressão de dois estágios de compressão, apropriado para utilização do refrigerante R22, e o respectivo ciclo termodinâmico num diagrama P x h. O vapor descarregado pelo compressor de baixa pressão não é resfriado separadamente por um trocador de calor, e sim pela mistura com o refrigerante saturado do separador-resfriador de líquido. Neste caso, o separador-resfriador de líquido é tipicamente do tipo não inundado. Ao invés da válvula de bóia, como mostrado na Figura 1.05 e na Figura 1.06, usa-se uma válvula de expansão termostática no separador-resfriador de líquido. O bulbo remoto desta válvula de expansão está instalado na linha de sucção do compressor de alta pressão, num ponto após a mistura das duas correntes de fluido.

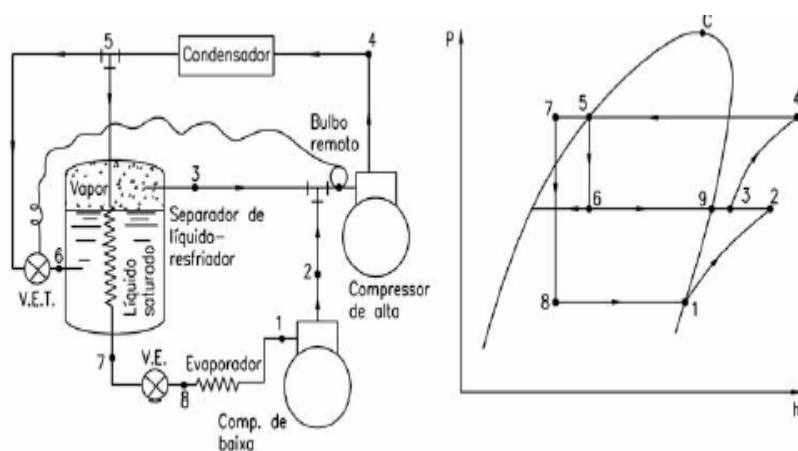


Figura 1.07 - Esquema de um sistema multipressão típico para utilização com R22.

Os sistemas indicados na Figura 1.05 e na Figura 1.06 são frequentemente utilizados para aplicações industriais e comerciais. A indústria alimentícia, a indústria de gelo e as câmaras frigoríficas de baixa temperatura são normalmente resfriadas desta maneira. Os refrigerantes R12, R22 e R134a são utilizados em sistemas do tipo mostrado na Figura 1.07 para câmara de teste de baixa temperatura e câmaras de controle ambiental.

Os sistemas multipressão são bastante flexíveis em suas aplicações. Um ou mais evaporadores podem operar à pressão intermediária, além do evaporador de baixa temperatura, como

mostrado na Figura 1.06. Com a utilização de válvulas de controle de pressão pode-se ainda trabalhar com evaporadores operando em outras temperaturas.

5 ALGUNS EXEMPLOS DE SISTEMAS FRIGORÍFICOS

A Figura 1.08 mostra os elementos principais de um sistema de refrigeração com múltiplos compressores (multiplex). Como podem ser observados, os compressores são montados em um skid (ou rack). As tubulações de descarga e sucção são conectadas a manifolds comuns e os compressores operam à mesma pressão de sucção. O uso de múltiplos compressores em paralelo pode ser um método de controle de capacidade bastante eficiente, uma vez que os compressores podem ser selecionados e acionados conforme a carga de refrigeração da instalação.

Estes sistemas são particularmente vantajosos para sistemas que apresentam grande variação de carga, como é o caso de supermercados, em que aspectos operacionais e meteorológicos podem reduzir a necessidade de frio da instalação a até 10% da nominal.

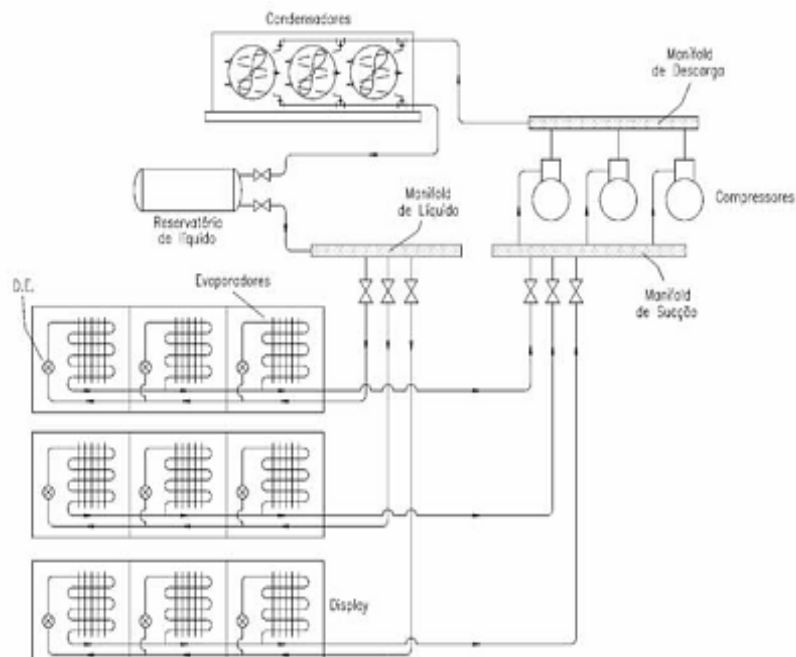


Figura 1.08 – Sistema frigorífico típico de supermercados (Multiplex)

A Tabela 1.0 apresenta uma comparação desses sistemas com as unidades individuais convencionais. Estes sistemas requerem, no entanto, cuidados especiais quanto ao retorno de óleo, de forma a garantir a equalização de nível entre os cárter dos compressores. A Figura 1.09 mostra uma forma eficiente de se garantir esta equalização.

Os sistemas de refrigeração indiretos podem assumir diversas formas, mas geralmente empregam um ou mais chillers para refrigerar um fluido intermediário, o qual é bombeado até as câmaras frias, ou displays, onde refrigera os produtos. A Figura 1.10 mostra os elementos básicos de uma instalação com fluido intermediário.

TABELA 1.0 - COMPARAÇÃO ENTRE OS SISTEMAS EM PARALELO E OS SISTEMAS CONVENCIONAIS INDIVIDUAIS

ITEM	SISTEMA PARALELO	CONVENCIONAL
Porte da instalação	Pequenas, médias e grandes	Micro e pequenas
Qtd. de ambientes refrigerados por equipamento	Diversos	Apenas um
Confiabilidade e segurança da instalação	Maior	Menor
Consumo de energia	Menor	Maior
Custo inicial	Maior	Menor
Vida útil	Maior	Menor
Tamanho do equipamento	Maior	Menor
Número de compressores	Mais de Dois	Apenas Um
Controle de capacidade	Depende da qtd. de compressores (min. 50 e 100%)	Sem Controle (liga/desliga)
Simplicidade	Menor	Maior

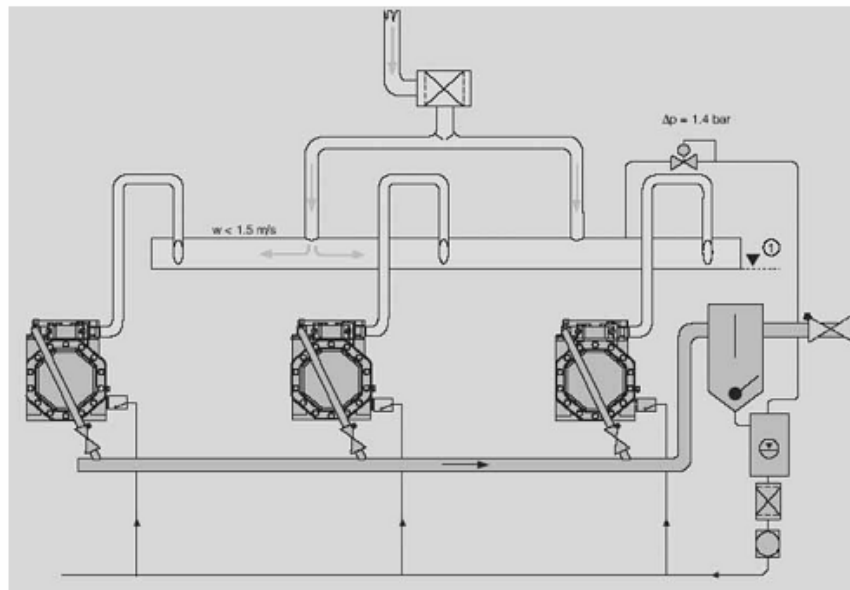


Figura 1.09 - Compressores em paralelo - equalização de óleo

Neste caso, os chillers, semelhantes, em termos de montagem, ao sistema da figura anterior (multiplex), fornecem o fluido intermediário resfriado aos consumidores de frio. A descarga dos compressores ocorre em um manifold comum, de onde os gases são conduzidos para um condensador remoto, o qual geralmente está instalado no teto da casa de máquinas.

O uso de condensadores evaporativos pode produzir ainda uma temperatura de condensação baixa, o que, aliado ao menor consumo dos ventiladores, contribui para o estabelecimento de um sistema mais eficiente, do ponto de vista energético.

Os sistemas com fluidos intermediários têm características que tendem a melhorar a eficiência do sistema primário. Estas incluem a proximidade dos compressores com o trocador de calor intermediário, a possibilidade de sub-resfriar o refrigerante primário com o fluido secundário (salmoura) e a utilização do fluido intermediário, levemente aquecido, para descongelar os trocadores de calor (serpentina de resfriamento).

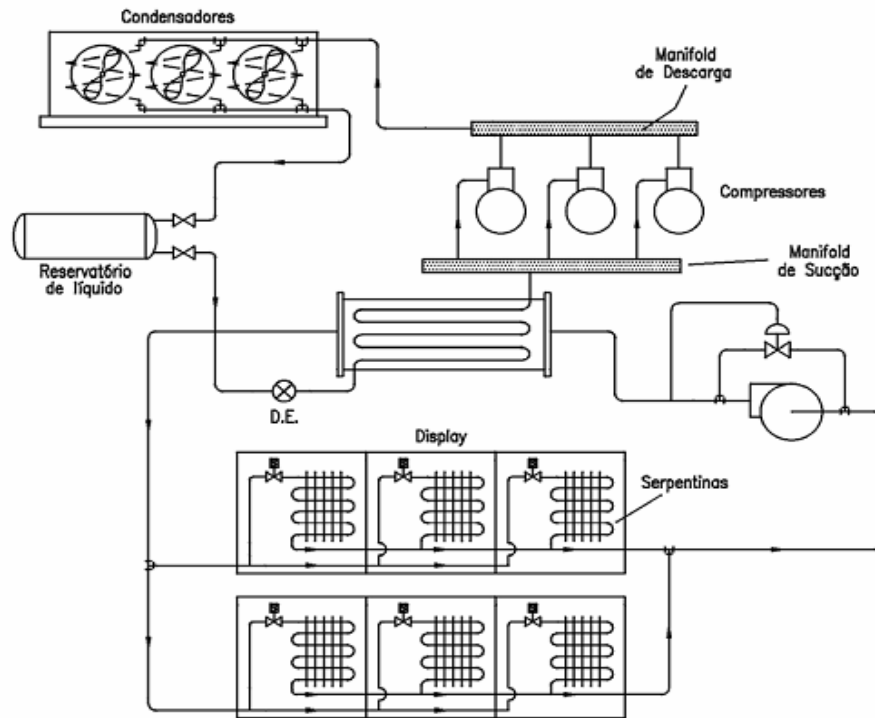


Figura 1.10 - Sistema frigorífico típico de expansão indireta

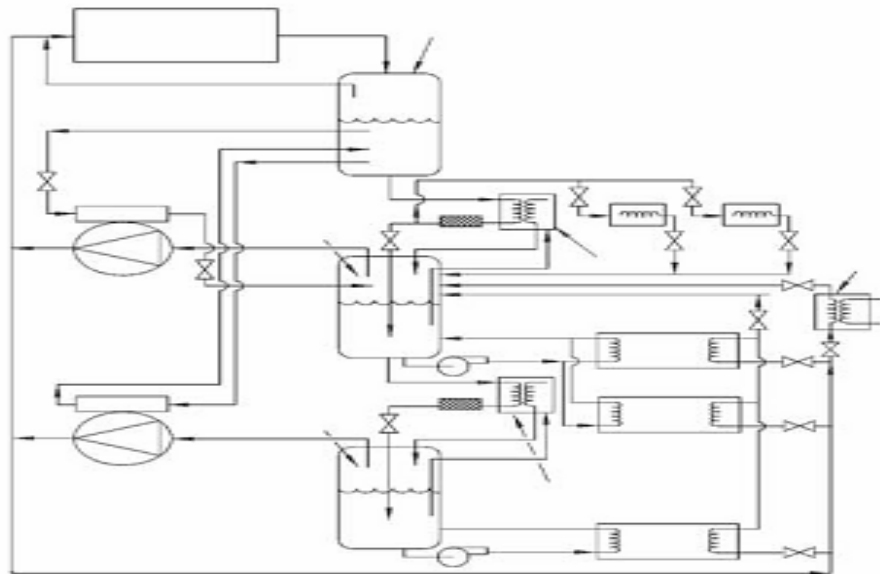


Figura 1.11 - Sistema frigorífico para baixas temperaturas

6 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

6.1 Componentes dos Sistemas de Refrigeração

6.1.1 Separador de líquido

A Figura 1.12 mostra esquematicamente um separador de líquido e sua localização no sistema, bem como os processos termodinâmicos e os estados do refrigerante num diagrama P x h. O estado do refrigerante no ponto dois pode ser representado por uma mistura de refrigerante no estado de líquido saturado com refrigerante no estado de vapor saturado, ambos na mesma pressão do ponto dois. Para estas condições, o vapor saturado não tem efeito frigorífico. Assim, seria vantajoso utilizar um sistema para diminuir a quantidade de refrigerante que chega ao evaporador e que não possui efeito frigorífico, isto é, refrigerante na forma de vapor. Isto pode ser feito expandindo-se o líquido saturado de 1 até 3. Em seguida, o líquido é separado do vapor, o qual deve ser re-comprimido até uma pressão igual a do ponto 1 (pressão de condensação). Por sua vez, o líquido separado (estado 4) é expandido até a pressão do estado 5. Deve-se observar que expandir o líquido do estado 4 até o 5 é mais vantajoso, pois de 5 para 2 há efeito frigorífico; isto é, o título do refrigerante (quantidade de vapor) no estado 5 é menor do que no estado 2.

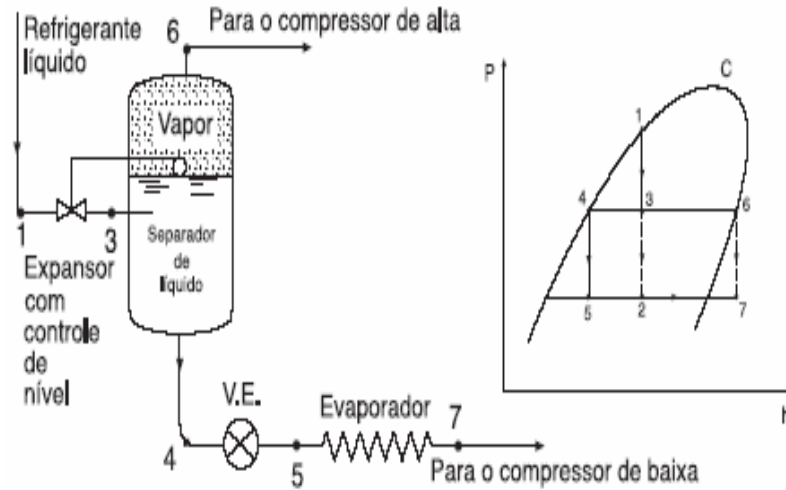


Figura 1.12 - Esquema de um separador de líquido

6.1.2 Separador-resfriador de líquido

O separador de líquido e resfriador, também conhecido como separador-resfriador de líquido, é, basicamente, igual ao separador de líquido simples, tendo, adicionalmente, um trocador de calor, do tipo serpentina, instalado em seu interior, o qual irá possibilitar o sub-resfriamento de outra linha de refrigerante.

A Figura 1.13 mostra, esquematicamente, um separador-resfriador de líquido e os estado do refrigerante num diagrama P x h. Neste sistema, pode-se sub-resfriar parte do refrigerante que sai do condensador, antes de provocar sua expansão.

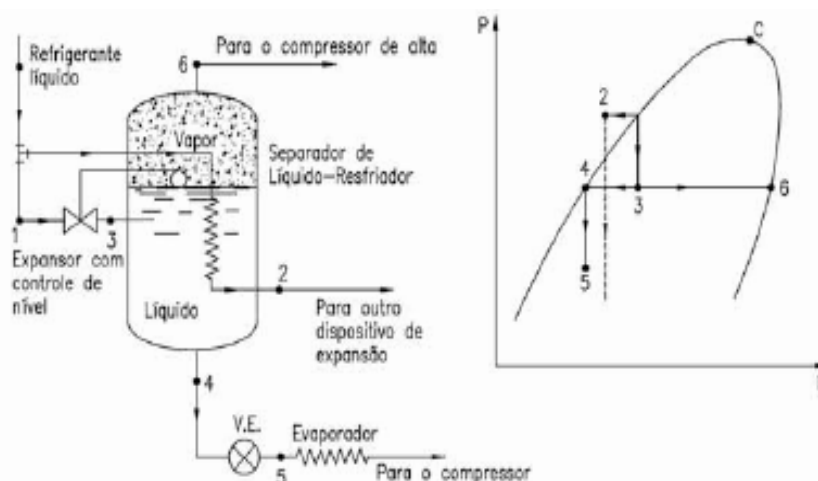


Figura 1.13 - Esquema de um separador de líquido e resfriador (separador-resfriador).

6.1.3 Resfriamento entre estágios

O resfriamento entre estágios (resfriamento intermediário) em compressores de dois estágios de compressão e instalações que não utilizam separador de líquido também é muito utilizado, sendo que pode proporcionar redução de potência consumida, além de resultar em temperaturas mais baixas do refrigerante no estágio de alta pressão (descarga do compressor de alta).

A Figura 1.04 mostra, esquematicamente, um sistema com resfriamento entre estágios dotado de trocador de calor que pode ser resfriado a água ou ar, bem como os diagramas P x v e P x h para o processo de compressão.

Para sistemas de dois estágios de compressão, considerando que a substância de trabalho (refrigerante) tem comportamento de gás ideal, pode-se mostrar que para se obter o trabalho mínimo de compressão, quando o resfriamento entre estágios é completo e com trocador de calor, a pressão intermediária (pressão entre os dois

$$P_i = \sqrt{P_a P_d}$$

estágios de compressão) é dada por:

Para sistemas frigoríficos, em geral, o resfriamento intermediário não pode ser realizado completamente por um agente externo (água ou ar), devido aos baixos níveis de temperatura que

deveriam ser alcançados na pressão intermediária. Assim, utiliza-se, normalmente, uma parcela do próprio refrigerante, expandido até a pressão intermediária, para realizar o resfriamento do fluido que deixa o compressor de baixa pressão.

Conseqüentemente, para os sistemas e substâncias reais o valor da pressão intermediária que resulta na máxima eficiência do sistema é um pouco superior ao valor dado pela equação acima.

6.1.4 Compressores

O compressor é um dos principais componentes do sistema de refrigeração. Sua função é aumentar a pressão do fluido refrigerante e promover a circulação desse fluido no sistema. Os principais tipos de compressores utilizados são: alternativo, centrífugo, parafusos, palhetas e scroll. A escolha do tipo de compressor depende, essencialmente, da capacidade da instalação, que pode ser dividida, em termos de temperatura de vaporização e do fluido frigorífico utilizado em: pequena capacidade (< 2,5 TR), média capacidade (entre 2,5 e 75 TR) e grande capacidade (> 75 TR). TR significa tonelada de refrigeração, uma expressão comumente utilizada em refrigeração para traduzir a energia necessária para liquefazer uma tonelada de gelo em 24 horas (1TR = 3,5 kW).

De acordo com as características do processo de compressão, os compressores utilizados em refrigeração podem ser classificados como: máquinas de deslocamento positivo ou máquinas de fluxo. O compressor de deslocamento positivo aumenta a pressão do vapor de fluido refrigerante pela redução do volume interno de uma câmara de compressão por meio de uma força mecânica aplicada. Os compressores alternativos, de parafusos, de palhetas e scroll são de deslocamento positivo. O único compressor classificado como máquina de fluxo em sistemas de refrigeração é o centrífugo. Nesse tipo de compressor o aumento de pressão se deve, principalmente, à conversão de pressão dinâmica em pressão estática.

Dependendo da concepção de construção, os compressores podem ser classificados como: herméticos, semi-herméticos e abertos. No compressor hermético, tanto o compressor propriamente dito quanto o motor de acionamento são alojados no interior de uma carcaça, apresentando como acesso de entrada e saída apenas as conexões elétricas do motor. Este tipo de compressor opera

exclusivamente com refrigerantes halogenados e o vapor de fluido refrigerante entra em contato com o enrolamento do motor, resfriando-o. São geralmente utilizados em refrigeradores domésticos e condicionadores de ar com potências da ordem de 30 kW.

Os compressores semi-herméticos são semelhantes aos herméticos, porém permitem a remoção do cabeçote, tornando possível o acesso às válvulas e aos pistões.

Nos compressores do tipo aberto o eixo de acionamento do compressor atravessa a carcaça, permitindo o acionamento por um motor externo. Este tipo de compressor é adequado para operar com amônia, podendo também utilizar refrigerantes halogenados.

6.1.4.1 Compressores alternativos

Os compressores alternativos são os mais utilizados em sistemas de refrigeração. Encontra-se em estágio de desenvolvimento bastante avançado e são amplamente utilizados em sistemas de pequena e média capacidade. São fabricados com capacidades que variam desde uma fração de TR até cerca de 200 TR (de 1 a 700 kW). Os refrigerantes HCFC-22, HFC-134a, HFC-404A, HFC-407A e HFC-407C são freqüentemente utilizados com estes compressores em sistemas de ar condicionado para conforto e processos, enquanto o refrigerante R-717 (amônia) é utilizado em sistemas de refrigeração industrial. Os compressores alternativos podem ser:

- * De simples ou duplo efeito;
- * De um ou mais cilindros;
- * Abertos, herméticos ou semi-herméticos;
- * Horizontais, verticais, em V, em W ou radiais.

A Figura 2.01 apresenta, esquematicamente, o princípio de funcionamento de um compressor alternativo. Durante a expansão do êmbolo, gás refrigerante é aspirado pela válvula de admissão, que pode estar localizada no próprio êmbolo ou no cabeçote. Durante a compressão, o êmbolo comprime o refrigerante, empurrando-o para fora através da válvula de descarga, localizada normalmente no cabeçote do cilindro.

Quando o compressor possui um virabrequim que atravessa a carcaça de maneira que um motor externo possa ser acoplado ao seu eixo, ele é denominado “compressor aberto” (figura 2.02). Neste tipo

de compressor deve ser previsto um selo de vedação, para evitar fugas de gás refrigerante ou infiltração de ar externo, quando a pressão do sistema for inferior a atmosférica. Para evitar esse tipo de problema, pode-se alojar o motor e o compressor dentro da mesma carcaça. Nesse caso, tem-se um compressor hermético. A grande maioria das aplicações de pequeno porte utiliza esse tipo de compressor. Compressores herméticos de grande capacidade possuem cabeçotes removíveis, permitindo a manutenção das válvulas e dos êmbolos. Tais compressores são denominados “semi-herméticos”. Há compressores que apresentam molas na parte que fixa as sedes das válvulas de descarga, funcionando como segurança do compressor ao abrir passagem para gotículas de líquido.

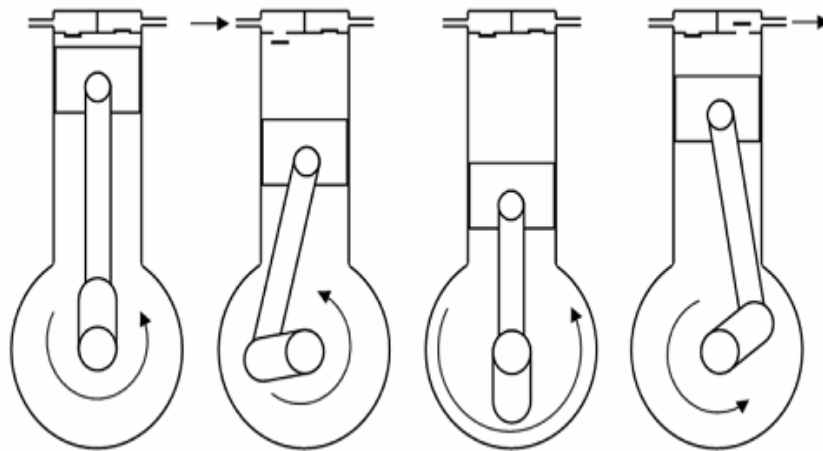


Figura 2.01 - Princípio de funcionamento de um compressor alternativo



Figura: 2.02 - Compressor alternativo Aberto – Sabroe 12/100

A. Controle de capacidade

Os sistemas frigoríficos em operação estão sujeitos a variações de carga térmica. O aumento de carga térmica sem uma resposta do compressor pode provocar aumento na temperatura de evaporação e comprometer a qualidade dos produtos armazenados. Por outro lado, o funcionamento contínuo do compressor para uma condição de carga térmica reduzida pode baixar demasiadamente a temperatura de evaporação, o que pode ser indesejável, por exemplo, na conservação de alimentos frescos, cuja temperatura é controlada.

Entre os vários métodos empregados no controle de capacidade do compressor estão:

- Atuação no compressor, ligando-o ou desligando-o;
- Estrangulamento do gás de aspiração entre o evaporador e o compressor por meio do uso de uma válvula reguladora de pressão de sucção;
- Desvio do gás na descarga do compressor para a linha de aspiração ou para o evaporador;
- Funcionamento a vazio de um ou mais cilindros, através da abertura contínua da válvula de descarga;

6.1.4.2 Compressor parafuso

Os compressores parafuso podem ser classificados como: de parafuso simples e de parafuso duplo. Os compressores de parafuso duplo são mais utilizados que os simples, devido ao fato de apresentar eficiência isentrópica ligeiramente maior, em torno de 3 a 4%.

A Figura 2.03 apresenta um corte transversal dos rotores de um compressor de parafuso duplo. O rotor macho aciona o rotor fêmeo, que fica alojado em uma carcaça estacionária. O refrigerante entra pela parte superior em uma das extremidades e sai pela parte inferior da outra extremidade. Quando o espaço entre os ressaltos passa pela entrada, a cavidade é preenchida pelo refrigerante, pois em rotação contínua o refrigerante retido na cavidade move-se, circulando pela carcaça do compressor, até encontrar um ressalto do rotor macho, que começa a se encaixar na cavidade do rotor fêmea, reduzindo o volume da cavidade e comprimindo o gás. Ao atingir o orifício de saída, ocorre a descarga, devido ao encaixe do ressalto na cavidade. Com a finalidade de lubrificação e vedação, óleo é adicionado ao sistema. Assim, em sistemas operando com compressores parafuso torna-se necessário à instalação de um separador de óleo. A figura 2.04 mostra um compressor parafuso trabalhando em um sistema de refrigeração industrial por R717 (amônia).

O desempenho de um compressor parafuso depende do seu projeto, que define suas razões de volume e de pressão. A Figura 2.05 apresenta eficiência de compressão de compressores parafuso para diversas razões entre volumes e pressões. A menos que ocorra uma variação drástica na razão de pressão, os valores da eficiência de compressão sofrem pouca variação.

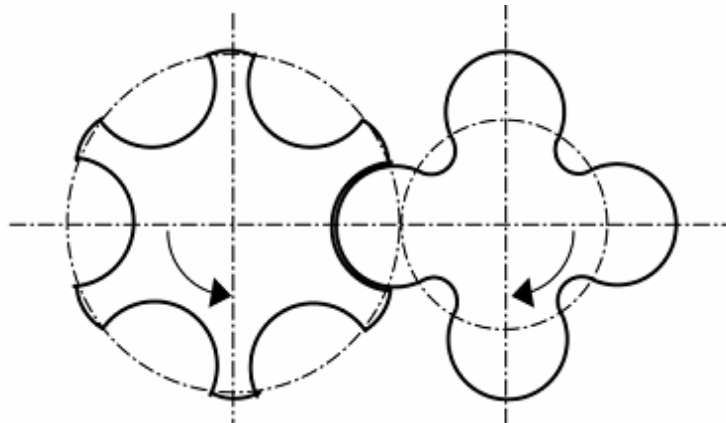


Figura 2.03 - Rotores de um compressor parafuso e corte transversal



Figura 2.04 - Compressor parafuso Frick RWB-II 301,8 kW. (Mod. TDSH 233S 2334E). (-10/+35°C)

A capacidade de resfriamento dos compressores de parafuso duplo está na faixa de 20 a 1300TR (70 a 4570 kW). Capacidades de resfriamento entre 50 e 350TR (176 a 1230 kW) são normalmente utilizadas. A relação de pressão em compressores parafuso pode ser da ordem de 20:1 em simples estágio. Os refrigerantes HCFC-22, HFC-134a e HFC-407C são normalmente empregados em compressores

parafuso para condicionamento de ar para conforto. A amônia (R-717) é utilizada para aplicações industriais.

Os requerimentos mínimos de eficiência em função da capacidade, segundo a ASHRAE, para resfriadores de água com compressores parafuso com condensação a água são:

- > Capacidade inferior a 150TR - COP = 3,8
- > Capacidade entre 150 e 300TR - COP = 4,2
- > Capacidade superior a 300TR - COP = 5,2

O controle de capacidade em compressores parafuso pode ser feito por meio de válvulas corrediças localizadas na carcaça do compressor, que se movem na direção axial, provocando retardamento do início da compressão.

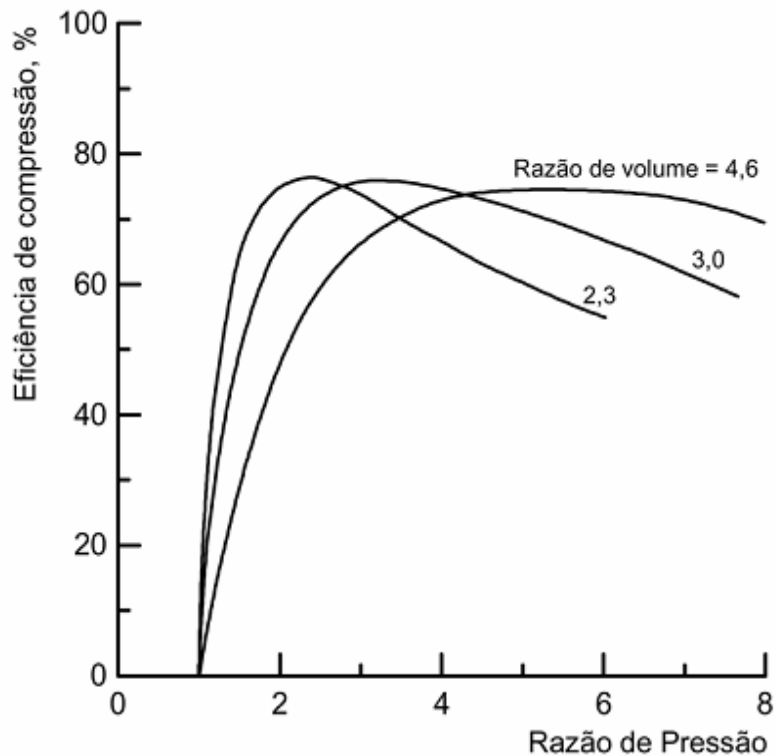


Figura 2.05 - Eficiência de compressão de compressores parafuso para diversas razões entre volumes em função da razão de pressão

6.1.4.3 Compressor de palhetas

Os compressores de palhetas podem ser divididos em dois tipos básicos:

- compressor de palheta simples;
- compressor de múltiplas palhetas.

A Figura 2.06 apresenta um compressor de palheta simples. Nesse tipo de compressor, a linha de centro do eixo de acionamento coincide com a do cilindro, porém é excêntrica em relação ao rotor, de maneira que o rotor e o cilindro permanecem em contato à medida que gira. Uma palheta simples, acionada por mola, divide as câmaras de aspiração e descarga.

O HCFC-22 é o refrigerante mais utilizado nesse tipo de compressor. Os refrigerantes

HFC-407C e HFC-410A são seus substitutos. A eficiência mecânica típica de um compressor de palhetas operando com uma relação de pressão de 3,5 é de 0,87.

A taxa de deslocamento de um compressor de palhetas simples é dada por:

$$Q_{des} = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) L U_{rot} , \quad m^3/s$$

em que :

d_1 = Diâmetro do cilindro,m;

d_2 = Diâmetro do rotor,m;

L = Comprimento do cilindro,m;

U_{rot} = Velocidade de rotação, rot/s.

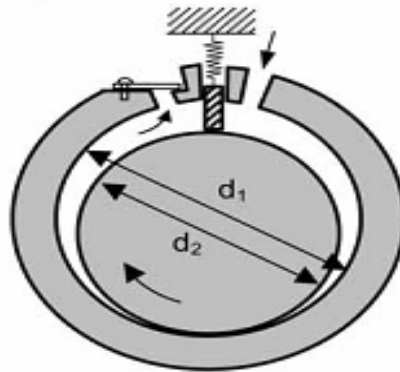


Figura 2.06 - Compressor de palheta simples.

A Figura 2.07 apresenta compressores de múltiplas palhetas. Nesses compressores o rotor gira em torno do próprio eixo, que não coincide com o eixo do cilindro. O rotor possui duas ou mais palhetas, que permanecem em contato com a superfície do cilindro pela ação da força centrífuga.

De acordo com a ASHRAE Handbook (1996), para uma temperatura ambiente de 35°C, temperatura de evaporação de 1,7°C, temperatura de condensação de 54,4°C e sub-resfriamento de 8,3°C o COP de um sistema com compressor de palhetas deve estar em torno de 2,7. Devido ao movimento rotativo, os compressores de palhetas apresentam menor ruído em relação aos alternativos.

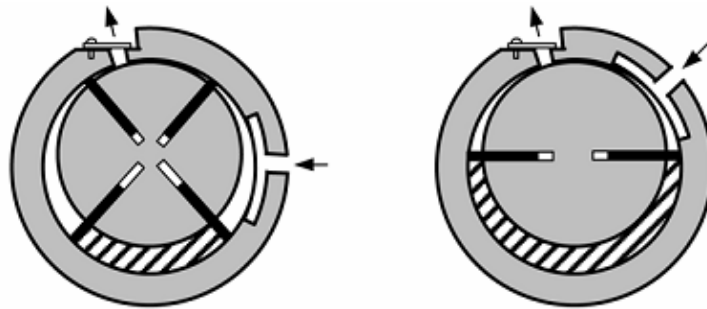


Figura 2.07 - Compressores de múltiplas palhetas

6.1.4.4 Compressores centrífugos

Os compressores centrífugos foram introduzidos em instalações frigoríficas por Willis Carrier, em 1920. São amplamente utilizados em sistemas de grande porte. Seu princípio de funcionamento é semelhante ao de uma bomba centrífuga. O refrigerante entra pela abertura central do rotor e, devido à ação da força centrífuga, ganha energia cinética à medida que é deslocado para a periferia. Ao atingir as pás do difusor ou a voluta, parte de sua energia cinética é transformada em pressão. Em situações em que são necessárias altas razões de pressão, podem-se utilizar compressores de múltiplos estágios. A Figura 2.08 apresenta o desenho esquemático de um compressor centrífugo.

A Figura 2.09 apresenta um gráfico característico de desempenho de um compressor centrífugo. No eixo das abscissas, tem-se a vazão; no eixo das ordenadas, a razão de pressões. O gráfico

apresenta o desempenho do compressor para diversas rotações e as linhas de eficiência constante

Os requerimentos mínimos de eficiência em função da capacidade, segundo a ASHRAE, para resfriadores de água com compressores centrífugos com condensação a água são idênticos aos compressores parafuso, ou seja:

- > Capacidade inferior a 150TR - COP = 3,8
- > Capacidade entre 150 e 300TR - COP = 4,2
- > Capacidade superior a 300TR - COP = 5,2.

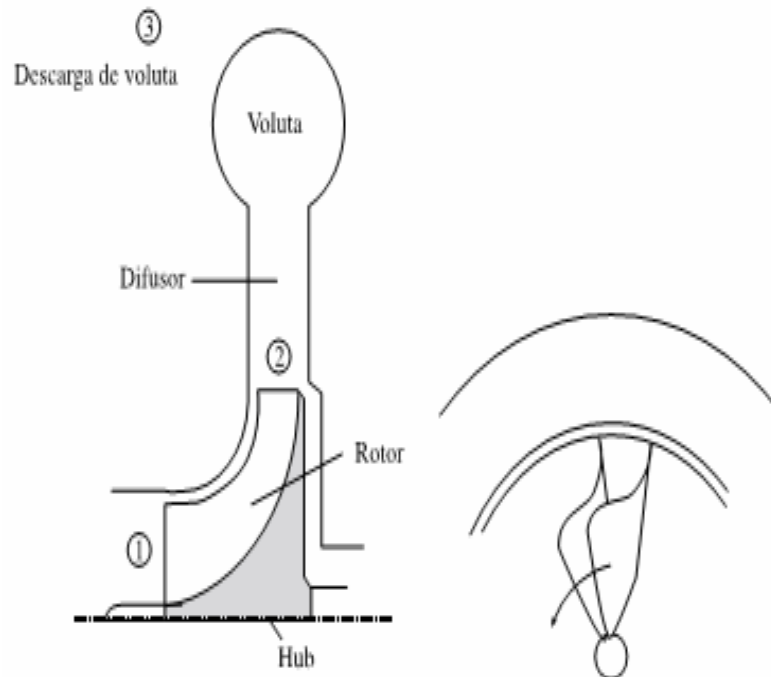


Figura 2.08 - Desenho esquemático de um compressor centrífugo

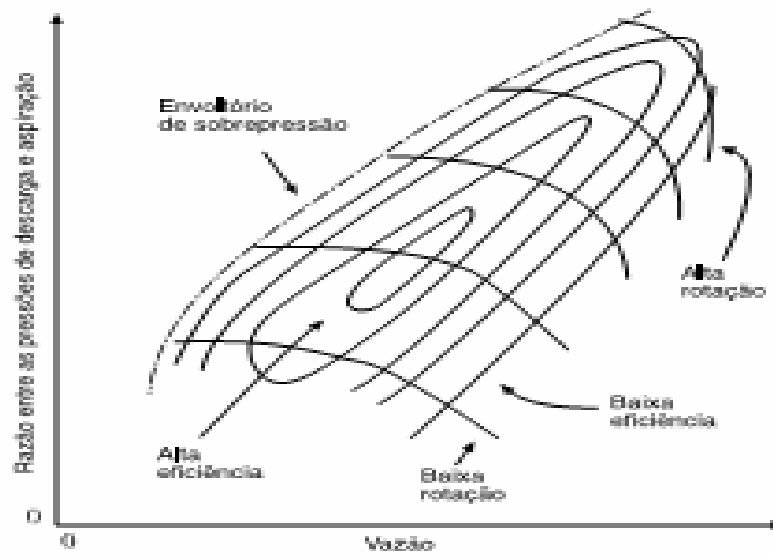


Figura 2.09 - Desempenho de um compressor centrífugo

A. Controle de capacidade

Os métodos mais eficientes utilizados no controle de capacidade de compressores centrífugos são:

- Regulagem das pás de pré-rotação na entrada do rotor;
- Variação da rotação.

6.1.4.5 Compressores Scroll

O compressor Scroll foi inventado em 1905, pelo engenheiro francês Léon Creux. Na época, a tecnologia disponível não era avançada o suficiente para permitir a fabricação de um protótipo, devido a, principalmente, problemas de vedação. Para um funcionamento efetivo, o compressor Scroll requer tolerâncias de fabricação muito pequenas, que foram atendidas apenas a partir da segunda metade do século 20, com o desenvolvimento de novas tecnologias de máquinas operatrizes e processos de manufatura.

O princípio de funcionamento do compressor Scroll, baseado num movimento orbital, difere fundamentalmente do tradicional compressor a pistão, baseado num movimento alternativo, apresentando diversas vantagens como:

- Eficiência de 5 a 10 % maior que um compressor alternativo de igual capacidade;
- Ausência de válvulas;
- Menor quantidade de partes móveis em relação a um compressor alternativo;
- Operação suave e silenciosa;
- Baixa variação de torque com conseqüente aumento da vida útil e redução de vibração.

A Figura 2.10 apresenta um compressor Scroll em corte.

A. Princípio de funcionamento

Para realizar o trabalho de compressão, o compressor Scroll possui duas peças em forma de espiral, conforme a Figura 2.11, encaixadas face a face, uma sobre a outra. A espiral superior é fixa e apresenta uma abertura para a saída do gás. A espiral inferior é móvel, acionada por um motor com eixo excêntrico.

A sucção do gás ocorre na extremidade do conjunto de espirais e a descarga ocorre através da abertura da espiral fixa (Figura 2.12). A espiral superior possui selos que deslizam sobre a espiral inferior, atuando de maneira semelhante aos anéis do pistão de um compressor alternativo, garantindo a vedação do gás entre as superfícies de contato das espirais.

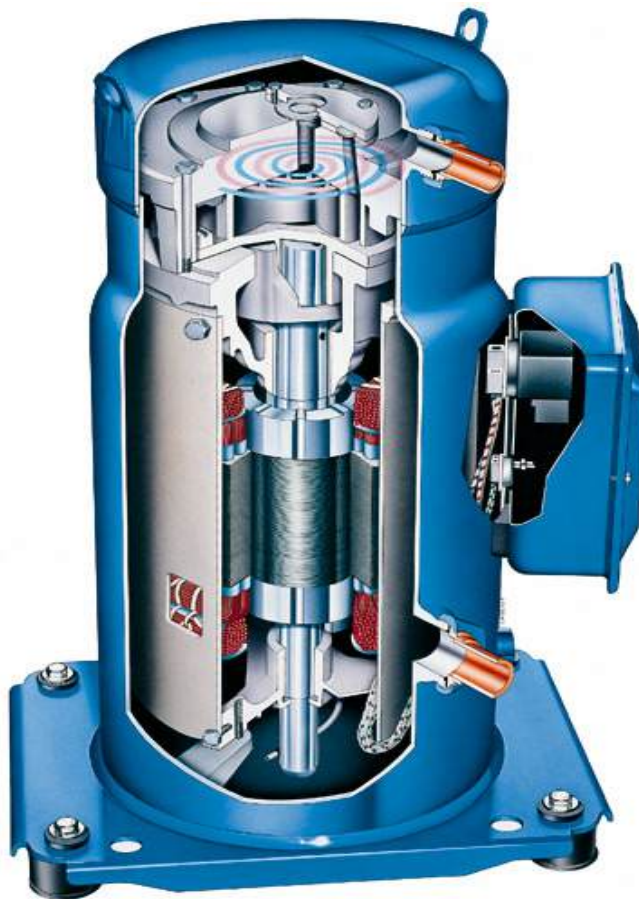


Figura 2.10 - Compressor Scroll em corte



Figura 2.11 - Espirais do compressor Scroll.

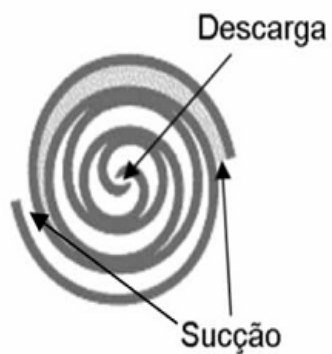


Figura 2.12 - Sucção e descarga nas espirais.

Como ilustrado na Figura 2.13, o processo de compressão ocorre da seguinte forma:

- 1 - Durante a fase de sucção, o gás entra pela lateral da espiral.
- 2 - As superfícies das espirais na periferia se encontram, formando bolsas de gás.
- 3 - Na fase de compressão, o volume da bolsa de gás é progressivamente reduzido e o gás caminha para o centro das espirais.
- 4 - O volume da bolsa de gás é reduzido ainda mais. O gás caminha para o centro e a compressão continua.
- 5 - Na fase de descarga, o volume na parte central das espirais começa a ser reduzido com o início da abertura da descarga.
- 6 - Na fase final a descarga está totalmente aberta reduzindo o volume do gás na parte central a zero.

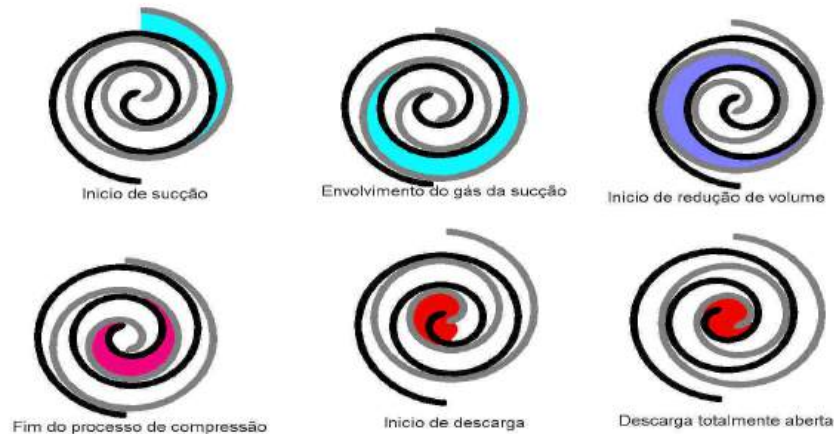


Figura 2.13 - Processo de compressão em um compressor Scroll

6.1.5 Condensadores

Os condensadores evaporativos são equipamentos destinados ao desaquecimento, condensação e sub-resfriamento de gases refrigerantes em sistemas de refrigeração. Provenientes das descargas dos compressores dos sistemas de alta.

A representação precisa do comportamento de um condensador pode ser complexa, porque o vapor de fluido frigorífico entra no condensador superaquecido e, quando atinge o início da condensação,

após o início de resfriamento, a fração de líquido e de vapor no escoamento varia ao longo do condensador até sair completamente no estado líquido.

6.1.5.1 Características dos condensadores

A. Condensadores resfriados a Ar.

Para a seleção de condensadores resfriados a ar devem ser levados em consideração diversos fatores, tais como: consumo de energia, instalação, disponibilidade e nível de ruído.

Os condensadores resfriados a ar são normalmente utilizados como parte integrante de unidades produzidas em fábricas (unidades condensadoras) de pequena ou média capacidade. Grandes condensadores a ar também podem ser aplicados nas situações em que não é econômica a utilização de sistemas resfriados a água, devido ao alto custo ou à indisponibilidade da água. A faixa de capacidades mais comum destes condensadores cobre a gama de valores de 1 a 100 TR (7 a 352 kW), porém é usual a sua montagem em paralelo, atingindo capacidades bastante superiores.

Para um determinado compressor e para uma determinada temperatura do ar de resfriamento que entra no condensador, aumenta-se a pressão de condensação e diminui-se a capacidade frigorífica com a diminuição do tamanho do condensador. O aumento da temperatura do ar de resfriamento também resulta-nos mesmos efeitos acima, para um determinado condensador.

A temperatura de condensação deve ser fixada em um valor entre 11°C e 15°C maior que a temperatura de bulbo seco do ar que entra no condensador. Do ponto de vista econômico, o valor ótimo da diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura do ar que deixa o condensador deve estar entre 3,5 e 5,5°C.

Recomenda-se que, em qualquer situação, a temperatura de condensação nunca seja superior a 55°C. No entanto, para garantir a eficiência do sistema de compressão e, ao mesmo tempo, obter uma maior vida útil dos compressores, a temperatura de condensação não deve ser maior que:

- 48°C, quando a temperatura de evaporação do sistema frigorífico for maior ou igual a 0°C; e

■ 43°C, quando a temperatura de evaporação do sistema frigorífico for menor que 0°C.

Os condensadores a ar devem ser instalados em nível elevado, em relação ao solo, para prevenir a acumulação de sujeira sobre as serpentinas. Deve-se sempre garantir que existam aberturas adequadas e livres de qualquer obstrução para a entrada de ar frio e para a saída do ar quente. As entradas de ar devem ser localizadas longe do lado de descarga, para evitar a aspiração de ar quente pelos ventiladores (curto-circuito do ar).

Devido à grande quantidade de ar manejada por estes condensadores, eles geralmente são bastante barulhentos. Assim, quando da sua instalação devem ser levadas em consideração às normas locais sobre os níveis máximos de ruído permitidos. Em algumas situações, especialmente em zonas residenciais em centros urbanos, deverão ser empregados sistemas para controle da rotação dos ventiladores (motores de duas velocidades ou inversores de frequência), os quais atuarão no período noturno, reduzindo a rotação dos ventiladores e, conseqüentemente, o ruído emitido por estes condensadores.

B. Condensadores resfriados a água

Condensadores resfriados a água, quando limpos e corretamente dimensionados, operam de forma mais eficiente que os condensadores resfriados a ar, especialmente em períodos de elevada temperatura ambiente. Normalmente, estes condensadores utilizam água proveniente de uma torre de resfriamento. A temperatura de condensação, por sua vez, deve ser fixada em um valor entre 5,0°C e 8,0°C maior que a temperatura da água que entra no condensador, isto é, da água que deixa a torre.

Quatro tipos de condensadores resfriados a água são discutidos abaixo, considerando-os aspectos relacionados a sua aplicação e economia.

C. Condensador duplo tubo

Este tipo de condensador é formado por dois tubos concêntricos, geralmente de 1 1/4" para o tubo interno e de 2" para o externo. O tubo

por onde circula a água é montado dentro do tubo de maior diâmetro. O fluido refrigerante, por sua vez, circula em contracorrente no espaço anular formado pelos dois tubos, sendo resfriado ao mesmo tempo pela água e pelo ar que está em contato com a superfície externa do tubo de maior diâmetro. (figura 2.14). Estes condensadores são normalmente utilizados em unidades de pequena capacidade ou como condensadores auxiliares, operando em paralelo com condensadores a ar, somente nos períodos de carga térmica muito elevada. Esses condensadores são difíceis de limpar e não fornecem espaço suficiente para a separação de gás e líquido.

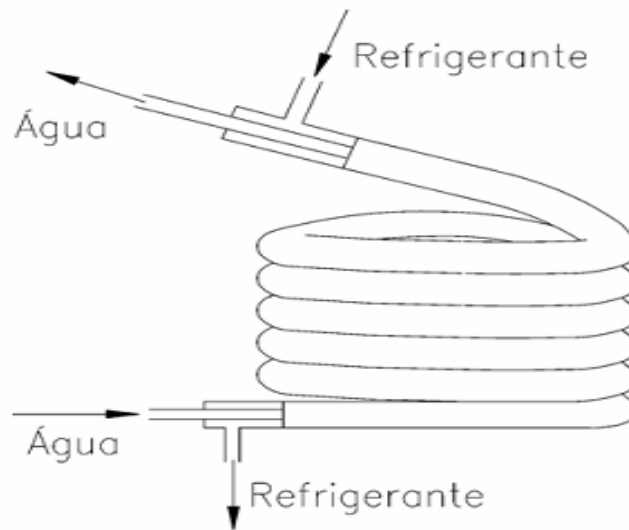


Figura 2.14 – Condensador de duplo tubo

D. Condensador carcaça e serpentina (Shell and Coil)

Este tipo de condensador é constituído por um ou mais tubos, enrolados em forma de serpentina, que são montados dentro de uma carcaça fechada (Figura 2.15). A água de resfriamento flui por dentro dos tubos, enquanto o refrigerante a ser condensado escorre pela carcaça. Embora, sejam de fácil fabricação, a limpeza destes condensadores é mais complicada, sendo efetuada por meio de produtos químicos (solução com 25% de HCl em água, com inibidor). É usado em unidades de pequena e média capacidade, tipicamente até 15 TR.

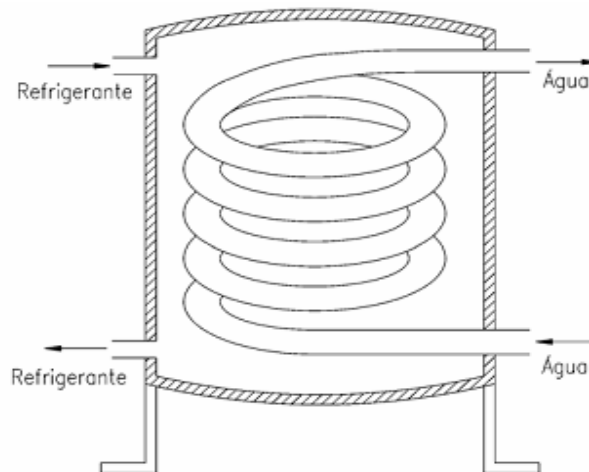


Figura 2.15 - Carcaça e serpentina (shell and coil)

E. Condensador carcaça e tubo (Shell and tube)

Este tipo de condensador é constituído de uma carcaça cilíndrica, na qual é instalada determinada quantidade de tubos horizontais e paralelos, conectados a duas placas dispostas em ambas as extremidades (Figura 2.16). A água de resfriamento circula por dentro dos tubos e o refrigerante escoa dentro da carcaça, em volta dos tubos. Os tubos são de cobre e os espelhos de aço são para hidrocarbonetos halogenados. Para amônia, tanto os tubos como os espelhos devem ser de aço. É de fácil limpeza (por varetamento) e manutenção. É fabricado para uma vasta gama de capacidades, sendo amplamente utilizado em pequenos e grandes sistemas de refrigeração.

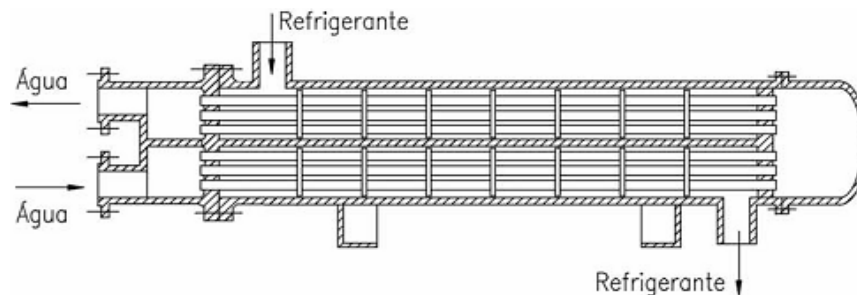


Figura 2.16 - Condensador carcaça e tubo (shell and tube)

F. Condensador de placa

Este tipo de condensador é geralmente constituído de placas de aço inox ou, em casos especiais, de outro material, de pequena espessura (0,4 a 0,8 mm). As placas são montadas paralelamente umas as outras (Figura 2.17), com um pequeno afastamento (1,5 a 3,0mm). A água de resfriamento e o fluido frigorífico circulam entre espaços alternados, formados pelas placas.

Este trocador de calor começa a ser utilizado cada vez mais, devido ao seu elevado coeficiente global de transferência de calor (2500 a $4500 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$), porém seu uso ainda é restrito na refrigeração industrial.

Apresenta-se em dois tipos: placas soldadas (brazed), empregados para refrigerantes halogenados; e placas duplas soldadas a laser, montadas em estrutura metálica, os quais são empregados para amônia. Estes últimos apresentam a vantagem da facilidade de aumento de sua capacidade, pela simples inclusão de placas.

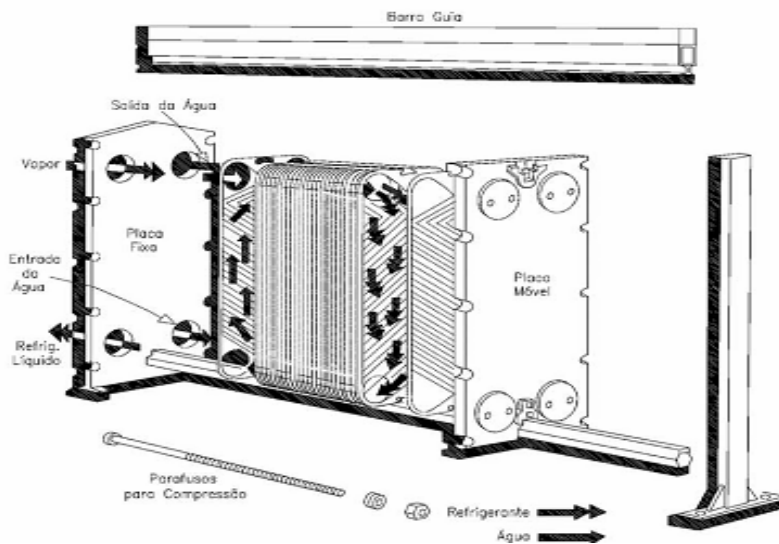


Figura 2.17 - Condensador de placas

G. Condensadores evaporativos

Este tipo de condensador é formado por uma espécie de torre de resfriamento de tiragem mecânica, no interior da qual é instalada uma série de tubos, por onde escoam o fluido frigorífico (Figura 2.18). No

topo destes condensadores são instalados bicos injetores que pulverizam água sobre a tubulação de refrigerante. A água escoar, em contracorrente com o ar, em direção à bacia do condensador. O contato da água com a tubulação por onde escoar o refrigerante provoca a sua condensação. Ao mesmo tempo, uma parcela da água evapora e num mecanismo combinado de transferência de calor e massa entre a água e o ar, esta última é também resfriada. A água que chega à bacia do condensador é re-circulada por uma bomba e a quantidade de água é mantida por meio de um controle de nível (válvula de bóia), acoplado a uma tubulação de reposição.

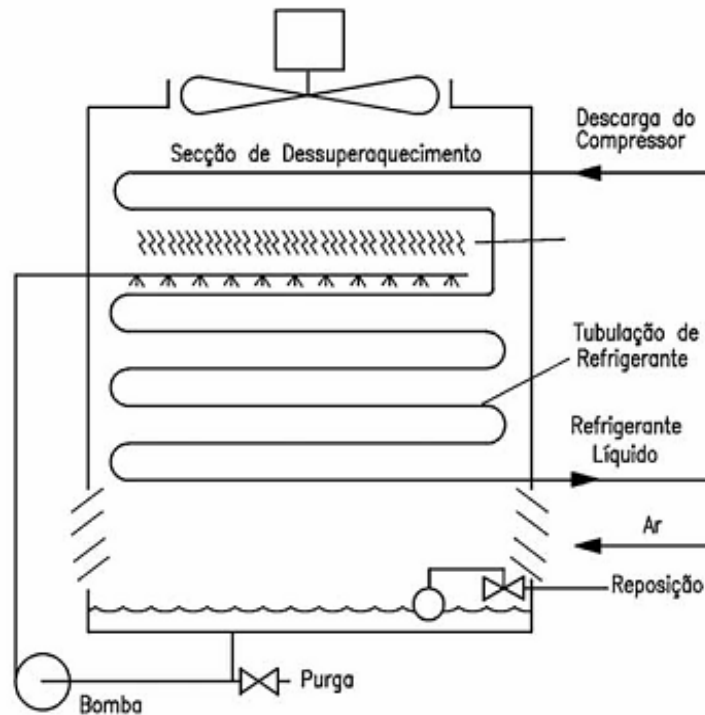


Figura 2.18 - Condensador evaporativo

6.1.5.2 Comparação entre os tipos de condensadores

Por último, cabe efetuar uma análise das temperaturas de condensação típicas resultantes da utilização de condensadores resfriados a ar, água e evaporativos. Como pode ser observado, na Figura 2.19, a utilização de condensadores a água em sistema aberto, isto é, utilizando-se água proveniente, por exemplo, de um rio, resulta

em menores temperaturas de condensação. No entanto, estes sistemas estão sujeitos a intensa formação de incrustações e da disponibilidade de água, a qual, na grande maioria das vezes, não existe.

Considerando uma ordem crescente de temperaturas de condensação, aparecem em seguida os condensadores evaporativos, os resfriados a água em sistema fechado e os resfriados a ar, sendo estes os mais empregados para sistemas com capacidades inferiores a 100 kW.

Comparando-se os sistemas com condensadores evaporativos com condensadores resfriados a água em sistema fechado, isto é, com torre de resfriamento, observa-se que os evaporativos resultam em menores temperaturas de condensação, em decorrência da existência de somente um diferencial de temperatura. Uma vantagem adicional dos condensadores evaporativos é que a bomba de água deste condensador é de capacidade menor que a requerida pelos condensadores resfriados a água, o que resulta em menor consumo de energia. No entanto, os condensadores evaporativos devem estar localizados próximos dos compressores, para se evitar longas linhas de descarga (conexão entre o compressor e o condensador).

6.1.6 Reservatórios de Líquidos

Em condensadores shell and tube, o próprio condensador, isto é, o espaço entre a carcaça e os tubos, pode ser usado como reservatório para armazenamento do refrigerante condensado. Em condensadores resfriados a ar, duplo tubo ou evaporativos, deve-se instalar um reservatório separado, pois estes condensadores não têm volume suficiente para armazenar o fluido frigorífico.

Todo sistema de refrigeração deve ter um reservatório com volume suficiente para armazenar a carga total de refrigerante, durante as paradas para manutenção. A carga total de refrigerante não deve ocupar área maior que 90% do volume do reservatório, para uma temperatura de armazenamento não superior a 40°C; para temperaturas de armazenamento maiores que 40°C, a carga de refrigerante não deve ser superior a 80% do volume do reservatório.

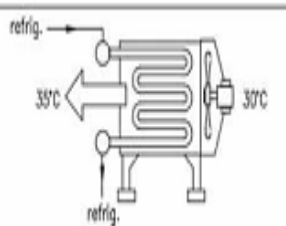
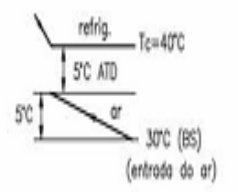
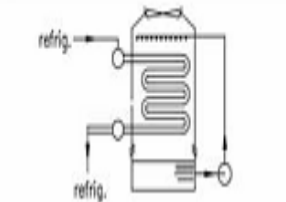
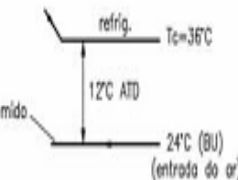
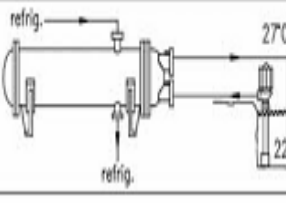
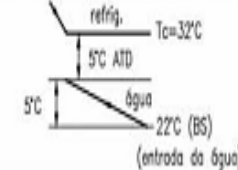
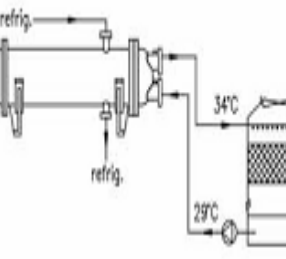
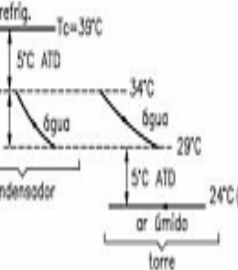
Tipo de Condensador	Arranjo Esquemático	Temp. de Condensação Típica (T_c)
Resfriado a Ar		
Evaporativo		
Resfriado a Água (sistema aberto)		
Resfriado a Água (sistema fechado)		

Figura 2.19 - Temperaturas de condensação típicas

6.1.7 Evaporadores

Os evaporadores possuem diversas formas de classificação aqui estudaremos somente as classificações em relação ao sistema de alimentação

Quanto ao seu sistema de alimentação, os evaporadores podem ser classificados em: seco ou inundado.

6.1.7.1 Evaporador seco (ou de expansão direta)

O refrigerante entra no evaporador, de forma intermitente, através de uma válvula de expansão, geralmente do tipo termostática, sendo completamente vaporizado e superaquecido ao ganhar calor em seu escoamento pelo interior dos tubos (Figura 2.20). Assim, em uma parte do evaporador existe fluido frigorífico saturado (líquido + vapor) e na outra parte, fluido superaquecido. Este tipo de evaporador é bastante utilizado com fluidos frigoríficos halogenados, especialmente em instalações de pequena capacidade.

Sua principal desvantagem está relacionada com o seu relativamente baixo coeficiente global de transferência de calor, resultante da dificuldade de se manter a superfície dos tubos molhadas com refrigerante e da superfície necessária para promover o superaquecimento.

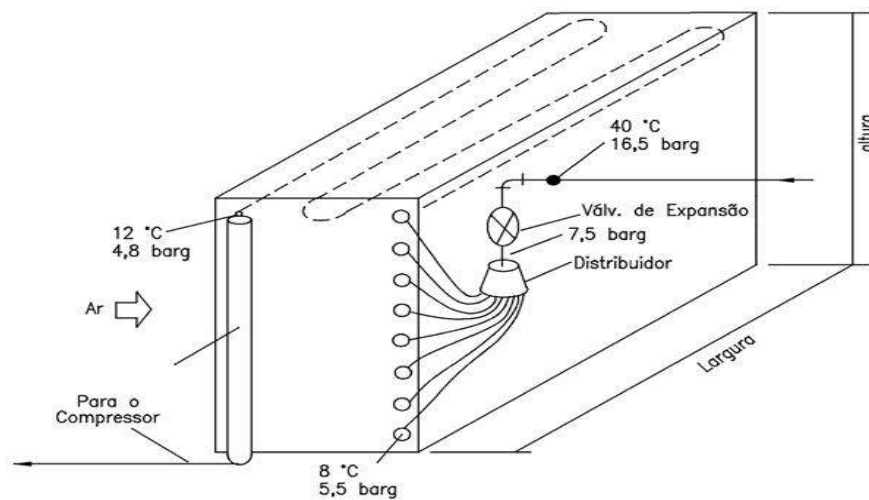


Figura 2.20 - Evaporadores de expansão direta

6.1.7.2 Evaporadores inundados

O líquido, após ser admitido por uma válvula de expansão do tipo bóia, escoar através dos tubos da serpentina, removendo calor do meio a ser resfriado. Ao receber calor no evaporador, uma parte do refrigerante evapora, formando uma mistura de líquido e vapor, a qual, ao sair do evaporador, é conduzida até um separador de líquido. Este separador, como o próprio nome diz, tem a função de separar a fase vapor da fase líquida. O refrigerante no estado de vapor saturado é aspirado pelo compressor, enquanto o líquido retorna para o evaporador, à medida que se faz necessário. Como existe líquido em contato com toda a superfície dos tubos, este tipo de evaporador usa de forma efetiva toda a sua superfície de transferência de calor, resultando em elevados coeficientes globais de transferência de calor.

Este tipo de evaporador é muito usado em sistemas frigoríficos que utilizam amônia como refrigerante, porém seu emprego é limitado em sistemas com refrigerantes halogenados, devido à dificuldade de se promover o retorno do óleo ao cárter do compressor.

Exige grandes quantidades de refrigerante e também possui custo inicial mais elevado.

Os evaporadores inundados podem ainda ter sua alimentação classificada em:

- Alimentação por gravidade. Os separadores de líquido, que podem ser individuais, parciais ou únicos, alimentam por gravidade todos os evaporadores da instalação;
- Recirculação de líquido. Os evaporadores são alimentados com fluido frigorífico líquido, geralmente por meio de uma bomba, em uma vazão maior que a taxa de vaporização. Portanto, o interior destes evaporadores também sempre contém fluido frigorífico líquido (Figura 2.21). A relação entre a quantidade de refrigerante que entra no evaporador e a quantidade de refrigerante que se evaporaria devido à carga aplicada é conhecida com “taxa de recirculação” (n). Alguns valores típicos desta taxa são mostrados na Tabela 2.0.

$$n = \frac{\text{vazão de refrigerante}}{\text{vazão evaporada}}$$

TABELA 2.0 - TAXAS DE RECIRCULAÇÃO TÍPICAS

FLUÍDO FRIGORÍFICO - ALIMENTAÇÃO	TAXA DE RECIRCULAÇÃO
Amônia -Alimentação por cima e tubos de grande diâmetro	6 a 7
Amônia - Alimentação normal e tubos de pequeno diâmetro	2 a 4
R12, R134a, R502.	2
R22 - Alimentação por cima	3

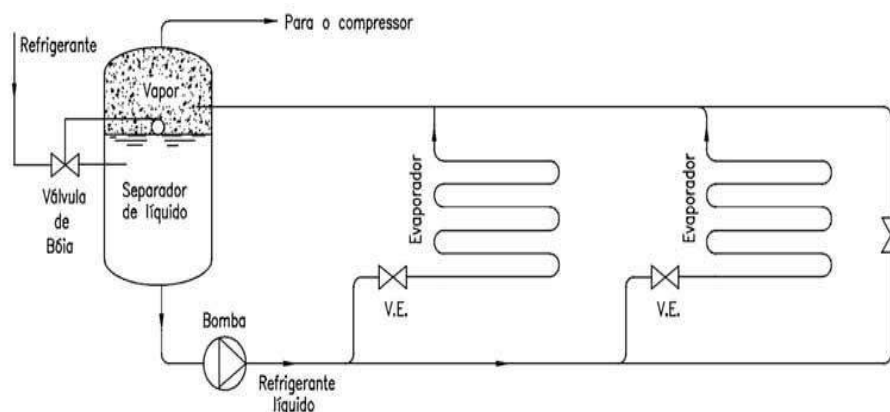


Figura 2.21 - Evaporador inundado com recirculação de líquido (por bomba)

6.1.8 Fluido Refrigerante

Fluido frigorífico, fluido refrigerante ou, simplesmente, refrigerante é uma substância empregada como veículo térmico na realização dos ciclos de refrigeração. Inicialmente, utilizaram-se, como refrigerantes substâncias como NH₃, CO₂, SO₂ e CH₃Cl. Mais tarde, com a finalidade de atingir temperaturas em torno de -75°C utilizaram-se substâncias com N₂O, C₂H₆ e, mesmo, o propano. Com o desenvolvimento de novos equipamentos pelas indústrias frigoríficas, cresceu por necessidade de novos refrigerantes.

O emprego da refrigeração mecânica nas residências e o uso de compressores rotativos e centrífugos determinaram a pesquisa de novos produtos, levando à descoberta dos CFCs (hidrocarbonetos à

base de flúor e cloro). Os CFCs reúnem, numa combinação única, várias propriedades desejáveis: não são inflamáveis, explosivos ou corrosivos; são extremamente estáveis; e são muito pouco tóxicos.

Em 1974, foram detectados pela primeira vez problemas com CFCs. Demonstrou-se que compostos clorados poderiam migrar para a estratosfera e destruir moléculas de ozônio. Por serem altamente estáveis, ao se liberarem na superfície terrestre conseguem atingir a estratosfera antes de serem destruídos. Os CFCs foram então condenados como os maiores responsáveis pelo aparecimento do buraco na camada de ozônio sobre a Antártica.

A camada de ozônio tem uma função importantíssima na preservação da vida. Ela é responsável pela filtragem dos raios ultravioleta, que, em quantidades elevadas, são prejudiciais ao meio ambiente. Ao ser humano podem causar doença de pele, como queimadura, câncer e envelhecimento precoce.

Devido ao efeito dos CFCs sobre a camada de ozônio estratosférico, o Protocolo de Montreal, de 1986, determinou sua substituição, provocando uma verdadeira revolução na indústria frigorífica. A substituição dos CFCs, juntamente com o desenvolvimento de equipamentos eficientes, constitui um verdadeiro desafio. Novos componentes e equipamentos têm sido desenvolvidos e novas tecnologias têm sido introduzidas, especialmente aquelas relacionadas à eletrônica e à informática. Nos últimos dez anos, têm surgido inúmeros substitutos dos CFCs, a maioria no âmbito da família dos hidrocarbonetos halogenados, quer como substâncias puras, misturas binárias ou ternárias. Refrigerantes naturais, como CO₂, têm sido seriamente cogitados pela comunidade científica e industrial.

A amônia tem sido adotada na maioria das instalações industriais de construção recente, dominando o setor. Uma vasta gama de produtos alternativos aos CFCs tem sido colocada no mercado pelos produtores de compostos halogenados, tornando difícil ao projetista decidir quanto ao refrigerante que melhor se ajuste à sua instalação em particular. Determinados setores da indústria optaram por um substituto em particular, como no caso do condicionamento de cabines para aplicações automotivas, onde o CFC-12 foi substituído pelo HCFC-134a.

O afinamento da camada de ozônio, segundo modelos das reações fotoquímicas envolvendo a irradiação solar ultravioleta,

resulta de um efeito em cadeia promovido por átomos de cloro (e bromo), entre outros. Os átomos de cloro são transportados por compostos clorados, emitidos na biosfera, atingindo a estratosfera. Devido a sua estabilidade química, as moléculas desses compostos mantêm sua integridade durante todo o período em que permanecem na atmosfera até atingirem a estratosfera. Essa estabilidade química é justamente uma das características que credenciou os CFCs como refrigerantes. Uma molécula de refrigerante R12, que é um CFC, apresenta uma vida útil na atmosfera da ordem de 100 anos, tempo suficiente para que, eventualmente, atinja a estratosfera, transportada por correntes atmosféricas.

De acordo com a Resolução 267, de 14 de setembro de 2000, do Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA), ficou estabelecida a proibição em todo o território nacional da utilização do CFC-11, CFC-12, além de outras substâncias que agridem a camada de ozônio, em instalações de ar condicionado central, instalações frigoríficas com compressores de potência unitária superior a 100 HP e em sistemas de ar condicionado automotivo.

Tornou-se proibida, a partir de 1º de janeiro de 2001, a utilização dessas substâncias em refrigeradores e congeladores domésticos, assim como em todos os demais equipamentos e sistemas de refrigeração.

As importações de CFC-12 sofrerão reduções gradativas em peso, da seguinte forma:

- a) 15% no ano de 2001;
- b) 30% no ano de 2002;
- c) 55% no ano de 2003;
- d) 75% no ano de 2004;
- e) 85% no ano de 2005;
- f) 95% no ano de 2006; e
- g) 100% no ano de 2007.

As importações de CFC-11 só são permitidas em situações especiais, descritas na Resolução, como para suprir os consumos das empresas cadastradas no Instituto Brasileiro de Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis (IBAMA) e que tenham projetos de conversão às tecnologias livres dessa substância. A Tabela 3.0 apresenta as datas previstas para a proibição dos CFCs.

TABELA 3.0 - RESUMO DAS DATAS PREVISTAS PARA A PROIBIÇÃO DOS CFCS

"PHASE-OUT"	REFRIGERANTE	AÇÃO
1996	R11, R12, R500	Extingue a produção dos refrigerantes. Equipamentos não mais fabricados.
2010	HCFC-22	Pára a fabricação de equipamentos
2040	HCFC-22	Pára a fabricação do refrigerante no hemisfério Sul
2020	HCFC-123	Pára a fabricação de equipamentos
2030	HCFC-123	Pára a fabricação do refrigerante

Nos últimos anos, o problema da camada de ozônio tem se associado ao problema do efeito estufa. O efeito estufa consiste na retenção de parte da energia solar incidente, devido à presença de certos gases na atmosfera, que atuam de forma semelhante a um vidro, sendo transparentes à irradiação solar na faixa de comprimentos de onda que sensibilizam a retina, que, a grosso modo varia entre 0,4 e 0,7 μ m, mas opacos à radiação infravermelha, caracterizada por comprimentos de onda superiores a 0,7 μ m. Boa parte da energia solar se compõe de fótons na faixa visível de comprimentos de onda, ao passo que a superfície terrestre emite energia radiante na faixa de comprimentos de onda que correspondem à radiação infravermelha. Dessa forma, parte da irradiação solar incidente vai sendo progressivamente armazenada, provocando aumento na temperatura da superfície terrestre. Esse processo é semelhante ao que ocorre numa estufa. Daí o nome “efeito estufa”. A maioria dos compostos halogenados utilizados em instalações frigoríficas, inclusive os substitutos, pode provocar o efeito estufa. Entretanto, como suas emissões são muito inferiores às do CO₂, que é o principal responsável pelo efeito estufa, sua ação não é tão significativa.

Para a caracterização do nível de ação sobre a camada de ozônio e do efeito estufa, dois índices foram criados. O primeiro refere-se à camada de ozônio; quantifica o potencial de destruição dessa camada que o particular composto apresenta em relação ao refrigerante R11, ao qual é atribuído o valor 1. Esse índice é denominado “Potencial de destruição da camada de ozônio” designado pelas iniciais ODP do

inglês “Ozone Depleting Potential”. O segundo índice refere-se ao efeito estufa, que é resultado de dois efeitos: o efeito direto, causado pela presença física do composto na atmosfera; e o efeito indireto, resultante da emissão de CO₂ pela queima de um combustível fóssil para produzir a energia elétrica necessária para acionar a instalação frigorífica que opera com o particular refrigerante. O índice para o efeito estufa é o GWP, do inglês “Global Warming Potential”, que é relativo ao efeito estufa direto causado pelo refrigerante R11, ao qual é atribuído arbitrariamente o valor 1.

As características desejáveis de um refrigerante são:

- Pressão de vaporização não muito baixa - é desejável que o refrigerante apresente uma pressão correspondente à temperatura de vaporização não muito baixa, para evitar vácuo elevado no evaporador, e um valor baixo da eficiência volumétrica do compressor, devido à grande relação de compressão.

- Pressão de condensação não muito elevada - temperatura de condensação, que é função da temperatura da água ou do ar de resfriamento, quanto menor for a pressão de condensação do refrigerante menor será a relação de compressão e, portanto, melhor o desempenho do compressor. Além disso, se a pressão no lado de alta pressão do ciclo de refrigeração for relativamente baixa, esta característica favorece a segurança da instalação.

- Calor latente de vaporização elevado - se o refrigerante tiver um alto calor latente de vaporização, será necessária menor vazão do refrigerante para uma dada capacidade de refrigeração.

- Volume específico reduzido (especialmente na fase vapor) - se o refrigerante apresentar alto valor do calor latente de vaporização e pequeno volume específico, na fase de vapor, a vazão em volume no compressor será pequena e o tamanho da unidade de refrigeração será menor, para uma dada capacidade de refrigeração. Entretanto, em alguns casos de unidades pequenas de resfriamento de água com compressor centrífugo é, às vezes, preferível que o refrigerante apresente valores elevados do volume específico, devido à necessidade de aumentar a vazão volumétrica do vapor de refrigerante

no compressor, para impedir a diminuição de eficiência do compressor centrífugo.

- Coeficiente de desempenho elevado - o refrigerante utilizado deve gerar um coeficiente de desempenho elevado, pois o custo de operação está essencialmente relacionado a este coeficiente.
- Condutibilidade térmica elevada - um valor elevado da condutibilidade térmica do refrigerante é importante para a melhoria das propriedades de transferência de calor.
- Baixa viscosidade na fase líquida e gasosa - devido ao pequeno atrito fluido dos refrigerantes pouco viscosos, as perdas de carga serão menores.
- Baixa constante dielétrica, grande resistência elétrica e característica de não-corrosão dos materiais isolantes elétricos - características especialmente importantes para aqueles refrigerantes utilizados em ciclos de refrigeração com compressores herméticos.
- Devem ser estáveis e inertes - ou seja, não devem reagir e corroer os materiais metálicos da instalação de refrigeração.
- Não deve ser poluente.
- Não devem ser tóxicos ou excessivamente estimulantes - apesar dos circuitos frigoríficos se constituírem em sistemas fechados, a possibilidade de vazamentos impõe que os compostos utilizados como refrigerantes apresentem nível reduzido de toxicidade, o que é satisfeito pela maioria dos CFCs.
- Não devem ser inflamáveis ou explosivos - a possibilidade de vazamentos também impõe que os refrigerantes não sejam inflamáveis, devido ao risco de incêndio e explosão.
- Devem ser de detecção fácil quando houver vazamentos - a facilidade de detecção do refrigerante é importante nas instalações de grande porte. A rápida detecção pode evitar a perda completa da carga de refrigerante da instalação.

■ Devem ser de preços moderados e facilmente disponíveis - a disponibilidade comercial do refrigerante está intimamente associada a seu preço. O uso de um refrigerante ideal que apresente um custo elevado torna-se impraticável.

O National Institute of Standards (NIST), dos EUA, realizou pesquisa em que examinou mais de 800 fluidos industriais quanto ao potencial para uso como refrigerante, devendo ser satisfeitas as seguintes condições termodinâmicas:

- 1^a) Temperatura de fusão inferior a -40°C ;
- 2^a) Temperatura crítica superior a 80°C ;
- 3^a) Pressão de saturação a 80°C inferior a 50MPa; e
- 4^a) h_{lv}/v_v superior a 1kJ/litro.

A 1^a e 2^a condições visam à eliminação de fluidos com ponto de fusão e temperatura crítica próximos da faixa de operação típica de aplicações frigoríficas. A 3^a condição visa à eliminação de fluidos excessivamente voláteis, associados à pressões excessivamente elevadas. A 4^a condição está relacionada ao tamanho do compressor. A pesquisa revelou que as condições impostas foram satisfeitas por 51 compostos, cujos perfis são apresentados abaixo:

- 15 hidrocarbonetos;
- 5 compostos oxigenados (éteres e aldeídos, etc.);
- 5 compostos nitrogenados (NH_3 , metilamina, etc.);
- 3 compostos de enxofre (SO_2 , etc.);
- 4 miscelâneas; e
- 19 hidrocarbonetos hidrogenados (R12, R22, R11, etc.).

Não foram envolvidas na pesquisa as misturas, que se tornaram populares nos últimos anos devido à necessidade de refrigerantes alternativos aos CFCs para satisfazer determinadas condições operacionais. É possível fazer combinações de duas ou mais espécies químicas, que em proporções adequadas resultam num composto com as características desejadas. De maneira geral, os refrigerantes podem ser classificados nas seguintes categorias:

- Hidrocarbonetos halogenados;
- Misturas não azeotrópicas de hidrocarbonetos halogenados;
- Misturas azeotrópicas de hidrocarbonetos halogenados;
- Compostos orgânicos; e
- Compostos inorgânicos.

Os refrigerantes são designados, de acordo com a norma ASHRAE 34-1992, por números de, no máximo, quatro algarismos, de acordo com a seguinte regra:

- O primeiro algarismo da direita indica o número de átomos de flúor na molécula;
- O segundo algarismo indica o número de átomos de hidrogênio mais 1;
- O terceiro algarismo indica o número de átomos de carbono menos 1; e
- O quarto algarismo a partir da direita é utilizado para designar compostos derivados de hidrocarbonetos não saturados

TABELA 3.1 - RELAÇÃO DE ALGUNS REFRIGERANTES, SUA DESIGNAÇÃO NOME E COMPOSIÇÃO QUÍMICA.

FAMÍLIA	COMPOSIÇÃO QUÍMICA	NOME	Nº	ODP	GWP
Hidrocarbonetos halogenados	CCl ₃ F	Tri cloro monoflúor metano	11	1	1,00
	CCl ₂ F ₂	Bi cloro bi flúor metano	12	1	3,20
	CClF ₃	Mono cloro tri flúor metano	13		
	CHCl ₂ F	Hidro bicloro mono flúor metano	22	0,05	0,34
	CHF ₃	Hidro tri flúor metano	23	0	N/d
	CH ₂ F ₂	Bi hidro bi flúor metano	32	0	0,12
	C ₂ HCl ₂ F ₃	Hidro bicloro biflúor etano	123	0,02	0,02
	C ₂ HF ₅	Hidro pentaflúor etano	125	0	0,84
	C ₂ H ₂ F ₄	Bi hidro tetra flúor etano	134a	0	0,28
	C ₂ H ₄ F ₂	Tetra hidro bi flúor etano	152a	0	0,03
Misturas não azeotrópicas	22/152a/124 (53%/13%/34%)	-	401A	0,03	0,22
	125/290/22 (60/2/38)	-	402A	0,02	0,52
	290/22/218 (5/75/20)	-	403A		
	125/143a/134a (44/52/4)	-	404A	0	0,94
	32/125/134a (20/40/40)	407C	0	0,38	
	22/124/142b (60/25/15)	-	409A	0,05	0,3
Misturas azeotrópicas*	12/152a (73,8/26,2)	-	500		
	22/115 (48,8/51,2)	-	502	0,22	3,7
	125/143a (50/50)	-	507A		
Hidrocarbonetos	C ₂ H ₆	Etano	170		
	C ₃ H ₈	Propano	290		
	C ₄ H ₁₀	Butano	600		
	C ₄ H ₁₀	Butano normal (isobutano)	600a		
Compostos Inorgânicos	NH ₃	Amônia	717	0	0,00
	H ₂ O	Água	718	0	0,00
	CO ₂	Dióxido de carbono	744		

Na coluna da composição química, indica-se a designação dos componentes; e entre parênteses, a composição da mistura em base mássica.

O primeiro algarismo nulo a partir da esquerda, por convenção, não é escrito. Este é o caso do R12, cuja composição química é CCl₂F₂. Como esse refrigerante apresenta apenas um átomo de carbono e como C-1 é nulo, sua designação é feita por um número de dois algarismos.

Os isômeros são designados pelos sufixos “a”, “b”, “c”, etc., em ordem crescente de assimetria espacial. Este é o caso do R134a, que é um isômero espacial do composto 134. As misturas não azeotrópicas são designadas pela série 400, em ordem crescente de cronologia de aparecimento. As misturas azeotrópicas são designadas pela série 500; os compostos orgânicos, pela série 600; e os compostos inorgânicos, pela série 700, em ordem crescente, de acordo com a massa molecular. A amônia, NH_3 , por exemplo, de massa molecular 17, é designada como refrigerante 717; e a água, H_2O , de massa molecular 18, é designada como refrigerante 718.

TABELA 3.2 – PROPRIEDADES FÍSICAS DE DIVERSOS REFRIGERANTES

REFRIGERANTE	MASSA MOLECULAR	TEMPERATURA CRÍTICA [°C]	PRESSÃO CRÍTICA [kPa]	PONTO DE FUSÃO [°C]	PONTO DE EBULIÇÃO NORMAL [°C]	h _{lv} [kJ/kmol] (PRESSÃO NORMAL)
R11	137,38	198	4.406	111	23,8	24.768
R12	120,9	112	4.113	158	-29,8	19.982
R13	104,5	28,8	3.865	181	-81,4	15.515
R22	86,48	96	4.974	160	-40,8	20.207
R23	70,02	25,6	4.833	155	-82,1	17.039
R32	52,02	78,4	5.830	136	-51,7	19.834
R113	187,39	214,1	3.437	-35	47,6	27.513
R123	152,9	183,8	3.674	-107	27,9	26.005
R125	120	66,3	3.631	-103	-48,6	19.276
R134a	102,3	101,1	4.067	-96,6	-26,2	22.160
R152a	66,05	113,5	4.492	-117	-25	21.039
R401A*	94,44	108	4.604	-	-33,1	21.457
R402A*	101,6	75,5	4.135	-	-49,2	19.721
R404A*	97,6	72,15	3.735	-	-46,55	19.555
R407C*	86,2	86,79	4.597	-	-43,9	21.486
R409A*	97,4	107	4.600	-	-34,2	21.525
R410A*	72,58	72,13	4.925	-	-51,54	19.718
R500	99,31	105,5	4.423	-159	-33,5	19.975
R502	111,6	82,2	4.075	-	-45,5	19.258
R507A	98,86	70,74	3.714	-	-47,1	19.408
R170	30,07	32,2	4.891	-183	-88,8	14.645
R290	44,1	96,7	4.284	-188	-42,1	18.669
R600	58,13	152	3.794	-139	-0,5	22.425
R600a	58,13	135	3.645	-160	-11,7	21.174
R717	17,03	133	11.417	-77,7	-33,3	23.343
R718	18,02	374	22.064	0	100	40.664
R744	44,01	31,1	7.372	-	-88,1	17.006

7 CONCLUSÃO

Conclui-se com esse trabalho que a refrigeração não se trata de um processo qualquer para remoção de calor, e sim uma ramo da ciência que trata dos processos de redução e conservação de temperatura de um espaço ou material, abaixo da temperatura ambiente predominante.

Ciência essa que se dispõe de vários equipamentos e métodos, que estão se desenvolvendo a cada dia mais, gerando menos custos e menor degradação ao meio ambiente. Por isso cada sistema deve ser seriamente estudado, projetado e analisado antes de qualquer manutenção ou instalação.

8 BIBLIOGRAFIA

Apostila de Refrigeração, FUPAI, Itajubá MG

Livro Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial, ELETROBRÁS / PROCEL, 2005.

Manuais e catálogos York International Ltda. (Johson Controls Company)

Apostilas do curso de SABROE, módulos I e II (Johson Controls Company).

Sistema de Refrigeração com Amônia NH₃ – Companhia Cervejaria BRAHMA, 1993.

Amônia em Sistemas de Refrigeração, Escola SENAI Oscar Rodrigues Alves, 2003