

MARINHA DO BRASIL
CENTRO DE INSTRUÇÃO ALMIRANTE GRAÇA ARANHA
APMA

ODIRLEI DA SILVA BADARÓ

**DISPOSITIVO DE EXPANSÃO E CONTROLE NOS SISTEMAS DE
PRODUÇÃO DE FRIOS NAVAIS**

RIO DE JANEIRO, 2013

Odirlei da Silva Badaró

Monografia apresentada como exigência
para conclusão do curso de
aperfeiçoamento para oficiais de máquinas
(APMA) do Centro de Instrução Almirante
Graça Aranha

Orientador: Professor Aristóteles Mello

Rio de Janeiro, 2013

ODIRLEI DA SILVA BADARÓ

BANCA EXAMINADORA

Aprovado em _____ de Dezembro de 2013.

Orientador: Professor Aristóteles Mello

Nota: _____

1º Examinador: _____

2º Examinador: _____

DEDICATÓRIA

Dedico esta monografia aos meus pais e minhas irmãs que sempre me apoiaram e deram suporte nos momentos difíceis e quando quis desistir. Minha esposa e minha filha por entender e compreender minha ausência durante o curso. Meus professores pelo suporte e pelo esforço despendido em ensinar e transferir conhecimento.

AGRADECIMENTO

Agradeço a Deus por me guiar em todos os momentos de minha vida, meus pais e irmãs por me dar suporte, minha esposa e minha filha que dá sentido a minha vida e me dá força por buscar sempre o melhor pra elas. Meus amigos que sempre me deram suporte e mesmo afastado a amizade ainda persiste. Meus mestres e professores por transferir seus conhecimentos em especial meu orientador Aristóteles Mello por me ajudar nesta monografia e Professora Denise Batista. Ao CIAGA por tornar possível este curso de aperfeiçoamento e a minha empresa, Seadrill, por ter permitido a minha presença neste curso.

RESUMO

O estudo de dispositivo de expansão e controle nos sistemas de produção de frios navais é um sistema há muito tempo usado e continua se modernizando. Nesta monografia veremos os principais sistemas usados a bordo de embarcações mercantes assim como os princípios de refrigeração industrial, seus componentes e refrigerantes usados. Abordamos também o impacto que gases refrigerantes podem causar ao meio ambiente.

Abstract

The study of expansion and control in the naval refrigeration systems is a system long time used and keeping on modernizing. This monograph will see the main systems used on board merchant vessels as well as the principles of industrial refrigeration components and refrigerants used. We also analyze the impact that refrigerant gases can cause on environment.

ÍNDICE DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 – Estados de uma substância pura	16
Figura 1.2 – Esquema de um diagrama de P _{xh} (Molier) para um refrigerante	19
Figura 1.3 – (a) Sistema Fechado e (b) Sistema aberto (volume de controle).	20
Figura 1.4 - Convenção dos sinais para trabalho e calor.	22
Figura 1.5 – Mecanismos de transf. de calor. Placas planas (a) e cilindro (b).	25
Figura 2.1 Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor	28
Figura 2.2 – Diferença entre o ciclo teórico e real de refrigeração	30
Figura 2.3 – Processo de transferência de calor no evaporador	31
Figura 2.4 – Processo de compressão adiabática reversível no compressor	32
Figura 2.5 – Processo de transferência de calor no condensador	32
Figura 2.6 – Processo no dispositivo de expansão	33
Figura 2.7 – Influência da temperatura de evaporação no COP do ciclo teórico	34
Figura 2.8 – Influência de condensação no COP do ciclo teórico	35
Figura 2.9 – Influência do Sub-resfriado no COP do ciclo teórico	36
Figura 2.10 – Influência do superaquecimento no COP do ciclo teórico	37
Figura 3.1 – Processos do ciclo de trabalho de compressores alternativos	41
Figura 3.2 – Corte longitudinal de um compressor alternativo aberto p/ amônia	41
Figura 3.3 Compressor do tipo aberto para CFC's	42
Figura 3.4 – Compressor alternativo hermético.	44
Figura 3.5 – Compressor semi-hermético: 6 cilindros com arranjo em W (Bitzer)	45
Figura 3.6 – Válvulas de serviço para compressores de pequeno porte.	45
Figura 3.7 – Compressor de pistão rolante.	48
Figura 3.8 – Compressor de lâminas giratórias.	49
Figura 3.9 – Compressor parafuso: (a) fluxo de refrigerante; (b) processos de sucção, compressão e descarga do vapor	50
Figura 3.10 – Elementos do compressor scroll e processos de admissão, compressão e descarga de gás refrigerante.	52
Figura 3.11 Corte longitudinal de um compressor centrífugo de 2 estágios.	53
Figura 3.12 - Indicativo p/ a seleção de comp. de pequena capacidade (<5 kW)	56
Figura 3.13 - Copeland Discus™ Digital, c/ Tecnologia CoreSense™ Diagnostics	57
Figura 3.14 – Esquema dos fluxos no cond. de casco-tubos resfriado à água.	60
Figura 3.15 – Detalhes construtivos de um condensador casco-tubos	60

Figura 3.16 – Condensador de casco-tubos na posição vertical.	60
Figura 3.17 – Condensador de casco-serpentina.	61
Figura 3.18 – Condensador de tubos concêntricos	62
Figura 3.19 – Tipos de evaporadores usados em sistemas de refrigeração.	62
Figura 3.20 – Evaporador de expansão seca do tipo serpentina aletada com distribuidor de fluxo na entrada e coletor de vapor na saída.	63
Figura 3.21 – Evaporador de expansão seca de casco-tubos.	64
Figura 3.22 – Evaporador com recirculação por gravidade.	65
Figura 3.23 – Separador de líquido em sistema com bomba de circulação de refrigerante.	65
Figura 3.24 - Evaporador inundado de casco-tubos.	66
Figura 3.25 – Corte transversal e pressões atuantes na operação de uma válvula de expansão termostática com equalização interna de pressão.	67
Figura 3.26 – Esquema de operação do evaporador de expansão seca com válvula de expansão termostática operando com HCFC–22	68
Figura 3.27 – Válvula de expansão termostática com equalização externa de pressão.	69
Figura 3.28 – Válvula de expansão termostática com equalização externa e distribuidor de líquido.	70
Figura 3.29 – Válvulas de expansão eletrônicas.	71
Figura 3.30 – Corte transversal da válvula de expansão de boia de alta pressão.	71
Figura 3.31 – Instalação de válvula de boia com controle de fluxo na alta pressão	72
Figura 3.32 – Perfil típico de pressão e temperatura ao longo de um tubo capilar	73
Figura 3.33 – Equip. e acessórios principais do sistema de refrigeração por CMV	73
Figura 3.34 – Válvula de retenção	74
Figura 3.35 – Válvula solenóide NA de ação direta	74
Figura 3.36 – Cartuchos de filtros secadores	75
Figura 3.37 – Visor de líquido com indicador de umidade.	75
Figura 3.38 – Pressostato	76
Figura 3.39 – Termostato de ambiente.	76
Figura 3.40 – Distribuidor de líquido.	77
Figura 3.41 – Separador de óleo.	77
Figura 3.42 – Acumulador de sucção.	77
Figura 4.1 – Refrigerantes completamente e parcialmente halogenados.	78

Figura 4.2 – Mistura dos componentes no vaso de pressão constante.	93
Figura 4.3 – Diagrama T – X para mistura binária zeotrópica.	93
Figura 4.4 – Diagrama T – X para mistura binária azeotrópica.	95
Figura 4.5 – Ponto de solidificação vs. concentração de soluto.	96
Figura 4.6 – Curvas de ponto de congelamento para salmouras de cloreto de sódio e de cálcio.	97

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1.1 - Condutividade térmica de alguns materiais	24
Tabela 3.1 Comparação entre vários tipos de compressores (Wang, 1992)	55
Tabela 3.2 – Comparação entre compressores alternativos e parafuso	56
Tabela 4.1 – Numeração de refrigerantes (ASHRAE Fundamentals 2001)	81
Tabela 4.2 – Valores de ODP e GWP p/ refrig. halogenados (Wang , 1993).	83
Tabela 4.3 – Aplicações e características de fluidos refrigerantes alternativos.	84
Tabela 4.4 – Desempenhos de refrigerantes por kW de capacidade de refrigeração (ASHRAE Fundamentals 2005).	88
Tabela 4.5 – Propriedades termofísicas de refrigerantes (ASHRAE Fundamentals 2005).	90
Tabela 4.6 – Propriedades do etilenoglicol e do propilenoglicol (ASHRAE Fundamentals 2005)	98
Tabela 5.1 – Condutividade térmica de alguns materiais usados na refrigeração industrial	103
Tabela 5.2 – Classificação dos isolamentos térmicos de câmaras frigoríficas	104
Tabela 5.3 – Resistência à difusão de vapor d`água com relação ao ar	107
Tabela 6.1: Valores de potência absorvida a carga parcial	111
Tabela 6.1: Valores de potência absorvida a carga parcial (Cont.)	112
Tabela 6.2: Variação de pressão do ar em relação ao nível do mar	113

SUMÁRIO

Introdução	15
1.1 Definições	15
1.2 Propriedades termodinâmicas de uma substância	17
1.3 Equações de Estado	18
1.4 Diagramas de MOLLIER para Fluidos Refrigerantes	19
1.5 Primeira Lei da Termodinâmica	20
1.6 Transferência de Calor	23
1.6.1 Transferência de calor por condução	23
1.6.2 Transferência de calor por convecção	24
1.6.3 Transferência de calor por radiação	25
2.0 Ciclos de refrigeração por compressão de vapor	27
2.1 Ciclo Teórico de Refrigeração por Compressão de Vapor	28
2.2 Ciclo Real de Compressão de Vapor	29
2.3 Balanço de Energia p/ o Ciclo de Refrig. por Compressão de Vapor	30
2.3.1 Capacidade frigorífica	30
2.3.2 Potência teórica de compressão	31
2.3.3 Calor rejeitado no condensador	32
2.3.4 Dispositivo de expansão	33
2.3.5 Coeficiente de desempenho do ciclo	33
2.4 Parâmetros que Influenciam o COP do Ciclo de Refrigeração	34
2.4.1 Influência da temperatura de evaporação no COP do ciclo teórico	34
2.4.2 Influência da temperatura de condensação no COP do ciclo teórico	35
2.4.3 Influência do sub-resfriamento do líquido no COP do ciclo teórico	35
2.4.4 Influência do superaquecimento útil no COP do ciclo teórico	36
3 COMPONENTES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	39
3.1 Compressores	39
3.1.1 Compressores alternativos	39
3.1.2 Compressores rotativos	47
3.1.3 Compressores parafuso	49
3.1.4 Compressores scroll	51
3.1.5 Compressores centrífugos	52

3.1.6 Seleção de compressores	53
3.1.7 Eficiência energética compressores modernos	57
3.2 Condensadores	58
3.2.1 Condensadores resfriados à água	58
3.2.1.1 Condensador de casco-tubos	59
3.2.1.2 Condensador de casco-serpentina	61
3.2.1.3 Condensador de tubos concêntricos	62
3.3 Evaporadores	62
3.3.1 Evaporador de expansão seca	63
3.3.2 Evaporador com recirculação	64
3.3.3 Evaporador inundado	66
3.4 Dispositivos de expansão	66
3.4.1 Válvulas de expansão termostática	67
3.4.2 Válvulas de expansão eletrônica	70
3.4.3 Válvulas de expansão de boia	71
3.4.4 Tubo capilar	72
3.5 Acessórios	73
3.5.1 Válvula de retenção	73
3.5.2 Válvula solenoide	73
3.5.3 Filtro secador	75
3.5.4 Visor de líquido	75
3.5.5 Pressostato	75
3.5.6 Termostato	76
3.5.7 Distribuidor de líquido	76
3.5.8 Separador de óleo	76
3.5.9 Acumulador de sucção	77
4 FLUIDOS REFRIGERANTES	78
4.1 Refrigerantes primários	78
4.1.1 Cloro-flúor-carbonos (CFC's)	78
4.1.2 Hidro-cloro-flúor-carbonos (HCFC's)	79
4.1.3 Hidro-flúor-carbonos (HFC's)	79
4.1.4 Halogênios (BFC's)	79
4.1.5 Misturas azeotrópicas	79
4.1.6 Misturas zeotrópicas	80

4.1.7 Compostos inorgânicos	80
4.2 Numeração dos refrigerantes	80
4.3 Refrigerantes e meio-ambiente	81
4.3.1 Ações imediatas: substituição de refrigerantes ou retrofit	83
4.3.1.1 Programa Brasileiro de Eliminação dos (HCFCs) – PBH	85
4.3.2 Propriedades e características dos refrigerantes	86
4.4 Segurança	86
4.5 Coeficiente de performance ou desempenho (COP)	89
4.6 Propriedades termofísicas	89
4.7 Características operacionais	91
4.8 Refrigerantes primários alternativos	92
4.8.1 Equilíbrio de fases em misturas homogêneas	92
4.9 Refrigerantes secundários	95
4.9.1 Salmouras	96
4.9.2 Etilenoglicol e propilenoglicol	97
5 ISOLAMENTO TÉRMICO	99
5.1 Principais isolantes térmicos	99
5.1.1 Cortiça	99
5.1.2 Espuma rígida de vidro (vidro celular expandido)	100
5.1.3 Resinas fenólicas	101
5.1.4 Espuma rígida de poliuretano e poliuretano expandido	101
5.1.5 Poliestireno expandido	101
5.2 Condutividade térmica dos isolantes	102
5.3 Cálculo da espessura do isolamento	103
5.4 Resistência à umidade	105
5.5 Mínima espessura do isolamento para evitar condensação superficial	107
6 MANUTENÇÃO	109
6.1 Análise dos equipamentos e componentes	110
6.1.1 Grupo de resfriamento de água ou salmoura	110
6.1.2 Grupo de condensação a água	112
6.1.3 Ventiladores	112
6.1.4 Bombas Centrífugas	114
6.1.5 Evaporador de tiragem forçada	115
6.1.6 Tubulação de água	115

6.1.7 Tubulação de refrigerante primário	115
6.1.8 Câmaras isoladas	115
6.2 Operação e manutenção eficientes	116
6.2.1 Testes de vazamentos de refrigerantes	116
6.2.1.1 Sistemas que trabalham com pressão positiva	116
6.2.1.2 Sistemas que trabalham sob vácuo (teste de estanqueidade)	117
6.3 Testes de umidade no circuito	117
6.4 Evacuação do sistema	118
6.5 Recolhimento do refrigerante ("Pump down")	119
6.6 Problemas com o óleo	123
CONSIDERAÇÕES FINAIS	125

INTRODUÇÃO

Este capítulo tem por objetivo apresentar algumas definições termodinâmicas e as propriedades das substâncias mais usadas na análise de sistemas frigoríficos. Mostrará ainda, as relações entre as propriedades termodinâmicas de uma substância pura, que é o caso dos fluídos frigoríficos. Esta apresentação, contudo, não se deterá em análises termodinâmicas rigorosas, ao contrário, fará apenas uma apresentação superficial de tais definições e das propriedades termodinâmicas e suas inter-relações suficientes para o propósito deste estudo. Também serão apresentados os conceitos básicos relacionados com transferência de calor.

1.1 Definições

Propriedades termodinâmicas: São características macroscópicas de um sistema como: volume, massa, temperatura, pressão.

Estado Termodinâmico: Pode ser entendido como sendo a condição em que se encontra a substância, sendo caracterizado pelas suas propriedades.

Processo: É uma mudança de estado de um sistema. O processo representa qualquer mudança nas propriedades da substância. Uma descrição de um processo típico envolve a especificação dos estados de equilíbrio inicial e final.

Ciclo: É um processo, ou mais especificamente uma série de processos, onde o estado inicial e o estado final do sistema (substância) coincidem.

Substância Pura: É qualquer substância que tenha composição química invariável e homogênea. Ela pode existir em mais de uma fase (sólida, líquida e gasosa), mas a sua composição química é a mesma em qualquer das fases.

Temperatura de saturação: Este termo designa a temperatura na qual se dá a vaporização de uma substância pura a uma dada pressão. Essa pressão é chamada “pressão de saturação” para a temperatura dada. Assim, para a água (utiliza-se a água para facilitar o entendimento da definição dada acima) a 100°C a pressão de saturação é de 1,01325bar, e para a água a 1,01325bar de pressão, a temperatura de saturação é de 100°C. Para uma substância pura há uma relação definida entre a pressão de saturação e a temperatura de saturação correspondente.

Líquido Saturado: Se uma substância se encontra como líquido à temperatura e pressão de saturação, diz-se que ela está no estado de líquido saturado.

Líquido Sub-resfriado: Se a temperatura do líquido é menor que a temperatura de saturação, para a pressão existente, o líquido é chamado de líquido sub-resfriado (significa que a temperatura é mais baixa que a temperatura de saturação para a pressão dada), ou líquido comprimido, (significando ser a pressão maior que a pressão de saturação para a temperatura dada).

Título (x): Quando uma substância se encontra parte líquida e parte vapor, na temperatura de saturação (isto ocorre, em particular, nos sistemas de refrigeração, no condensador e no evaporador), a relação entre a massa de vapor e a massa total, isto é, massa de líquido mais a massa de vapor, é chamada de título (x). Matematicamente, tem-se:

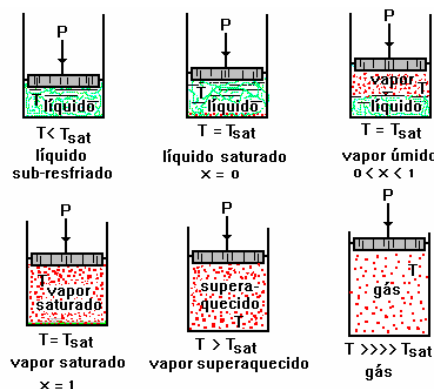
$$x = \frac{m_v}{m_l + m_v} = \frac{m_v}{m_t}$$

Vapor Saturado: Se uma substância se encontra completamente como vapor na temperatura de saturação, é chamada de “vapor saturado”, e neste caso o título é igual a 0 ou 100%, pois a massa total (mt) é igual à massa de vapor (mv).

Vapor Superaquecido: Quando o vapor está a uma temperatura maior que a temperatura de saturação é chamado “vapor superaquecido”. A pressão e a temperatura do vapor superaquecido são propriedades independentes, e neste caso, a temperatura pode ser aumentada para uma pressão constante. Em verdade, as substâncias que chamamos de gases são vapores altamente superaquecidos.

A Figura 1.1 retrata a terminologia que acabou de ser definida para os diversos estados termodinâmicos em que se pode encontrar uma substância pura.

Figura 1.1 – Estados de uma substância pura



1.2 Propriedades termodinâmicas de uma substância

Uma propriedade de uma substância é qualquer característica observável dessa substância. Um número suficiente de propriedades termodinâmicas independentes constitui uma definição completa do estado da substância.

As propriedades termodinâmicas mais comuns são: temperatura (T), pressão (P), volume específico (v) e massa específica (ρ). Além destas propriedades termodinâmicas mais familiares, e que são mensuráveis diretamente, existem outras propriedades termodinâmicas fundamentais para a análise de transferência de calor, trabalho e energia, não mensuráveis diretamente, que são: energia interna (u), entalpia (h) e entropia (s).

Energia Interna (u): É a energia que a matéria possui devido ao movimento e/ou forças intermoleculares. Esta forma de energia pode ser decomposta em duas partes: Energia cinética interna \Rightarrow relacionada à velocidade das moléculas; Energia potencial interna \Rightarrow relacionada às forças de atração entre as moléculas.

As mudanças na velocidade das moléculas são identificadas, macroscopicamente, pela alteração da temperatura da substância (sistema), enquanto que as variações na posição são identificadas pela mudança de fase da substância (sólido, líquido ou vapor).

Entalpia (h): Na análise térmica de alguns processos específicos, frequentemente são encontradas certas combinações de propriedades termodinâmicas. Uma dessas combinações ocorre quando se tem um processo a pressão constante, resultando a combinação $u + pv$. Assim é conveniente definir uma nova propriedade termodinâmica chamada “entalpia”, a qual é representada pela letra h. Matematicamente, tem-se:

$$h = u + pv \quad (1.2)$$

Entropia (s): Esta propriedade termodinâmica representa, segundo alguns autores, uma medida da desordem molecular da substância ou, segundo outros, a medida da probabilidade de ocorrência de um dado estado da substância. Cada propriedade de uma substância, em um dado estado, tem somente um valor finito. Essa propriedade sempre tem o mesmo valor para um estado dado, independentemente de como foi atingido tal estado.

1.3 Equações de Estado

Equação de estado de uma substância pura é uma relação matemática que correlaciona pressão, temperatura e volume específico, para um sistema em equilíbrio termodinâmico. De uma maneira geral podemos expressar essa relação na forma da Eq. (1.3):

$$f(P, v, T) = 0 \quad (1.3)$$

Existem inúmeras equações de estado, muitas delas desenvolvidas para relacionar as propriedades termodinâmicas para uma única substância, outras mais genéricas, por vezes bastante complexas, com objetivo de relacionar as propriedades termodinâmicas de várias substâncias.

Uma das equações de estado mais conhecidas e mais simples é aquela que relaciona as propriedades termodinâmicas pressão, volume específico e temperatura absoluta para o gás ideal, a qual é expressa por:

$$Pv = RT \quad (1.4)$$

onde P é a pressão absoluta (manométrica + barométrica), v , é o volume específico, R é a constante particular do gás e T é a temperatura absoluta.

Embora a Eq. (1.4) seja para gás ideal ela representa satisfatoriamente gases reais quando estes estão a pressões relativamente baixas.

Um outro exemplo de equação de estado é a dado na Eq. (1.5), que é usada para relacionar as propriedades termodinâmicas dos refrigerantes compostos de hidrocarbonetos fluorados (CFCs).

$$P = \frac{RT}{v-b} + \sum_{i=2}^5 \left[\frac{A_i + B_i T + C_i \text{EXP}(-kT/T_c)}{(v-b)^i} \right] + \frac{A_6 + B_6 T + C_6 \text{EXP}(-kT/T_c)}{(1 + c \text{EXP}(\alpha v)) \text{EXP}(\alpha v)} \quad (1.5)$$

onde: A_i , B_i , C_i , k , b , α e T_c , são constantes que dependem da substância.

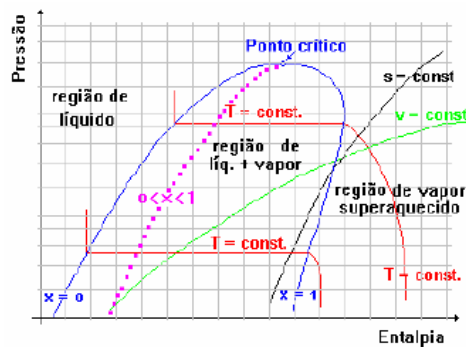
Muitos outros exemplos de equações de estado, algumas mais simples outras mais complexas, poderiam ser apresentados. Entretanto, dado a complexidade das equações de estado para correlacionar as propriedades termodinâmicas dos refrigerantes, seria interessante se possuir um meio mais rápido para obter tais relações. As tabelas de propriedades termodinâmicas, obtidas através das equações de estado, são as ferramentas que substituem as equações.

1.4 Diagramas de MOLLIER para Fluidos Refrigerantes.

As propriedades termodinâmicas de uma substância são frequentemente apresentadas, além das tabelas, em diagramas que podem ter por ordenada e abscissa, temperatura e entropia, entalpia e entropia, pressão absoluta e volume específico ou pressão absoluta e entropia.

Os diagramas tendo como ordenada pressão absoluta (P) e como abscissa a entalpia específica (h) são bastante utilizados para apresentar as propriedades dos fluidos frigoríficos, visto que estas coordenadas são mais adequadas à representação do ciclo termodinâmico de refrigeração por compressão de vapor. Estes diagramas são conhecidos como diagramas de Mollier. A Figura 1.2 mostra os elementos essenciais dos diagramas pressão-entalpia, para qualquer substância pura. Diagramas completos, de onde podem ser obtidos dados para análises térmicas de sistemas frigoríficos, são dados em anexo.

Figura 1.2 – Esquema de um diagrama de P_xh (Molier) para um refrigerante



Fonte: Revista "OFICINA DO FRIO" - Nov de 1997 (vol. 34)

Estes diagramas são úteis, tanto como meio de apresentar a relação entre as propriedades termodinâmicas, como para a visualização dos processos que ocorrem em cada uma das partes do sistema. Assim, no estudo de um ciclo de refrigeração será utilizado o diagrama de Mollier para mostrar o que ocorre em cada componente do sistema de refrigeração (compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador). O ciclo completo de refrigeração por compressão de vapor também será representado sobre o diagrama de Mollier.

No diagrama de Mollier podem se destacar três regiões características, os quais são: A região à esquerda da linha de líquido saturado ($x=0$), chamada de região de líquido sub- resfriado; A região compreendida entre as linhas de líquido

saturado ($x=0$) e vapor saturado ($x=1$), chamada de região de vapor úmido ou região de líquido mais vapor; A região à direita da linha de vapor saturado ($x=1$), chamada de região de vapor superaquecido.

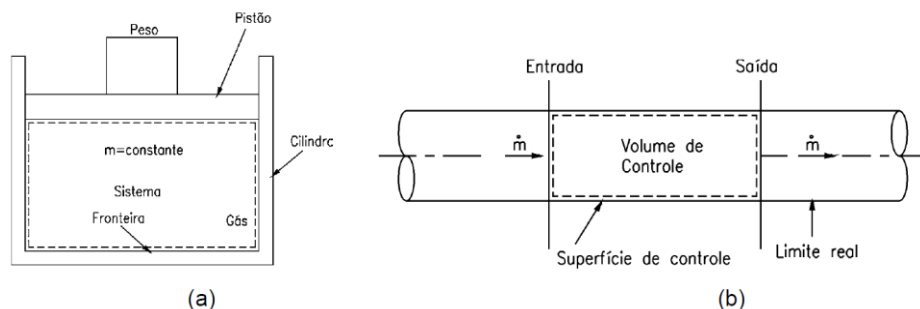
Para determinar as propriedades termodinâmicas de um estado nas condições saturadas, basta conhecer uma propriedade e o estado estará definido. Para as regiões de líquido sub-resfriado e vapor superaquecido é necessário conhecer duas propriedades para definir um estado termodinâmico.

1.5 Primeira Lei da Termodinâmica

A primeira lei da termodinâmica também é conhecida como o “Princípio de Conservação de Energia”, o qual estabelece que a energia não pode ser criada nem destruída, mas somente transformada, entre as várias formas de energia existentes.

Para se efetuar balanços de energia, isto é, para se aplicar a primeira lei da termodinâmica, é necessário primeiro estabelecer o conceito de sistema termodinâmico. Assim, o sistema termodinâmico consiste em uma quantidade de matéria (massa), ou região, para a qual a atenção está voltada. Demarca-se um sistema termodinâmico em função daquilo que se deseja analisar, e tudo aquilo que se situa fora do sistema termodinâmico é chamado meio ou vizinhança.

Figura 1.3 – (a) Sistema Fechado e (b) Sistema aberto (volume de controle).



Fonte: Revista “ABRAVA”, Set/out 1990

O sistema termodinâmico é delimitado através de suas fronteiras, as quais podem ser móveis, fixas, reais ou imaginárias. O sistema pode ainda ser classificado em sistema fechado (Figura 1.3.a), correspondendo a uma região onde não ocorre fluxo de massa através de suas fronteiras (tem massa fixa), e sistema

aberto (Figura 1.3.b), que corresponde a uma região onde ocorre fluxo de massa através de suas fronteiras, sendo também conhecido por volume de controle.

O balanço de energia estabelece que, para um determinado intervalo de tempo, o somatório dos fluxos de energia entrando no volume de controle, é igual ao somatório dos fluxos de energia saindo do volume de controle mais a variação da quantidade de energia armazenada pelo mesmo, durante o intervalo de tempo considerado. Matematicamente, tem-se:

$$\sum \dot{E}_{ent} = \sum \dot{E}_{sai} + \frac{\Delta E_{vc}}{\Delta t} \quad (1.10)$$

onde:

E_{ent} representa qualquer forma de energia entrando no volume de controle.

E_{sai} representa qualquer forma de energia saindo do volume de controle.

E_{vc} representa a quantidade total de energia armazenada no volume de controle.

Δt representa o intervalo de tempo considerado.

É importante ressaltar que, do ponto de vista termodinâmico, a energia é composta de energia cinética (E_c), energia potencial (E_p) e energia interna (U).

A energia cinética e a energia potencial são dadas pelas equações (1.11) e (1.12), respectivamente, e, conforme mencionado anteriormente, a energia interna está associada ao movimento e/ou forças intermoleculares da substância em análise.

$$E_c = m \frac{V^2}{2} \quad (1.11)$$

$$E_p = m g z \quad (1.12)$$

onde:

m representa a massa do sistema;

V representa a velocidade do sistema.

g representa a aceleração da gravidade;

z representa a cota (elevação) com relação a um referencial adotado para o sistema.

Entre as formas de energia que podem atravessar a fronteira de um volume de controle, isto é, entrar ou sair do volume de controle, estão incluídos os fluxos de calor (Q), os fluxos de trabalho (W) e os fluxos de energia associados à massa atravessando estas fronteiras. Uma quantidade de massa em movimento possui energia cinética, energia potencial e energia térmica. Além disso, como geralmente o fluxo mássico (m) é gerado por uma “força motriz”, há outra forma de energia associada ao fluxo, a qual está relacionada com a pressão. Esta última forma de energia é chamada de “trabalho de fluxo”, sendo dada pelo produto da pressão pelo volume específico do fluido. Assim, após algumas simplificações, a primeira lei da termodinâmica pode ser escrita como:

$$\sum \dot{Q} + \sum_{\text{ent}} \dot{m} \left(\frac{V^2}{2} + gz + u + pv \right) = \sum \dot{W} + \sum_{\text{sai}} \dot{m} \left(\frac{V^2}{2} + gz + u + pv \right) + \frac{\Delta E_{vc}}{\Delta t} \quad (1.13)$$

Duas observações importantes podem ser efetuadas com relação à equação acima. A primeira se refere à soma das parcelas “ $u + pv$ ” que, como visto anteriormente (Eq. 1.2), corresponde à entalpia da substância (h). A segunda observação está relacionada ao fato de que, para a grande maioria dos sistemas industriais, a variação da quantidade de energia armazenada no sistema (ΔE_{vc}) é igual a zero. Para esta condição, diz-se que o sistema opera em regime permanente, e a equação acima pode ser escrita como:

$$\sum \dot{Q} + \sum_{\text{ent}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = \sum_{\text{sai}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) + \sum \dot{W} \quad (1.14)$$

Para aplicação da primeira lei da termodinâmica, é necessário estabelecer uma convenção de sinais para trabalho e calor. A Figura 1.4 mostra esta convenção de sinais e, como pode ser observado, o trabalho realizado pelo sistema e o calor transferido ao sistema têm sinal positivo, ao mesmo tempo em que o trabalho realizado sobre o sistema e o calor transferido pelo sistema têm sinal negativo. No Sistema Internacional, a unidade de fluxo de trabalho e calor é o Watt [W], a unidade da vazão mássica é [kg/s], a unidade da entalpia é [J/kg], a de velocidade é [m/s] e a unidade da cota é [m]. A aceleração da gravidade, que pode ser considerada constante, é igual a 9,81 m/s².

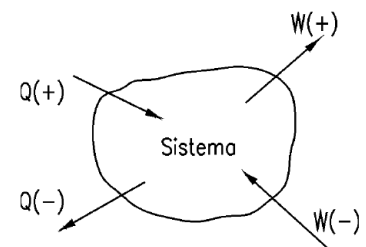


Figura 1.4 - Convenção dos sinais para trabalho e calor.

1.6 Transferência de Calor

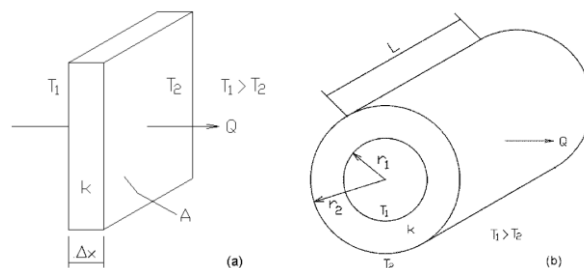
Quando existe uma diferença de temperatura entre dois sistemas (duas regiões), a mesma tende a desaparecer espontaneamente, pelo aparecimento da forma de energia calor. Ao conjunto de fenômenos que caracterizam os mecanismos da transmissão de energia na forma de calor denomina-se Transferência de Calor.

Teoricamente a transferência de calor pode ocorrer isoladamente por condução, convecção ou radiação. No entanto, praticamente, as três formas citadas ocorrem simultaneamente, ficando a critério do interessado o estudo da possibilidade de serem desprezadas uma ou duas das formas, em função do problema analisado.

1.6.1 Transferência de calor por condução

A transferência de calor por condução se dá através da interação entre moléculas adjacentes de um material, e é diretamente proporcional ao potencial da “força motriz” (que para o caso é a diferença de temperatura) e inversamente proporcional à resistência do sistema, que por sua vez é dependente da natureza e da geometria do mesmo. A forma mais utilizada para correlacionar estas grandezas é através da Lei de Fourier. Esta lei é geralmente apresentada, na forma de equação, para placas planas (paredes) ou para cilindros (tubos), como mostrado abaixo.

Figura 1.5 – Mecanismos de transferência de calor. Placas planas (a) e cilindro (b).



Fonte: Revista “OFICINA DO FRIO” - Jul-Ago 1996.

Para placas planas (Figura 1.5.a), a equação de Fourier é dada por:

$$\dot{Q} = -k A \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (1.15)$$

onde:

Q é o fluxo de calor [W];

k é a condutividade térmica [W/m.K];

A é a área normal ao fluxo de calor [m²];

ΔT é a diferença de temperatura [K];

Δx é a espessura da placa [m].

$$\dot{Q} = 2\pi k L \frac{\Delta T}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (1.16)$$

onde:

Q é o fluxo de calor [W];

k é a condutividade térmica [W/m.K];

L é o comprimento do cilindro [m];

ΔT é a diferença de temperatura [K];

r₁ é o raio interno do cilindro [m].

r₂ é o raio externo do cilindro [m].

A tabela abaixo fornece a condutividade térmica, para temperaturas próximas de 25 °C, para alguns materiais mais comuns na engenharia. Valores para outras temperaturas ou outros materiais, podem ser encontrados facilmente em textos especializados de transferência de calor.

Para o caso de cilindros (Figura 1.5.b), tem-se:

Tabela 1.1 – Condutividade Térmica de alguns materiais.

Material	k [W/m.K]
Aços com baixo teor de cromo	37,7 a 48,9
Aços carbono (não ligado)	60,5 a 63,9
Aços inoxidáveis	13,4 a 15,1
Alumínio puro	237,0
Cobre puro	401,0
Bronze comercial (90% Cu, 10% Al)	52,0

Fonte: Revista “OFICINA DO FRIO” - Jul-Ago 1996.

1.6.2 Transferência de calor por convecção

A convecção é o processo de transferência de calor executado pelo “escoamento” de um fluido, que atua como transportador de energia, a qual por sua vez é transferida de uma superfície (ou para uma superfície). A convecção é intensamente influenciada pelas características do escoamento do fluido, tais como: perfil de velocidades, turbulência, etc.

O tratamento tradicional para os problemas envolvendo convecção consiste em definir um coeficiente de transferência de calor por convecção, ou somente coeficiente de convecção (α), de tal forma que se tenha a seguinte equação:

$$\dot{Q} = \alpha A \Delta T \quad (1.17)$$

onde:

Q é o fluxo de calor [W];

α é o coeficiente de convecção [W/m².K];

A é a área normal ao fluxo de calor [m²];

ΔT é a diferença de temperatura [K];

O coeficiente de convecção depende das propriedades do fluido e da configuração do escoamento e, normalmente, seus valores são tabelados para as situações e fluidos mais comuns, o que reduz o problema à aplicação da equação acima. Como exemplos, pode se considerar o coeficiente de convecção entre o ar e as paredes de uma câmara frigorífica. Para o ar externo este valor é próximo de 29,0 W/m².K (25 kcal/h.m².°C), e para o ar interno ele varia entre 8,15 e 17,45 W/m².K (7 a 15 kcal/h.m².°C), dependendo da movimentação do ar.

1.6.3 Transferência de calor por radiação

A transferência de calor por radiação se dá como resultado do deslocamento de fótons de uma superfície para outra. Ao atingir uma superfície, esses fótons podem ser absorvidos, refletidos ou transmitidos. A energia irradiada por uma superfície é definida em termos do seu poder emissivo, o qual, para um radiador perfeito (corpo negro), é dado pela equação abaixo, onde T é a temperatura do corpo e σ é a constante de Stefan-Boltzman ($5,669 \times 10^{-8}$ W/m².K⁴).

$$E_n = \sigma T^4 \quad (1.18)$$

Como os corpos reais não são radiadores perfeitos, isto é, corpos negros, eles irradiam menos energia que um corpo negro à mesma temperatura. A razão entre o poder emissivo do corpo real e o poder emissivo do corpo negro é denominada de emissividade. Assim, tem-se:

$$\varepsilon = \frac{E}{E_n} \quad (1.19)$$

O posicionamento geométrico das superfícies afeta a radiação trocada entre elas, e a relação geométrica que influencia a quantidade de calor trocado por radiação entre as superfícies é chamada de fator de forma (FA). As características ópticas das superfícies, como emissividade, absorvância, transmissividade e refletividade, que também afetam a quantidade de calor trocado por radiação, podem ser agrupadas em um único fator FE. Os fatores FA e FE podem ser encontrados em textos e manuais sobre transferência de calor. Finalmente, o calor trocado por radiação entre duas superfícies pode ser calculado por:

$$\dot{Q}_{1-2} = \sigma F_E F_A A (T_1^4 - T_2^4) \quad (1.20)$$

2. 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, que será examinado neste capítulo.

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 disto 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, isto provocará uma 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.

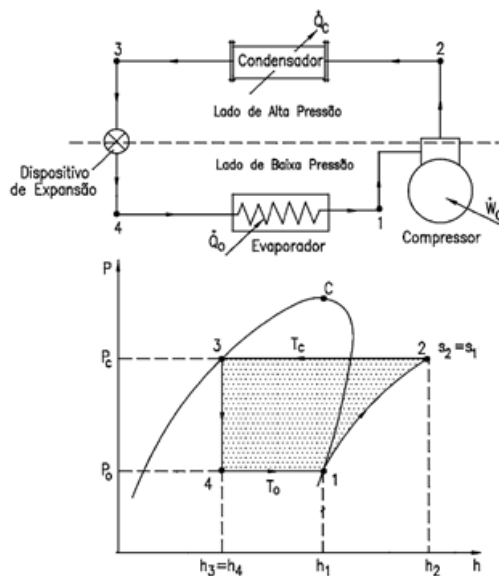
O sistema apresentado até agora não é prático, pois envolve um consumo contínuo de refrigerante. Para evitar este problema é necessário converter o processo num ciclo. Para fazer o vapor retornar ao estado líquido, o mesmo deve ser resfriado e condensado. Usualmente, utiliza-se a água ou o ar, como meio 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.

2.1 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, dado 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, o ciclo padrão ar Brayton, das turbinas a gás, etc.). Este ciclo teórico ideal é aquele que terá melhor performance operando nas mesmas condições do ciclo real.

Figura 2.1 Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor



Fonte: Revista "Tecnologia da Refrigeração" no,24, Agosto de 2002

A Figura 2.1 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 2.1 representam, genericamente, qualquer dispositivo capaz de realizar os respectivos processos específicos indicados.

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

a) Processo 1→2. Ocorre no compressor, sendo um processo adiabático reversível e, portanto, isentrópico, como mostra a Figura 2.1. 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) e, ao sair do compressor está superaquecido à temperatura T_2 , que é maior que a temperatura de condensação T_C .

b) 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 e, a seguir, condensado até se tornar líquido saturado na temperatura T_3 , que é igual à temperatura T_C .

c) Processo 3→4. Ocorre no dispositivo de expansão, sendo uma expansão irreversível a entalpia constante (processo isentálpico), desde a pressão P_C e 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).

d) Processo 4→1. Ocorre no evaporador, sendo um processo de transferência de calor a pressão constante (P_o), conseqüentemente a 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).

2.2 Ciclo Real de Compressão de Vapor

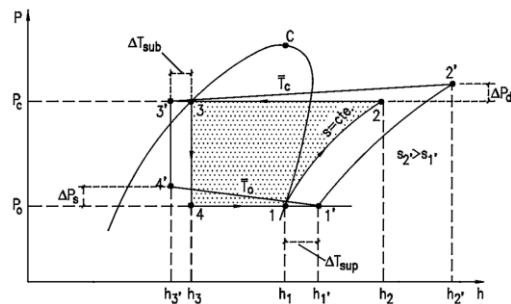
As diferenças principais entre o ciclo real e o ciclo teórico estão mostradas na Figura 2.2, as quais serão descritas a seguir. Uma das diferenças entre o ciclo real e o teórico é a queda de pressão nas linhas de descarga, líquido e de sucção assim como no condensador e no evaporador. Estas perdas de carga ΔP_d e ΔP_s estão mostradas na Figura 2.2.

Outra diferença é o sub-refriamento do refrigerante na saída do condensador (nem todos os sistemas são projetados com sub-refriamento), 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 processo de compressão, que no ciclo real é politrópico ($s_1 \neq s_2$), 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 $130\text{ }^\circ\text{C}$, 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 sua aplicação, podem introduzir diferenças significativas além das citadas até aqui. Problemas técnicos e de operação serão abordados nos próximos capítulos.

Figura 2.2 – Diferenças entre o ciclo teórico e o real de refrigeração.



Fonte: Revista "ABRAVA", Março 1982.

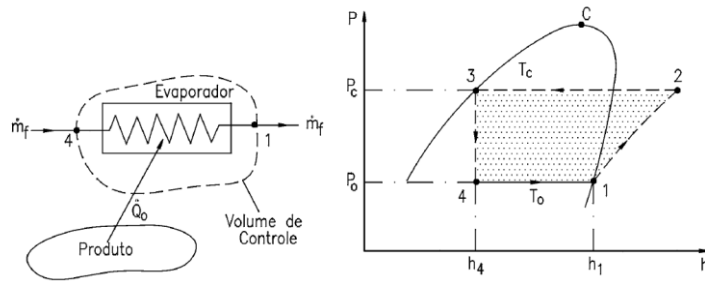
2.3 Balanço de Energia para o Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor

O balanço de energia do ciclo de refrigeração é feito considerando-se o sistema operando em regime permanente nas condições de projeto, ou seja, à temperatura de condensação (T_C), e temperatura de vaporização (T_O). Os sistemas reais e teóricos têm comportamentos idênticos, tendo o ciclo real apenas um desempenho pior. A análise do ciclo teórico permitirá, de forma simplificada, verificar quais parâmetros têm influência no desempenho do ciclo.

2.3.1 Capacidade frigorífica

A capacidade frigorífica (Q_o), é a quantidade de calor, por unidade de tempo, retirada do meio que se quer resfriar (produto), através do evaporador do sistema frigorífico. Este processo está indicado na Figura 2.3. Considerando-se que o sistema opera em regime permanente e desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, pela primeira lei da termodinâmica, tem-se:

Figura 2.3 – Processo de transferência de calor no evaporador



Fonte: Revista "ABRAVA", Março 1982

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_f (h_1 - h_4) \quad (2.1)$$

Normalmente, se conhece a capacidade frigorífica deve do sistema de refrigeração, a qual deve ser igual à carga térmica, para operação em regime permanente. Se for estabelecido o ciclo e o fluido refrigerante com o qual o sistema deve trabalhar, pode-se determinar o fluxo mássico que circula através dos equipamentos, pois as entalpias h_1 e h_4 são conhecidas e, conseqüentemente o compressor fica determinado.

A quantidade de calor por unidade de massa de refrigerante retirada no evaporador é chamada de "Efeito Frigorífico" (EF), e é um dos parâmetros usados para definir o fluido refrigerante que será utilizado em uma determinada instalação.

$$EF = h_1 - h_4 \quad (2.2)$$

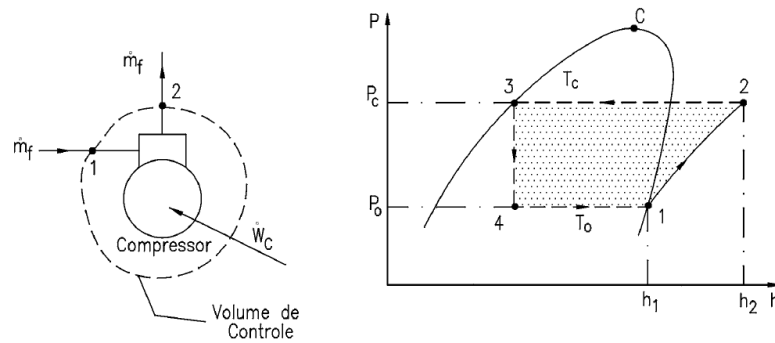
2.3.2 Potência teórica de compressão

Chama-se de potência teórica de compressão à quantidade de energia, por unidade de tempo, que deve ser fornecida ao refrigerante, no compressor, para se obter a elevação de pressão necessária ao do ciclo teórico. Neste ciclo o processo de compressão é adiabático reversível (isentrópico), como indicado na Figura 2.4.

No sistema de refrigeração real o compressor perde calor para o meio ambiente, entretanto, este calor é pequeno quando comparado à energia necessária para realizar o processo de compressão. Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica, em regime permanente, no volume de controle da figura baixo e desprezando-se a variação de energia cinética e potencial tem-se Eq. (2.3).

$$\dot{W}_c = \dot{m}_f (h_2 - h_1) \quad (2.3)$$

Figura 2.4 – Processo de compressão adiabática reversível no compressor



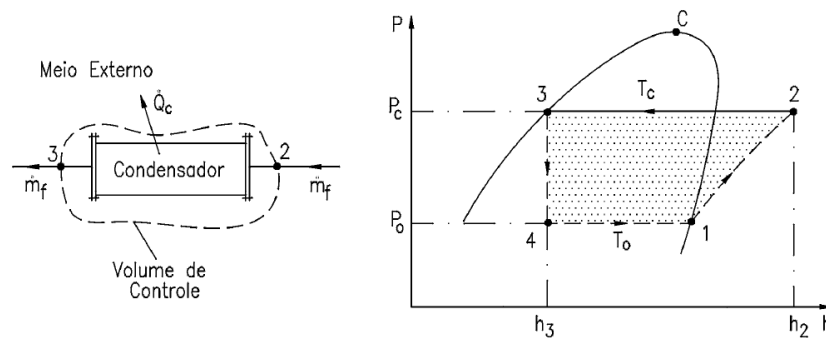
Fonte: Revista "ABRAVA", Março 1982

2.3.3 Calor rejeitado no condensador

Conforme mencionado, a função do condensador é transferir calor do fluido refrigerante para o meio de resfriamento do condensador (água ou ar). Este fluxo de calor pode ser determinado através de um balanço de energia no volume de controle da Figura 2.5. Assim, considerando o regime permanente, tem-se:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_f (h_2 - h_3) \quad (2.4)$$

Figura 2.5 – Processo de transferência de calor no condensador



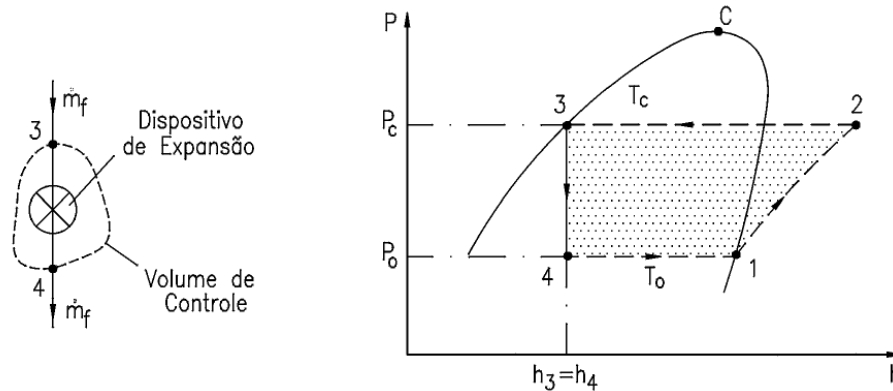
Fonte: Revista "ABRAVA", Março 1982

Assim, o condensador a ser especificado para o sistema de refrigeração deve ser capaz de rejeitar a taxa de calor calculada pela Eq. (2.4), a qual depende da carga térmica do sistema e da potência de acionamento do compressor.

2.3.4 Dispositivo de expansão

No dispositivo de expansão, que pode ser de vários tipos, o processo teórico é adiabático, como mostra a Figura 2.6, e, neste caso, aplicando-se a primeira lei da termodinâmica, em regime permanente, desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, tem-se:

Figura 2.6 – Processo no dispositivo de expansão



Fonte: Revista "ABRAVA", Set/out 1990

$$h_3 = h_4 \quad (2.5)$$

2.3.5 Coeficiente de desempenho do ciclo

O coeficiente de desempenho, COP, é um parâmetro importante na análise das instalações frigoríficas. Embora o COP do ciclo real seja sempre menor que o do ciclo teórico, para as mesmas condições de operação, pode-se, com o ciclo teórico, verificar que parâmetros influenciam no desempenho do sistema. Assim, o COP é definido por:

$$\text{COP} = \frac{\text{EnergiaUtil}}{\text{EnergiaGasta}} = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.6)$$

Pode-se inferir da Eq. (2.6) que, para ciclo teórico, o COP é função somente das propriedades do refrigerante, conseqüentemente, depende das temperaturas de condensação e vaporização. Para o ciclo real, entretanto, o desempenho dependerá em muito das propriedades na sucção do compressor, do próprio compressor e dos demais equipamentos do sistema, como será visto adiante.

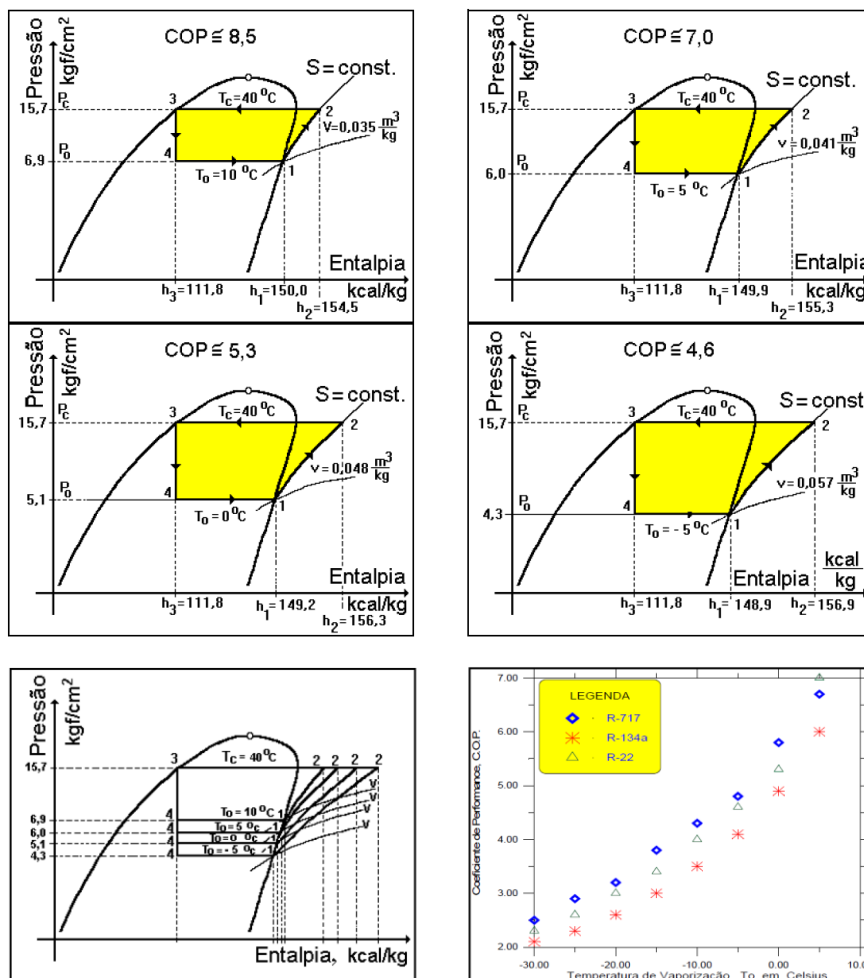
2.4 Parâmetros que Influenciam o COP do Ciclo de Refrigeração

Vários parâmetros influenciam o desempenho do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. A seguir será analisada a influência de cada um deles separadamente.

2.4.1 Influência da temperatura de evaporação no COP do ciclo teórico

Para ilustrar o efeito que a temperatura de evaporação tem sobre a eficiência do ciclo será considerado um conjunto de ciclos em que somente a temperatura de evaporação (T_0), é alterada. Estes ciclos estão mostrados na Figura 2.7. Nesta análise utilizou-se R22 como refrigerante, o qual é típico de sistemas de ar condicionado. Como pode ser observado, uma redução na temperatura de evaporação resulta em redução do COP, isto é, o sistema se torna menos eficiente.

Figura 2.7 – Influência da temperatura de evaporação no COP do ciclo teórico

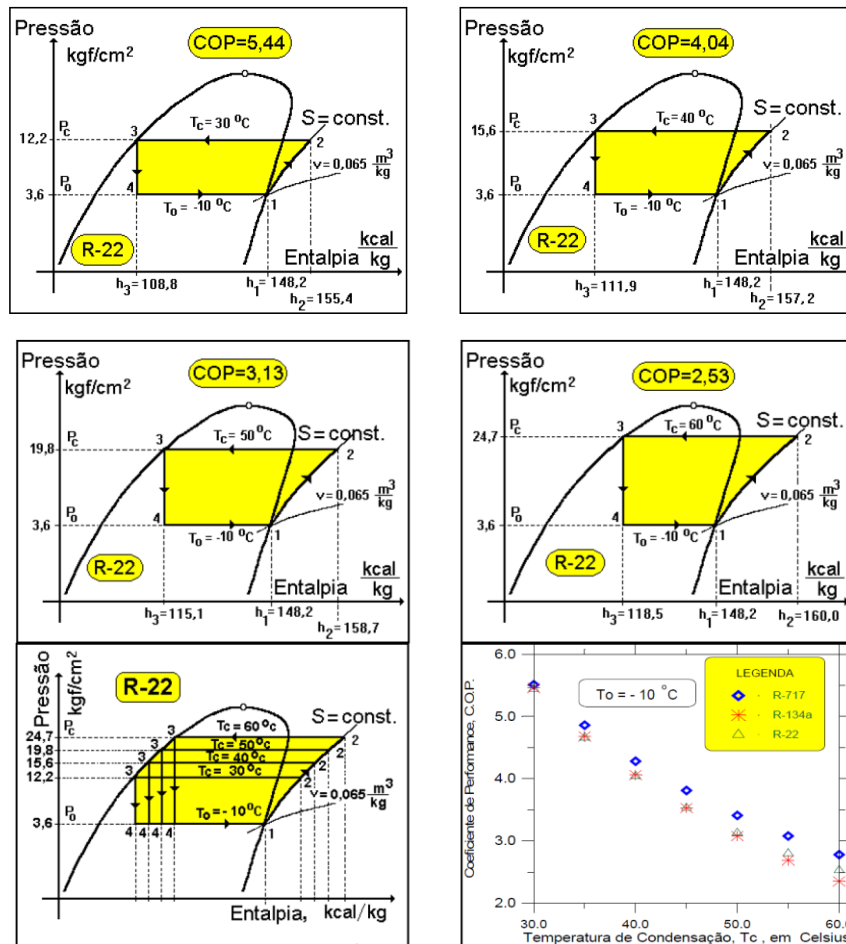


Fonte: Revista "OFICINA DO FRIO" - Jul-Ago 1996

2.4.2 Influência da temperatura de condensação no COP do ciclo teórico

Como no caso da temperatura de vaporização, a influência da temperatura de condensação é mostrada em um conjunto de ciclos onde apenas se altera a temperatura de condensação (T_c). Esta análise está mostrada na Figura 2.8. Observe que uma variação de 15 °C na temperatura de condensação, resultou em menor variação do COP, se comparado com a mesma faixa de variação da temperatura de evaporação.

Figura 2.8 - Influência da temperatura de condensação no COP do ciclo teórico



Fonte: Revista "OFICINA DO FRIO" - Jul-Ago 1996

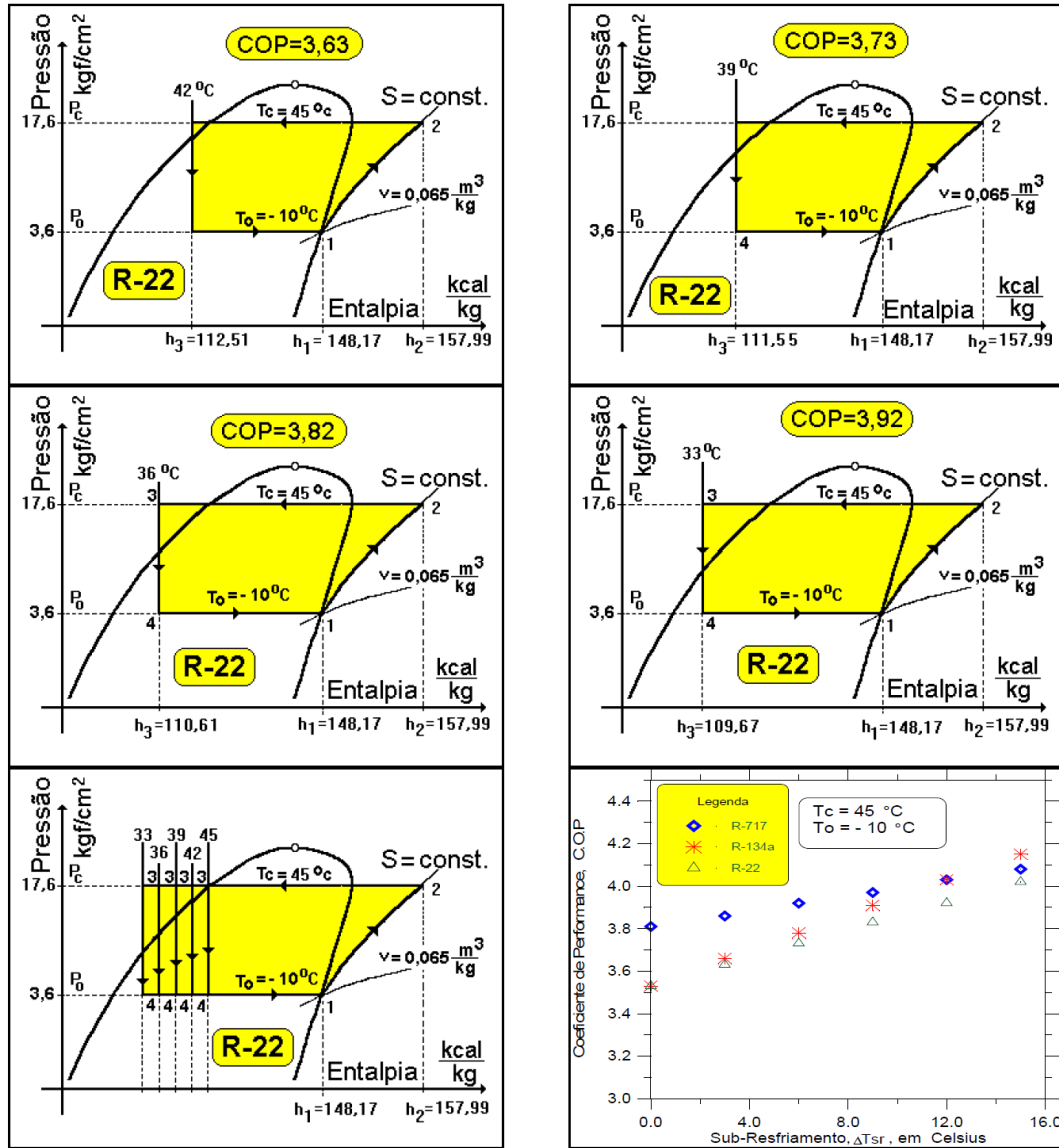
2.4.3 Influência do sub-resfriamento do líquido no COP do ciclo teórico

De forma idêntica aos dois casos anteriores, a Figura 2.9 mostra a influência do sub-resfriamento do líquido na saída do condensador sobre a eficiência do ciclo.

Embora haja um aumento no COP do ciclo com o aumento do sub-resfriamento, o que é ótimo para o sistema, na prática se utiliza um sub-resfriamento para garantir que se tenha somente líquido na entrada do dispositivo de expansão, o

que mantêm a capacidade frigorífica do sistema, e não com o objetivo de se obter ganho de eficiência.

Figura 2.9 – Influência do sub-resfriamento no COP do ciclo teórico

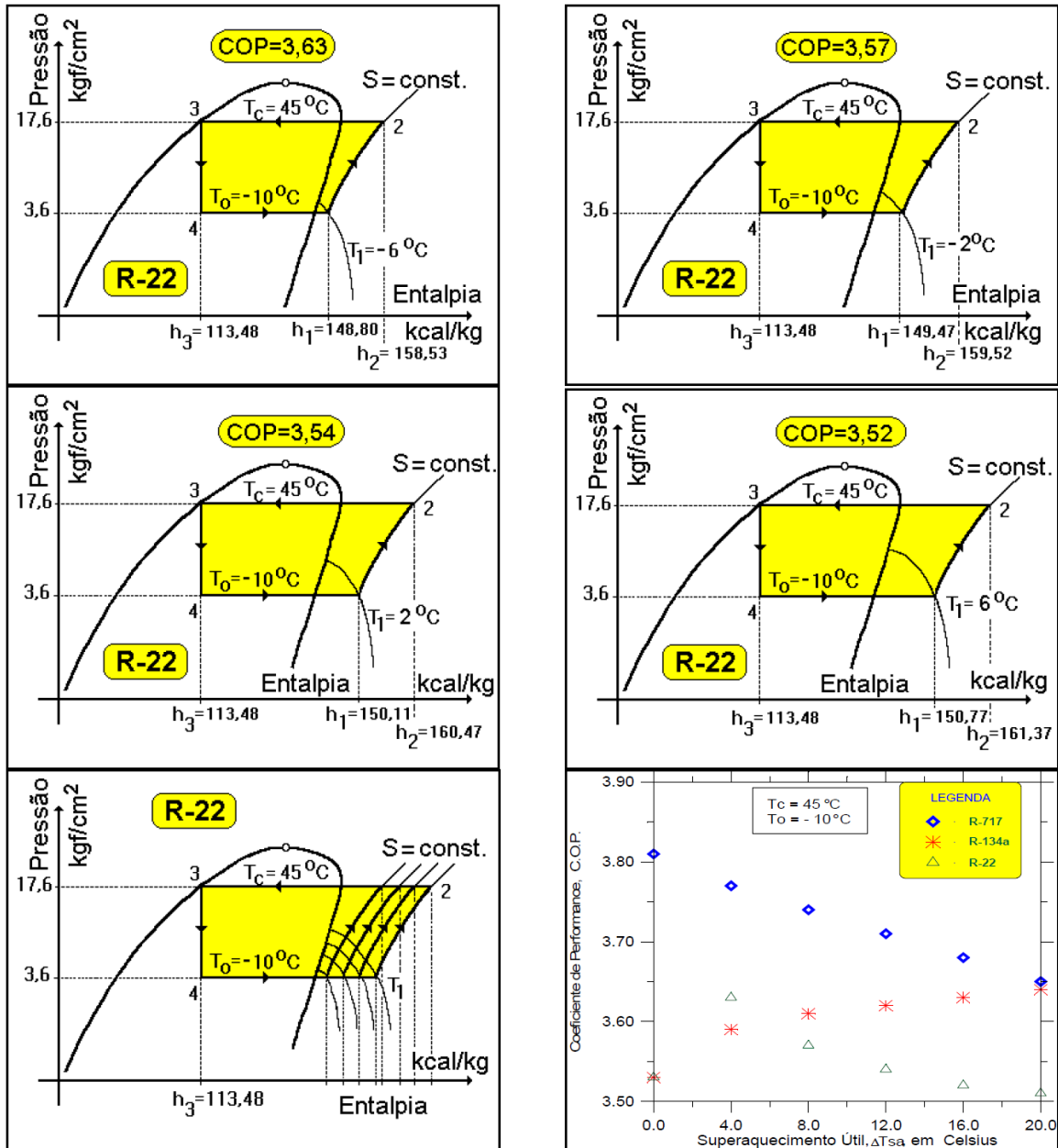


Fonte: Revista "OFICINA DO FRIO" - Jul-Ago 1996

2.4.4 Influência do superaquecimento útil no COP do ciclo teórico

Quando o superaquecimento do refrigerante ocorre retirando calor do meio que se quer resfriar, chama-se a este superaquecimento de "superaquecimento útil".

Figura 2.10 - Influência do superaquecimento no COP do ciclo teórico



Fonte: Revista "OFICINA DO FRIO" - Jul-Ago 1996

Na Figura 2.10 é mostrada a influência desse superaquecimento no desempenho do ciclo de refrigeração. Como pode ser observado no último "slide" desta figura, a variação do COP com o superaquecimento depende do refrigerante.

Nos casos mostrados, para o R717 o COP sempre diminui, para R134a o COP sempre aumenta e para o R22, o caso mais complexo, há um aumento inicial e depois uma diminuição. Para outras condições do ciclo, isto é, T_o e T_c , poderá ocorrer comportamento diferente do aqui mostrado. Mesmo para os casos em que o superaquecimento melhora o COP ele diminui a capacidade frigorífica do sistema de refrigeração. Assim, só se justifica o superaquecimento do fluido, por motivos de segurança, para evitar a entrada de líquido no compressor.

Este aspecto da influência do superaquecimento na capacidade frigorífica do sistema será estudada com mais detalhes quando da análise operacional dos compressores alternativos e de sua eficiência volumétrica.

3. COMPONENTES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

3.1 Compressores

A função dos compressores nos sistemas de refrigeração é: aspirar vapor em baixa pressão na mesma taxa em que é produzido no evaporador, aumentar sua pressão, e descarregá-lo no condensador onde será liquefeito ao rejeitar calor para o fluido de resfriamento, geralmente água em embarcações.

São classificados em compressores de deslocamentos positivo e dinâmico. Os de deslocamento positivo aspiram vapor para dentro de um espaço confinado que terá seu volume reduzido causando um aumento de pressão; a redução periódica do volume descarrega o vapor em pulsos de pressão. Os compressores alternativos, rotativos, parafuso e scroll são desse tipo.

Os dinâmicos aumentam a pressão do refrigerante pela transferência contínua de momento angular de um rotor para o vapor, convertendo posteriormente esse momento em aumento de pressão.

O fluxo pode ser radial ou axial. Na maioria das aplicações em refrigeração o fluxo é radial e os compressores são denominados turbo-compressores. Os centrífugos funcionam dessa maneira. De acordo com suas características construtivas os compressores podem ser abertos, semi-herméticos e herméticos (selados). A principal característica dos compressores abertos é que o seu eixo de manivelas atravessa o bloco de modo que o acionamento seja feito por um motor elétrico ou de combustão interna através de acoplamento direto ou por meio de polias e correias. Além disso, são desmontáveis e podem ter suas peças substituídas em decorrência de desgaste ou defeito e um retentor mecânico previne os vazamentos de refrigerante entre o eixo de manivelas e o bloco.

3.1.1 Compressores alternativos

A Figura 3.1 ilustra o ciclo de trabalho de um compressor alternativo monocilíndrico com o pistão posicionado em quatro pontos de seu curso, correspondentes aos processos de expansão, aspiração (sucção), compressão e descarga. Além disso, são apresentados dois gráficos: pressão no interior do cilindro \times posição do eixo de manivelas e pressão no interior do cilindro \times volume no interior do cilindro.

EXPANSÃO → A-B No ponto A, o pistão encontra-se no PMS (ponto morto superior) de seu curso. O giro do eixo de manivelas inicia o movimento descendente do pistão. As válvulas de sucção e de descarga estão fechadas. À medida que o volume no interior do cilindro aumenta a pressão é reduzida, até atingir o ponto B.

ASPIRAÇÃO → B-C No ponto B, a pressão no interior do cilindro é um pouco inferior à pressão da câmara de aspiração; a válvula de sucção se abre por diferença de pressão e o vapor penetra no cilindro até que o pistão atinge o ponto C. Durante a aspiração o volume no interior do cilindro aumenta e a pressão se mantém constante.

COMPRESSÃO → C-D No ponto C, o pistão está no PMI (ponto morto inferior) de seu curso. O giro do eixo de manivelas inicia o movimento ascendente do pistão. As válvulas de sucção e descarga estão fechadas. A redução do volume no interior do cilindro provoca um aumento de pressão até que o pistão atinge o ponto D.

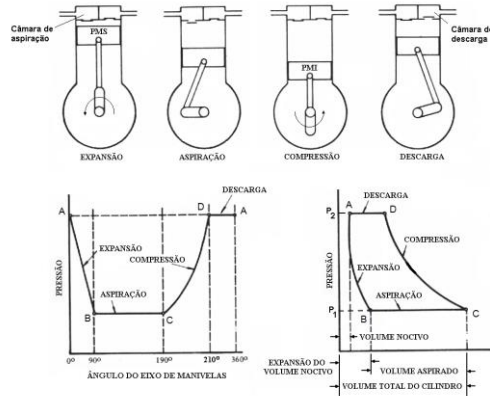
DESCARGA → D-A No ponto D, a diferença de pressão provoca a abertura da válvula e o vapor é descarregado na câmara de descarga. Durante a descarga o volume no cilindro diminui e a pressão permanece constante até que o pistão alcança o ponto A, para reiniciar o ciclo. Ao final do ciclo o eixo de manivelas executou uma rotação completa.

Ao final da descarga sempre restará no cilindro certa quantidade de vapor: é impossível fabricar um pistão que faça a varredura de todo o volume interno do cilindro. É necessário reservar espaço para acomodar as válvulas de sucção e descarga e ainda existem as tolerâncias normais de fabricação. Esse volume (teoricamente indesejável e impossível de ser eliminado na prática) denomina-se volume nocivo ou volume de espaço morto. Nos compressores modernos de alta rotação o volume nocivo é cerca de 3 a 4 % do volume deslocado pelo pistão. Por causa do vapor contido nesse espaço nocivo a pressão no cilindro não alcança imediatamente a pressão de sucção no curso descendente do pistão, ocorrendo primeiro um processo de expansão até o ponto B: enquanto a pressão dentro do cilindro for maior do que a pressão na câmara de sucção essa válvula não se abre.

O resultado disso é que em vez do volume de vapor aspirado ser igual ao deslocado ($V_C - V_A$) um volume menor ($V_C - V_B$) é aspirado. É desejável que o volume nocivo seja o menor possível para que o volume aspirado seja máximo. Isso

influencia a escolha dos tipos de válvulas de aspiração e descarga que podem ser usadas.

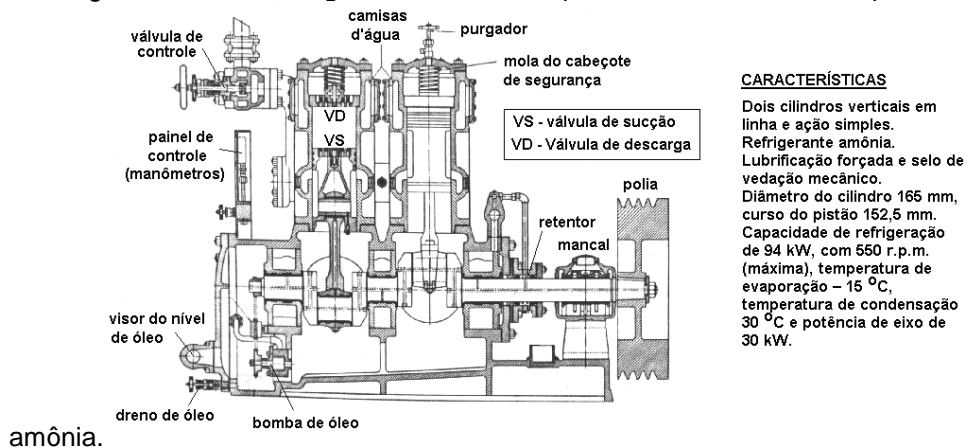
Figura 3.1 – Processos do ciclo de trabalho de compressores alternativos



Fonte: STOECKER, W. F., e JONES, J. W., 1985, “Refrigeração e Ar Condicionado”, Editora Mcgraw-Hill do Brasil

A Figura 3.2 mostra o corte longitudinal de um compressor alternativo aberto de amônia. A válvula de aspiração está posicionada no topo do pistão e se abre durante seu curso descendente. A válvula de descarga está posicionada no cabeçote, que é pressionado contra o cilindro por uma mola de segurança: no caso de compressão de líquido o cabeçote se desloca permitindo que o vapor seja descarregado sem danificar o compressor com o golpe de líquido. O resfriamento do cilindro e do cabeçote é realizado com camisas de água devido à elevada temperatura de descarga da amônia.

Figura 3.2 – Corte longitudinal de um compressor alternativo aberto para



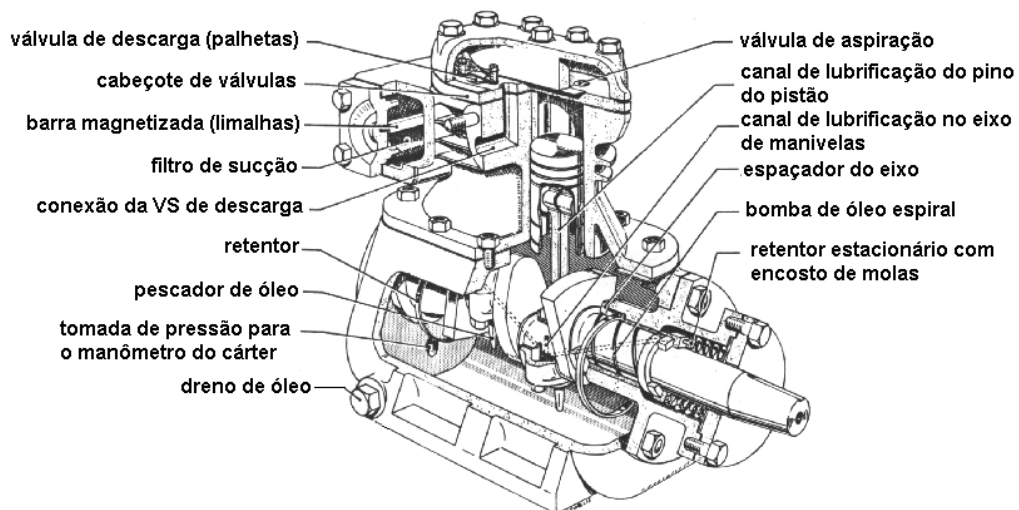
Fonte: STOECKER, W. F., e JONES, J. W., 1985, “Refrigeração e Ar Condicionado”, Editora Mcgraw-Hill do Brasil

A Figura 3.3 mostra um pequeno compressor do tipo aberto para CFC's.

Quando estes refrigerantes foram introduzidos, por volta de 1930, as válvulas de sucção e descarga tradicionais usadas com amônia não eram

adequadas; a densidade de vapor dos CFC's era muito maior e causava perdas de carga excessivas no escoamento, aumentando as necessidades de potência dos motores que os acionavam. Nessas válvulas a abertura deve ser maior do que para a de amônia; além disso, a pressão das molas foi suavizada e a massa das partes móveis foi reduzida. A prevenção de vazamentos de CFC's mostrou –se mais difícil do que para a amônia. Devido ao seu elevado peso molecular e considerando as mesmas tolerâncias e diferenças de pressão, a vazão mássica através das folgas era maior do que para a amônia devida à poderosa ação solvente desses refrigerantes, que não permitiam que essas folgas fossem vedadas pelo óleo lubrificante. Além disso, como eram mais caros os vazamentos que ocorriam causavam um prejuízo enorme. Para superar esses problemas selos mecânicos de vedação de eixo passaram a ser usados.

Figura 3.3 Compressor do tipo aberto para CFC's



Fonte: Revista “Tecnologia da Refrigeração” no,24, Agosto de 2002

Em compressores que usam CFC's um problema especial é causado pela solubilidade de seus vapores no óleo lubrificante. Quando o compressor não está operando a pressão dentro do bloco (incluindo o cárter) é relativamente alta e o óleo está frio. Nessas condições o vapor se dissolve facilmente no óleo. Quando o compressor entra em operação, esta pressão cai e a temperatura do óleo aumenta.

O vapor é liberado rapidamente da solução e produz espuma na superfície do óleo que pode penetrar nos cilindros através dos canais de equalização de pressão.

Esse fenômeno, frequentemente audível, é conhecido como “batidas” e ocorre logo depois que o compressor é acionado. Para evitar esse efeito indesejável

a mistura óleo/refrigerante presente no cárter é aquecida por uma pequena resistência elétrica durante as paradas do compressor. Algum tempo depois da partida do compressor, quando o óleo se aquece e o refrigerante é a amônia ou o HCFC -22, há necessidade de resfriar o óleo para não comprometer sua viscosidade. Outro fator que pode comprometer a viscosidade do lubrificante é a quantidade de refrigerante dissolvido. O problema do vazamento de refrigerante no eixo de manivelas do compressor foi satisfatoriamente superado com os selos mecânicos que eliminaram a necessidade de cuidados diários. Entretanto, os selos mecânicos bem como as tensões das correias ainda precisavam de cuidados se bem que em intervalos de tempo maiores. Para os refrigeradores domésticos isso era uma desvantagem significativa. Alguns fabricantes eliminaram as correias fazendo o acoplamento direto entre o motor e o compressor, porém ainda restava o selo mecânico. Somente com a introdução dos compressores herméticos o selo mecânico foi totalmente eliminado. Nesse caso, o compressor é acoplado diretamente no eixo do motor elétrico e esse conjunto é instalado dentro de um casco de aço fechado por solda, como mostra a Figura 2.4. As conexões das tubulações de aspiração, descarga e carga de refrigerante são soldadas ao casco.

Os fios de alimentação do motor elétrico atravessam o casco através de terminais selados, inicialmente com buchas de borracha sintética e atualmente com cerâmica fundida. As cargas de refrigerante e de lubrificante em condições normais de uso não precisam de reposição.

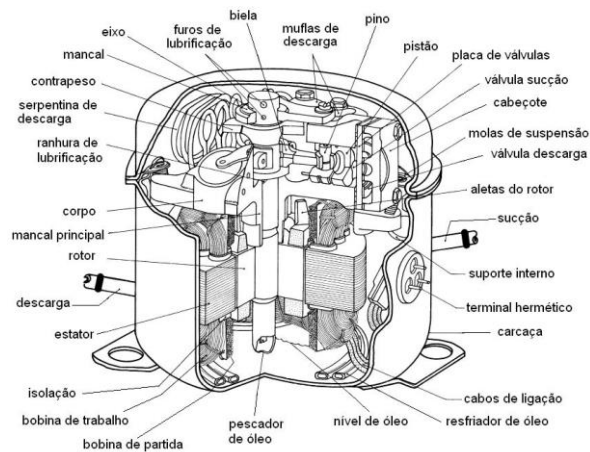
Os primeiros compressores herméticos usavam como refrigerante o dióxido de enxofre; depois, por um longo período, o CFC-12 foi utilizado. Atualmente, o HFC-134a tem substituído o CFC-12 em virtude das recomendações do Protocolo de Montreal com relação aos danos causados por esse último à camada de ozônio da atmosfera terrestre.

Nos primeiros projetos de compressores selados, o estator do motor elétrico era encostado ao casco de modo a prover alguma troca de calor por condução deste para o casco e por convecção para o ar exterior. Restava, porém, o problema do resfriamento do rotor, que foi superado pela passagem do refrigerante aspirado através dele. Nos projetos atuais o conjunto motor elétrico/compressor é montado dentro do casco selado sobre molas e amortecedores para reduzir a vibração e o ruído. Desse modo, o resfriamento do conjunto motor/compressor é feito exclusivamente pelo refrigerante e pelo óleo lubrificante. Esse aquecimento

adicional do vapor refrigerante aumenta seu volume específico na aspiração do compressor e reduz sua vazão mássica.

Nos compressores herméticos é impossível realizar manutenção sem cortar o casco. Quando o sistema de refrigeração é montado em fábrica, todos os cuidados com a limpeza são observados e o compressor funciona sem problemas até o fim da vida útil do sistema. Entretanto, para montagens em campo os mesmos padrões de fábrica não são obtidos e frequentemente é necessário abrir o compressor para manutenção. Deste modo, surgiram os compressores semi-herméticos incorporando características dos abertos e dos herméticos.

Figura 3.4 – Compressor alternativo hermético.

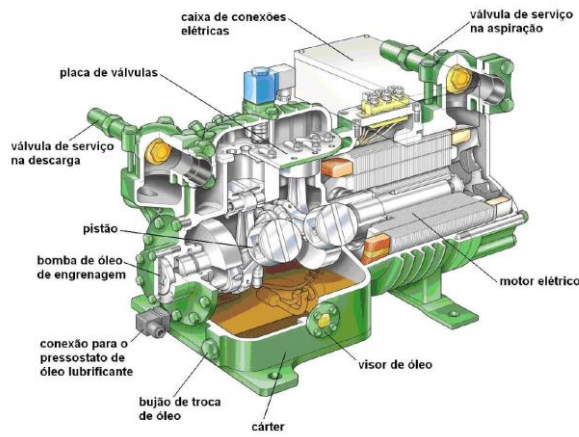


Fonte: Revista “Tecnologia da Refrigeração” no,24, Agosto de 2002

A Figura 3.5 mostra uma vista em corte de um compressor semi-hermético.

As tampas e as placas de válvulas podem ser removidas para inspeção e serviços. O motor é resfriado parcialmente pelo vapor aspirado e também através do estator em contato com a carcaça aletada. São fabricados em tamanhos maiores do que os herméticos e alguns fabricantes oferecem a opção de compressores abertos e herméticos de mesma capacidade de refrigeração.

Figura 3.5 – Compressor semi-hermético: 6 cilindros com arranjo em W (Fabricante Bitzer).

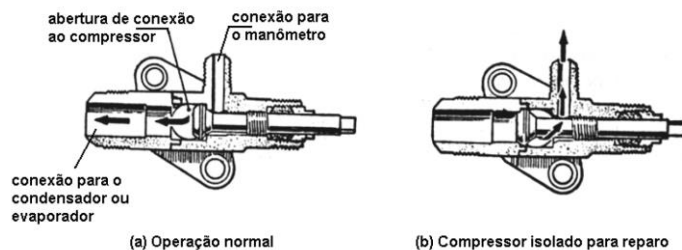


Fonte: Revista “ABRAVA”, Set/out 1990

Um fator que limita o uso de compressores herméticos e semi-herméticos em sistemas de grande porte é que na eventualidade de queima do motor elétrico os produtos da decomposição do isolamento contaminam todo o sistema. Neste caso, o sistema deve ser totalmente limpo e todo o refrigerante substituído antes de entrar novamente em operação.

Geralmente, os compressores comerciais de pequeno porte são fornecidos com válvulas de serviço na sucção e na descarga, como mostra a Figura 3.5. Essas válvulas permitem que os manômetros sejam temporariamente conectados para fins de diagnóstico de funcionamento do sistema. Na eventualidade de um serviço no compressor essas válvulas devem ser fechadas. A Figura 3.6(a) mostra a válvula na condição normal de operação: a conexão para o manômetro está fechada e a conexão para o condensador ou evaporador está aberta. A abertura na válvula coincide com a de sucção ou descarga do compressor. A Figura 3.6(b) mostra a posição da válvula isolando o compressor do sistema para reparo. Para efetuar o teste de pressão o manômetro é conectado e a válvula na posição (a) está aberta o suficiente para a pressão ser verificada.

Figura 3.6 – Válvulas de serviço para compressores de pequeno



porte.

Fonte: Revista “ABRAVA”, Set/out 1990

Os compressores alternativos são usados: Como compressores de simples estágio, em sistemas de estágio único de compressão para obtenção de temperaturas relativamente baixas (-20 a 0°C) e em aplicações de ar condicionado, mas podem também alcançar temperaturas de -35°C com temperatura de condensação de $+35^{\circ}\text{C}$, dependendo do refrigerante usado; Como booster em sistemas com mais de um estágio de compressão (multipressão) para obtenção de baixas temperaturas: -65°C com HCFC-22 e -54°C com amônia. O booster eleva a pressão do refrigerante até um ponto em que a compressão de alta pressão seja realizada em único estágio, sem que a razão de compressão da máquina seja excedida; e como compressor de duplo estágio para obtenção de baixas temperaturas (-30 a -60°C) com HCFC -22 ou amônia. Os cilindros do compressor são divididos em grupos: a vazão volumétrica é combinada e balanceada com a razão de compressão para obter dois estágios efetivos de compressão.

A capacidade de refrigeração dos compressores alternativos alcança até 200 TR (700kW). Em aplicações de conforto e processo utilizam refrigerante HCFC-22, HFC-134a, HFC-404A, HFC-407A e HFC-407C. Em aplicações industriais usa-se geralmente R-717 (amônia) por não causar depleção da camada de ozônio.

Os projetos de compressores alternativos alcançaram sua maturidade e pouco pode ser feito para melhorá-los. Embora largamente usados em sistemas de refrigeração de pequeno e médio porte, estão gradualmente sendo substituídos pelos compressores rotativos, scroll e parafuso.

Os compressores são selecionados pela capacidade máxima de refrigeração que devem atender. Entretanto, nem sempre durante seu tempo de funcionamento é necessário que operem sob potência máxima. Por isso, há necessidade de um controle de capacidade de refrigeração para adequar o sistema às exigências das cargas parciais.

Um sistema ideal de controle de capacidade de refrigeração deve apresentar as seguintes características de operação, que, de modo geral, não ocorrem simultaneamente: Ajustar continuamente a capacidade de refrigeração à carga térmica; Manter a eficiência do sistema em cargas máxima e parcial; Manter a confiabilidade da máquina; Manter a faixa de condições de operação da máquina; e Não aumentar a vibração e/ou o ruído em cargas parciais.

O controle da capacidade de refrigeração pode ser obtido por meio de: Ligando e desligando o compressor (somente em sistemas de pequeno porte);

Controlando a pressão de sucção por estrangulamento; Controlando a pressão de descarga; Permitindo o retorno de gás da descarga para a sucção; Aumentando o volume nocivo; Alterando o curso do pistão; Abrindo a válvula de descarga do cilindro para a sucção; Variando a velocidade; Mantendo fechada a entrada do cilindro; e Mantendo a válvula de sucção aberta.

Os métodos mais usados são: manter as válvulas de sucção abertas empregando alguma força externa, by-pass de gás por dentro do compressor ou by-pass de gás por fora do compressor.

3.1.2 Compressores rotativos

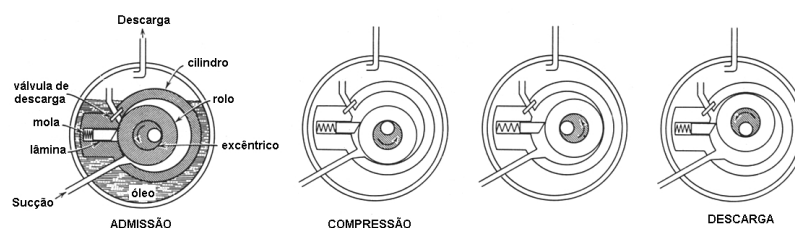
Os compressores rotativos podem ser de pistão rolante (lâmina fixa) ou de lâminas giratórias. A Figura 3.7 mostra o primeiro tipo e seu ciclo de trabalho. Um rolo de aço cilíndrico gira sobre um excêntrico montado com o eixo longitudinal coincidente ao do próprio cilindro. O rolo também é excêntrico ao cilindro e toca sua parede no ponto de folga mínima. Quando o eixo excêntrico gira em sentido anti-horário o rolo gira em sentido horário sempre mantendo contato com a parede do cilindro. Uma lâmina, empurrada pela mola, é montada na ranhura da parede do cilindro e move-se para dentro e para fora a fim de manter contato permanente com o rolo.

Os cabeçotes ou placas terminais do cilindro são usados para fechar as extremidades do cilindro e apoiar os mancais do eixo excêntrico. Tanto o rolo como a lâmina tem o mesmo comprimento do cilindro, com pequenas folgas entre estas partes e as placas terminais. A descarga e a sucção estão localizadas perto da ranhura da lâmina, porém em lados opostos. A vazão de vapor refrigerante através desses orifícios é contínua, exceto quando o rolo cobre um ou outro dos orifícios. Os lados de baixa e alta pressão dentro do cilindro estão separados pelo ponto de contato do rolo com o cilindro e pela lâmina. O ponto de contato de contato rolo/cilindro move-se continuamente com o deslocamento do rolo. Em cada ciclo de compressão o rolo cobrirá o orifício de descarga, momento em que somente vapor de baixa pressão estará no cilindro, como mostra a parte de admissão da Figura 3.7.

Todo o conjunto do cilindro opera submerso num banho de óleo, e o vapor é descarregado no espaço acima do nível do óleo de onde vai para a descarga em direção ao condensador. Todas as superfícies de atrito são altamente

polidas e bem ajustadas. Embora não sejam necessárias válvulas de sucção, na descarga é instalada uma válvula de retenção para evitar retorno de vapor na descarga do cilindro. Em operação, a película de lubrificante atua como vedação entre os lados de alta e baixa pressão no compressor. Porém, quando o compressor é desligado a vedação não se mantém e as pressões se igualam. Por isso, uma válvula de retenção deve ser instalada na sucção ou na descarga para evitar que o gás de alta pressão retorne para a linha de sucção. São usados em refrigeradores e condicionadores de ar domésticos com potência até 2 kW.

Figura 3.7 – Compressor de pistão rolante.



Fonte: Revista "ABRAVA", Set/out 1990

Nos compressores de lâminas giratórias, Figura 3.8, as lâminas são posicionadas dentro de ranhuras feitas no rotor. O eixo do rotor é excêntrico ao do cilindro, de modo que o ponto de contato rotor-cilindro é separado somente pela película de óleo lubrificante. Diametralmente oposto a este ponto, a folga rotor-cilindro é máxima. A força centrífuga, em alguns casos auxiliados por tensões de molas, e a própria geometria deste arranjo causa o movimento alternativo das lâminas dentro das ranhuras mantendo o contato permanente delas com a parede interior do cilindro. Não há necessidade de válvulas de sucção e descarga. Como resultado disso o vapor comprimido é descarregado diretamente na tubulação de descarga e a taxa de compressão é determinada pela geometria do compressor.

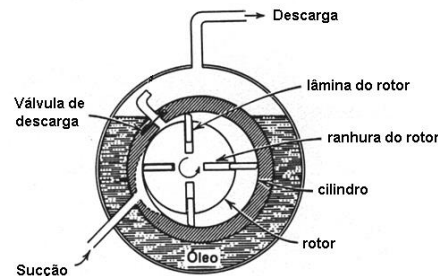
Como as lâminas não são forçadas contra o cilindro quando o compressor está parado, há uma tendência de equalização de pressão no seu interior. Isso reduz o torque de partida do motor elétrico. Por outro lado, permite que certa quantidade de vapor já comprimido retorne ao evaporador do ciclo de refrigeração.

Assim, uma válvula de retenção deve ser instalada na tubulação de descarga.

Compressores de lâminas giratórias são bastante usados em transporte frigorífico. Compressores pequenos na faixa de 2 a 40kW operam em ciclos de estágio simples com temperatura de saturação na aspiração de -40°C e temperatura

de saturação na condensação variando de 7 a 60°C. Em ciclos com dois estágios de compressão é possível obter temperaturas de – 50°C, ou ainda menores.

Figura 3.8 – Compressor de lâminas giratórias.



Fonte: Revista "ABRAVA", Set/out 1990

3.1.3 Compressores parafuso

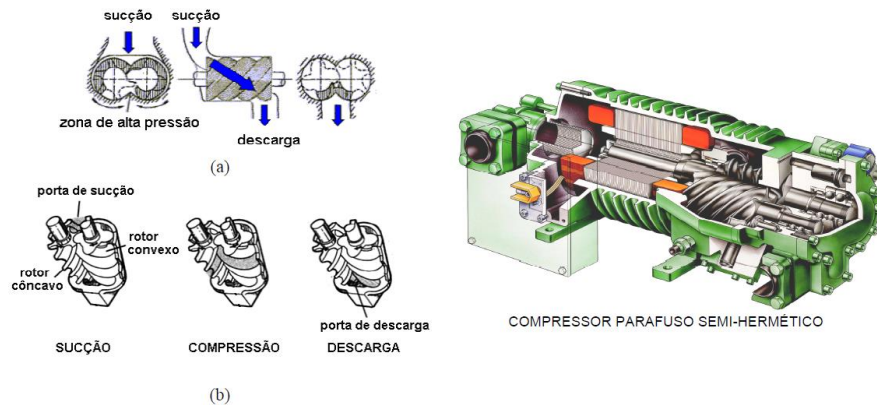
Dois rotores giram engrenados dentro de cavidades cilíndricas em um bloco metálico obtido por fundição, conforme mostra a Figura 3.9(a). Um rotor possui lóbulos com corte transversal de perfil convexo, ao contrário do outro, que é côncavo. A forma básica dos rotores é semelhante a uma rosca sem-fim com números diferentes de lóbulos nos dois rotores. Geralmente, o rotor côncavo tem 4 lóbulos e o convexo 6. Alguns compressores possuem a configuração 5 por 7. Qualquer um dos dois rotores pode ser impulsionado pelo motor. Quando o rotor côncavo é acoplado ao motor com uma relação entre os lóbulos de 4 por 6, a capacidade de resfriamento é 50 % maior do que se o acoplamento fosse feito no rotor convexo nas mesmas condições. O torque é transferido diretamente de rotor para rotor e o sentido da rotação é fixo. O acionamento mais usado é feito pelo rotor convexo. Uma película de óleo lubrificante é interposta nos pontos de contato entre os rotores para evitar contato direto metal-metal.

A Figura 3.9(b) mostra os processos de sucção, compressão e descarga. A admissão é feita na parte frontal dos rotores (porta de sucção) e a descarga na parte inferior da outra extremidade dos rotores engrenados (porta de descarga). Uma válvula deslizante regula a pressão de descarga.

Os compressores parafuso utilizam injeção direta de óleo na câmara de compressão para lubrificação, vedação e resfriamento. O óleo é injetado e em quantidade suficiente para minimizar os vazamentos entre as zonas de alta e baixa pressão e resfriar o gás. A vedação entre os diferentes níveis de pressão

compreende uma estreita faixa entre os pontos de contato dos rotores e a periferia dos mesmos na câmara de compressão. Posteriormente, o óleo é separado do gás no separador de óleo. O óleo injetado absorve a maioria do calor proveniente da compressão, fazendo com que a temperatura na descarga seja baixa, mesmo que a razão de compressão seja elevada. Por exemplo, com razão de compressão 20:1 em simples estágio e usando amônia sem injeção de óleo, a temperatura de descarga pode chegar a 340°C. Com a injeção de óleo, esta mesma temperatura não excede 90°C.

Figura 3.9 – Compressor parafuso: (a) fluxo de refrigerante; (b) processos de sucção, compressão e descarga do vapor.



Fonte: Revista "OFICINA DO FRIO" - Nov de 1997 (vol. 34)

Nos compressores alternativos, as válvulas de descarga abrem quando a pressão no cilindro excede a pressão na câmara de descarga. Pelo fato do compressor parafuso não possuir válvulas a posição da câmara de descarga determina a pressão máxima que será obtida na câmara de compressão entre os lóbulos antes de o vapor ser descarregado. A razão de compressão é uma característica de projeto fundamental em todos os compressores parafuso. Somente a pressão de sucção e a razão de compressão definem o nível de pressão do vapor pouco antes da abertura da câmara de descarga. Entretanto, em todos os sistemas de refrigeração, a pressão de descarga do sistema é função da temperatura de condensação e a temperatura de evaporação da pressão de sucção. Se, em dada condição de operação, a razão de compressão for elevada a descarga do vapor torna-se mais demorada e a pressão na câmara de compressão ficará acima da pressão na câmara de descarga. Este fenômeno é denominado sobre-compressão. Nesse caso, quando ocorre abertura da porta de descarga a alta pressão do gás

provoca a expansão do refrigerante para a tubulação de descarga. Isto acarreta um maior trabalho do que se a compressão tivesse sido interrompida quando a pressão interna fosse um pouco superior à pressão na tubulação de descarga. Quando a razão de compressão é muito baixa para as condições de operação do sistema ocorre a sub-compressão. Neste caso a abertura da porta de descarga acontece antes que a pressão do gás alcance a pressão de descarga. Isto faz com que o gás que estava do lado de fora do compressor, na tubulação de descarga, penetre na câmara de compressão, elevando imediatamente a pressão para o nível da pressão de descarga. O compressor tem que trabalhar contra um nível de pressão mais alto em vez de trabalhar com uma gradual elevação do nível de pressão. Nos dois casos, o compressor ainda funcionará e o mesmo volume de gás será deslocado, porém, com uma potência maior do que aquela requerida se as aberturas de descarga estivessem localizadas corretamente de modo a compatibilizar a razão de compressão (razão entre volumes) com as necessidades do sistema. Isto gera um consumo de energia maior. Projetos com razão de compressão variável são usados para otimizar a localização da câmara de descarga a fim de minimizar o consumo de energia.

Embora seja um compressor de deslocamento positivo a descarga de refrigerante se faz de modo uniforme e contínuo e não de forma pulsante como nos compressores alternativos. As partes móveis do compressor são poucas e as trocas de peças devidas ao desgaste mecânico são mínimas. O balanceamento estático e dinâmico dos rotores reduz as possíveis fontes de vibração mecânica proporcionando uma operação com menos ruído.

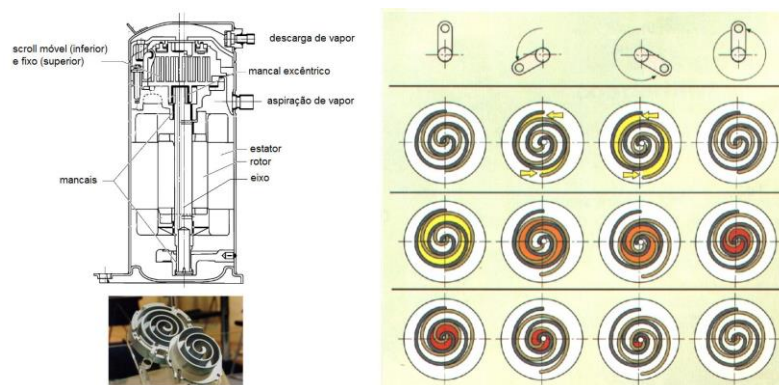
3.1.4 Compressores scroll

O compressor scroll consiste de duas espirais idênticas montadas com defasagem de 180° , como mostra a Figura 3.10. Cada espiral é fixada numa placa plana circular. A espiral superior é estacionária e a outra se move em torno do eixo central do motor com uma amplitude igual à órbita do excêntrico. O movimento relativo entre as espirais permite que façam contato em vários pontos e formem uma série de cavidades seladas, que o vapor percorrerá durante sua compressão. Na admissão, o vapor penetra por aberturas laterais entre as duas espirais e ocupa as cavidades existentes que logo em seguida são seladas pelo movimento relativo

entre as espirais, finalizando o processo de admissão. Durante a rotação do eixo do motor, o volume do espaço confinado entre as espirais é continuamente reduzido. O processo de compressão é finalizado quando o vapor atinge sua pressão máxima e é descarregado por uma abertura pequena posicionada no centro da espiral fixa. Os processos de admissão, compressão e descarga ocorrem simultaneamente durante uma rotação do eixo. As duas espirais mantêm contato através de um filme de óleo lubrificante para vedar a fuga de refrigerante e evitar o desgaste das peças. Tal característica é resultado de processos de fabricação de tecnologia avançada em mecânica de precisão.

Os compressores scroll apresentam menos partes móveis do que os alternativos. Isto aumenta sua confiabilidade e eficiência, reduzindo de 5 a 10 % o consumo de energia. Além disso, operam com menor vibração e ruído. Atualmente, compressores scroll são usados em bombas de calor e unidades de refrigeração montadas em fábrica de até 60 TR (190 kW).

Figura 3.10 – Elementos do compressor scroll e processos de admissão, compressão e descarga de gás refrigerante.



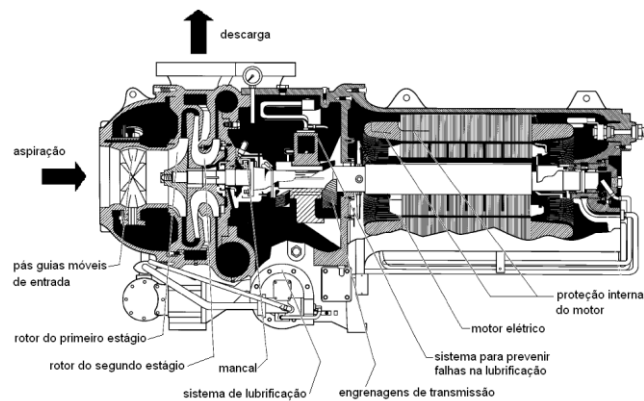
Fonte: Revista "OFICINA DO FRIO" - Nov de 1997 (vol. 34)

3.1.5 Compressores centrífugos

São compressores dinâmicos também denominados turbo compressores. A Figura 3.11 mostra o corte longitudinal de um compressor centrífugo de dois estágios de compressão. O princípio de funcionamento é semelhante ao das bombas centrífugas. O vapor é aspirado axialmente (na direção do eixo) e forçado através das palhetas do rotor. Durante o escoamento através dos rotores pressão e velocidade aumentam. Depois do segundo estágio, o vapor é descarregado na voluta, onde a velocidade diminui e a pressão aumenta bastante, sendo então

descarregado. Nos compressores de refrigeração as palhetas do rotor podem ser curvadas para trás, usada nos projetos tradicionais, ou radiais, como acontece em muitos projetos modernos. As palhetas radiais produzem um aumento maior de pressão, considerando a mesma velocidade do rotor, porém a carga no difusor é bem maior. Nesses compressores, a vazão varia entre 0,03 e 15 m³/s, com rotação entre 1.800 e 90.000 rpm. Entretanto, a alta velocidade angular associada com vazão baixa determina uma capacidade mínima prática. Por outro lado, o limite máximo é determinado pelas dimensões físicas do compressor, de modo que, para vazões da ordem de 15 m³/s o diâmetro do rotor varia entre 1.800 e 2.100 mm. A temperatura de sucção geralmente varia entre -100 e +10°C, com pressões de sucção entre 14 e 700 kPa e pressão de descarga de até 2.100 kPa. As taxas de compressão ficam entre 2 e 30. Quase todos os refrigerantes podem ser usados.

Figura 3.11 – Corte longitudinal de um compressor centrífugo de 2 estágios.



Fonte: Revista "OFICINA DO FRIO" - Nov de 1997 (vol. 34)

3.1.6 Seleção de compressores

O compressor é o equipamento do ciclo de refrigeração que mais consome energia e sua seleção correta influencia bastante os custos de aquisição e de operação do sistema. Cada dia mais estamos nos preocupando com a eficiência energética das embarcações e por conseguinte menos poluição ao meio ambiente. Os seguintes fatores devem ser considerados:

Eficiência do compressor	Relaciona-se ao consumo de energia e, portanto, com o custo de operação do sistema
Capacidade de refrigeração e número de máquinas	Se a carga térmica for 2000TR, Instalar 10 resfriadores de 200TR não é conveniente. O custo é elevado e há necessidade de uma grande área para instalar na embarcação. Em embarcações é recomendado instalar dois ou três resfriadores (paradas e manutenções)
Temperatura de evaporação e de condensação	Condensadores a ar trabalham com maior pressão. Usar condensação a água reduz a razão de compressão e aumenta a eficiência do compressor.
Controle de capacidade de refrigeração satisfatório.	Economiza energia e melhora os controles de temperatura e a operação do sistema.
Ambiente onde será instalado.	A bordo sofrerá com condições climáticas severas e maresia.
Meio externo de resfriamento.	Normalmente usaremos água do mar pois temos em abundancia
Confiabilidade.	De uma maneira geral, compressor com maior número de partes móveis é menos confiável.

Além disso: graus de sub-resfriamento e superaquecimento, velocidade (rotação), tipo de refrigerante, características do motor elétrico, limites operacionais em carga máxima ou sem carga e tipo e forma construtiva também devem ser considerados.

A Tabela 3.1 compara vários tipos de compressores, e pode ser usada como referência na seleção de compressores de refrigeração.

Tabela 3.1 Comparação entre vários tipos de compressores (Wang, 1992)

	Alternativo	Parafuso	Rotativo	Scroll	Centrífugo
Capacidade de Refrigeração (TR)	< 200	50 a 1.500	Comercial < 4 Industrial <150	Até 60	10 a 10.000
Refrigerante usado	HCFC-22 HFC-134a	HCFC-22 HFC-134a R-717	HCFC-22 HFC-134a R-717	HCFC-22	HCFC-123 HCFC-22 R-717
Razão de compressão (RC)	7	20	X	X	4
Eficiência volumétrica	0,92 a 0,68 (RC = 1 a 7)	0,92 a 0,87 (RC = 2 a 10)	Alta	Alta	Alta
Eficiência do compressor	0,83 a 0,75 (RC = 4 a 7)	0,82 a 0,67 (RC = 4 a 10)	Mec = 0,87 (RC = 3 a 5)	5 a 10 % maior do que o alternativo	Nominal = 0,83 Carga parcial = 0,6
Controle de capacidade	On-Off Cilindro em vazio By-pass de gás	Válvula deslizante By-pass de gás	X	X	Variar rotação; Variar ângulos das palhetas de entrada
Confiabilidade	Confiável	Muito confiável	Confiável	Muito confiável	Muito Confiável
Aplicação aos sistemas de refrigeração	Médio e pequeno	Grande e pequeno	Comercial (pequeno); Industrial (Médio)	Pequeno	Central grande e média; Sistemas hidrônicos

Fonte: DOSSAT, R., J., 1980, "Princípios de Refrigeração", Editora Hemus, São Paulo

A seleção do compressor mais eficiente para uma determinada aplicação envolve vários aspectos, entre eles: condições de operação; capacidade requerida; e curva de carga (variação e controle de capacidade).

Para sistemas de pequena capacidade, com compressores acionados por motores elétricos com potência de até 5 kW, tais como pequenas câmaras frias, pequenos *chillers* e outras aplicações comerciais, pode-se usar a figura 3.12 com indicativo, porém a seleção final deve ser analisada caso a caso.

Para compressores de grande capacidade, as opções são os alternativos e os parafusos, abertos e semi-herméticos, ou em alguns casos, os centrífugos. A opção mais eficiente não pode ser definida facilmente, e diferentes opções devem ser investigadas, determinando-se o consumo dos equipamentos por meio de dados dos fabricantes. A Tabela 3.2 mostra a comparação entre compressores alternativos e os compressores parafuso, abertos e semi-herméticos, para duas condições de operação e utilizando o refrigerante R407c.

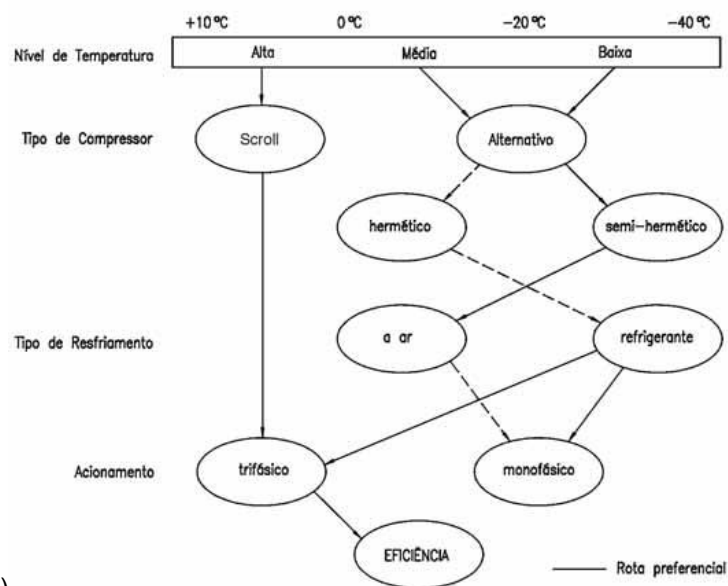
Os dados mostrados a seguir foram obtidos dos fabricantes dos equipamentos para as condições mostradas e considerando sub-refrigimento de 5°C e superaquecimento de 8°C.

Tabela 3.2 – Comparação entre compressores alternativos e parafuso

$T_O = 0\text{ °C} / T_C = 50\text{ °C}$	CAPACIDADE KW	POTÊNCIA KW	COP -
Alternativo - Aberto	63,0	22,39	2,81
Alternativo - Semi-hermético	60,2	20,41	2,95
Parafuso - Aberto	63,0	24,98	2,52
Parafuso - Semi-hermético	57,1	24,10	2,27
$T_O = -15\text{ °C} / T_C = 40\text{ °C}$			
Alternativo - Aberto	55,7	24,19	2,30
Alternativo - Semi-hermético	53,4	21,96	2,43
Parafuso - Aberto	56,0	25,89	2,16
Parafuso - Semi-hermético	53,1	23,86	2,22

Fonte: Revista “Tecnologia da Refrigeração” no,24, Agosto de 2002

Figura 3.12 - Indicativo para a seleção de compressores de pequena capacidade (<5



kW)

Fonte: Revista “Tecnologia da Refrigeração” no,24, Agosto de 2002

No exemplo da Tabela 3.2 o compressor mais eficiente e, portanto, o indicado seria o semi-hermético alternativo. Os resultados mostrados acima poderiam ser completamente diferentes para outras situações, dependendo de: capacidade do sistema (capacidade dos motores e dos compressores parafuso aumenta com a capacidade); condições de operação; e refrigerante.

3.1.7 Eficiência energética compressores modernos

Cada dia mais com a preocupação em ser eficiente e agredir menos o meio ambiente as empresas buscam maneiras de aumentar a eficiência energética e um dos destaques atuais no portfólio da Danfoss, indústria de origem dinamarquesa com importante atuação neste nicho, é o compressor de Velocidade Variável com tecnologia inverter, equipamento cujo ritmo de funcionamento se adapta perfeitamente à demanda do ar condicionado, garantindo com isto precisão no ajuste do set point e economia de energia. A segunda geração da revolucionária família foi apresentada oficialmente ao mercado durante a última Febrava, 17 a 20 de Setembro de 2013, onde chamou a atenção de todos o motor de ímã permanente dos modelos VZH, que além de performance e rendimento de até 30%, oferece variação de velocidade de 25Hz até 100Hz, trabalhando com o fluido R-410A.

Na Bitzer, por sua vez, a série New Ecoline é o lançamento mundial que o grupo de origem alemã resume como uma das maiores mudanças em termos de conceito e eficiência para aplicações em refrigeração comercial. Além de reduzir o consumo de energia em até 10%, apresenta um sistema de modelação de capacidade que pode variar de 10% a 100%. “Em função da demanda térmica, e através de um controlador PI, podemos abrir e fechar a porta de sucção variando o tempo em que o compressor comprime ou fica trabalhando em vazio”, explica o gerente industrial e de marketing, Eduardo Almeida.

Dentre os focos da nova série está o atendimento, de forma otimizada, do segmento de supermercados com padronização dos equipamentos em baixa e média temperatura, simplificando com isso a instalação e os programas de manutenção. A maior versatilidade dos compressores desta série, segundo a Bitzer, também permite

Figura 3.13 - Copeland Discus™ Digital, com Tecnologia CoreSense™



Fonte: Revista do Frio

atender os centros de distribuição, onde, dependendo do produto recebido, existe a necessidade premente de alterar a temperatura dos produtos armazenados, de congelado para resfriado e vice-versa. Outro player de peso na área preocupado com a flexibilidade operacional oferecida aos seus clientes é a Emerson, por intermédio do compressor Copeland Digital para Controle de Capacidade. Segundo a empresa, o modelo permite uma redução de 51% na variação de temperatura do glicol nos sistemas de expansão indireta (Propileno Glicol, água, Tifoxit) e de 70% na variação da pressão da sucção, em se tratando de sistema com expansão direta. Ao mesmo tempo, a temperatura dos expositores pode variar em até 60%, com uma redução 10% acima desse índice no tocante ao número de partidas.

Flexibilidade na capacidade de modulação também é propriedade incorporada pelo York YVWA, um semi-hermético parafuso com variador de alta eficiência, que permite economizar energia simultaneamente ao aumento expressivo da vida útil do próprio compressor.

3.2 Condensadores

Os condensadores são utilizados no ciclo de refrigeração para proporcionar a transferência de calor entre o refrigerante que condensa (muda de fase de vapor para líquido) e um fluido de resfriamento. Podem ser classificados em: resfriados a ar (fluido de resfriamento é o ar atmosférico), resfriados a água (fluido de resfriamento é a água) ou evaporativos (combinação de ar e água como fluidos de resfriamento). A bordo de embarcações usamos mais comumente os resfriadores a água devido a abundância de água. Portanto falaremos somente dos resfriadores a água.

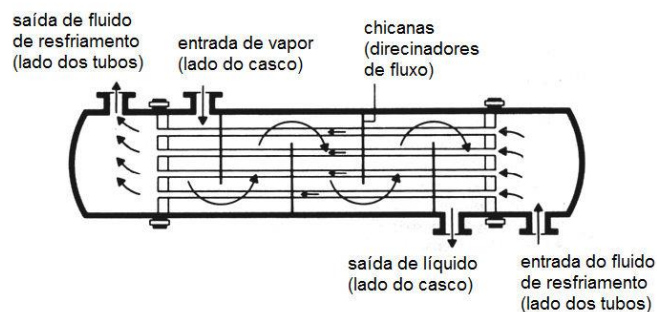
3.2.1 Condensadores resfriados à água

Nesse caso, o fluido de resfriamento é a água, ou seja, o refrigerante rejeita calor para a água que escoar através do condensador. Podem ser de três tipos: casco/tubos, casco/serpentina e tubos concêntricos.

3.2.1.1 Condensador de casco-tubos

A Figura 3.14 mostra o esquema dos fluxos de refrigerante e do fluido de resfriamento, nesse caso, a água. O vapor refrigerante penetra por uma abertura no topo do casco e condensa na superfície externa dos tubos por dentro dos quais escoava água. O condensado é drenado no fundo do casco para o tanque de líquido refrigerante. A água penetra nos tubos numa das extremidades do condensador e passa uma ou mais vezes por toda a extensão dos tubos. Nesse caso, ocorre um passe nos tubos e um passe no casco. Com vários passes nos tubos podemos aumentar a velocidade da água para uma mesma vazão, a fim de aumentar o coeficiente global de transferência de calor. Se o refrigerante é a amônia (R-717) o coeficiente de transferência de calor no lado do vapor é alto e da mesma ordem de grandeza do existente no lado da água; quando é um refrigerante clorofluorado (CFC-12, HCFC-22, etc.) o coeficiente de transferência de calor no lado do vapor é muito menor, e nesse caso, as aletas são aí instaladas para aumentar a transferência de calor.

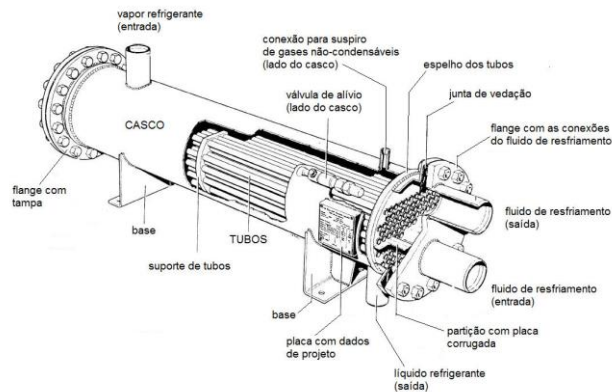
Figura 3.14 – Esquema dos fluxos no condensador de casco-tubos resfriado à água.



Fonte: Revista "ABRAVA", Março 1982

A Figura 3.15 mostra detalhes construtivos identificando alguns elementos do condensador de casco-tubos. As tampas são parafusadas em flanges do casco e podem ser removidas para realizar a limpeza mecânica dos tubos, visto que nas superfícies internas dos mesmos ocorre formação de algas e depósitos da sujeira existente na água de condensação (fluido de resfriamento), apesar de tratada. Para refrigerantes CFC's os tubos podem ser de cobre ou de bronze. Para amônia são obrigatoriamente de aço galvanizado.

Figura 3.15 – Detalhes construtivos de um condensador casco-tubos.

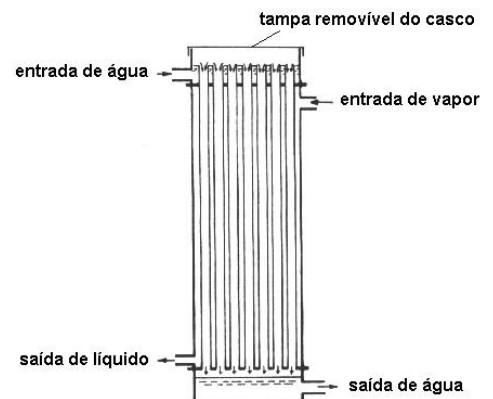


Fonte: Revista “ABRAVA”, Março 1982

É desejável que a velocidade da água seja a maior possível para aumentar a transferência de calor e inibir os depósitos da sujeira nas paredes dos tubos. Infelizmente, com metais maleáveis como o cobre velocidade acima de 2m/s provoca erosão nos tubos. Para o aço, velocidades maiores são aceitáveis: entretanto, a perda de carga é um fator que limita essa velocidade. Uma atenção especial deve ser dada à drenagem do condensado da superfície dos tubos já que a película que se forma é a principal resistência ao fluxo de calor, e, por isso, não pode ser muito espessa. Para minimizar essa espessura os tubos são montados alternadamente a fim de reduzir o número de tubos na direção vertical, ou seja, no caminho de gotejamento do condensado.

Os condensadores de casco-tubos podem ser montados também na posição vertical, como mostra a Figura 3.16. Esse arranjo permite que os tubos sejam mecanicamente limpos, mesmo com o condensador em operação, através da tampa superior do casco. Essa é uma vantagem operacional significativa sobre os condensadores horizontais. O refrigerante condensa na superfície externa dos tubos enquanto a água desce por dentro dos tubos desde o topo até o fundo. O coeficiente de transferência de calor não é tão alto quanto nos condensadores horizontais, por causa da baixa velocidade da água e da espessura da película de condensado sobre a superfície externa dos longos tubos

Figura 3.16 – Condensador de casco-tubos na posição vertical.



Fonte: Revista “ABRAVA”, Março 1982

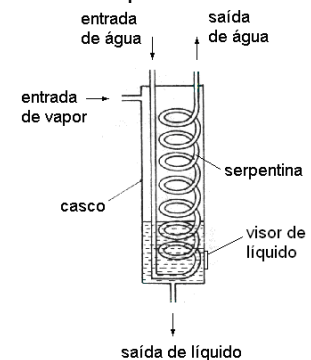
verticais. Geralmente, o diâmetro dos tubos é maior do que nos condensadores horizontais e a velocidade da água é determinada pela aceleração da gravidade e pelo comprimento dos tubos.

Os condensadores de casco-tubos são construídos com capacidade de 3 a 35.000 kW. Os tubos de cobre têm diâmetro externo nominal entre 19 e 25mm e possuem aletas no lado do vapor. A altura das aletas circulares varia de 0,9 a 1,5mm com espaçamentos de 1,33, 1,02 e 0,64mm. Para condensadores de amônia são comuns tubos de aço com 32mm de diâmetro externo e 2,4mm de espessura de parede. Não se usa tubos de cobre com amônia .

3.2.1.2 Condensador de casco-serpentina

A Figura 3.17 mostra o seu esquema. A água escoar por dentro dos tubos em forma de espiral e o refrigerante condensa na superfície externa dos tubos no interior do casco. O refrigerante condensado acumula-se no fundo do casco, de onde é drenado, de modo que um visor é posicionado para verificar o nível de líquido. Em alguns casos a superfície externa do tubo é aletada para aumentar a área de transferência de calor entre a água e o refrigerante, melhorando o desempenho do condensador. Os tubos nunca são substituídos e nem podem ser mecanicamente limpos em virtude do próprio arranjo construtivo. São construídos com capacidades de 2 a 50 kW.

Figura 3.17 – Condensador de casco-serpentina.

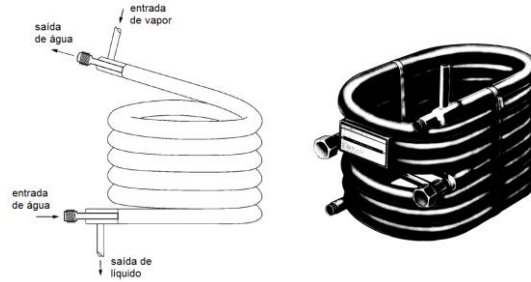


Fonte: Revista "ABRAVA", Março 1982

3.2.1.3 Condensador de tubos concêntricos

Um tubo passa por dentro do outro de modo que seus eixos coincidam e um espaço anular entre eles seja formado. A água passa por dentro do tubo mais interno e o refrigerante escoar em contracorrente no espaço anular entre os tubos a fim de se resfriado também pelo ar ambiente. A Figura 3.18 mostra o seu esquema. São fabricados com capacidades de 1 a 180kW.

Figura 3.18 – Condensador de tubos concêntricos

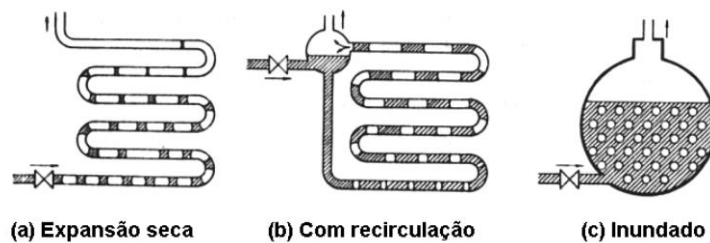


Fonte: Revista "ABRAVA", Março 1982

3.3 Evaporadores

A função do evaporador é prover uma área de troca de calor entre o refrigerante e a substância resfriada com a maior eficiência possível, e prevenir a entrada de refrigerante líquido na aspiração do compressor. O coeficiente de transferência de calor no líquido é cerca de 10 vezes maior do que no vapor. Portanto, o projeto do evaporador deve estabelecer condições para que o líquido permaneça em contato com a superfície de transferência de calor e o vapor que se forma seja retirado tão rápido quanto possível. Para isso, são usadas três configurações de evaporadores mostradas esquematicamente na Figura 3.19.

Figura 3.19 – Tipos de evaporadores usados em sistemas de refrigeração.



Fonte: Revista "ABRAVA", Março 1982

3.3.1 Evaporador de expansão seca

O refrigerante entra no evaporador como mistura líquido-vapor e ao sair estará totalmente evaporado. Podem ser usados trocadores de calor de serpentina aletada e casco-tubos. A Figura 3.20 mostra um evaporador de expansão seca com serpentina aletada. Esse arranjo é muito comum em instalações de ar condicionado de pequeno e médio porte, onde o ar é resfriado diretamente pelo refrigerante. O dispositivo de expansão estabelece o estado do vapor desejado na saída do

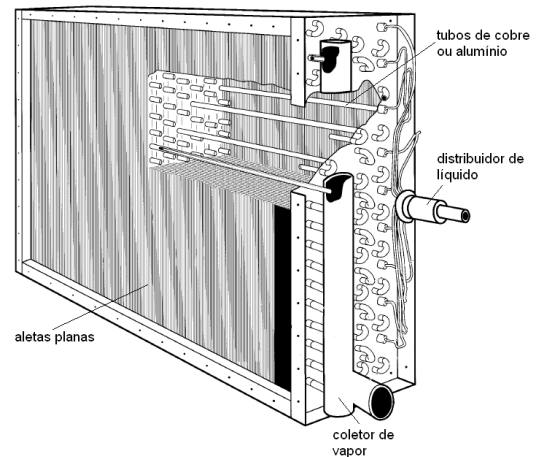
evaporador. Nos primeiros compressores, que comprimiam vapor seco ou úmido sem se danificar, esse arranjo era conveniente e permitia que a maior parte da superfície interna dos tubos permanecesse em contato com o líquido refrigerante. Nos compressores modernos, que comprimem vapor seco ou superaquecido, o resultado não é muito bom; é necessário um comprimento excessivo dos tubos do evaporador para evitar a entrada de líquido no compressor. Geralmente, uma válvula de expansão termostática regula a vazão de

líquido e garante um leve superaquecimento do vapor na saída do evaporador. Em sistemas de pequeno porte (até 35kW), como nos condicionadores de ar de janela e refrigeradores domésticos, o dispositivo de expansão usado é o tubo capilar. O evaporador é fabricado com tubos de cobre (diâmetros externos nominais de 8, 10, 12,5, 16, 20 e 25 mm) e aletas de alumínio (espaçadas de 1,4 a 6,4mm).

Em condições normais de operação o volume de líquido no evaporador de expansão seca varia de 15 a 20 % do volume interno dos tubos. Considerando que esse líquido é uniformemente distribuído ao longo dos tubos, a área efetiva de transferência de calor – aquela em contato com o líquido – é cerca de 30 a 34% da área interna dos tubos. No lado do ar, dependendo do tipo de aplicação, a relação entre o calor sensível e o calor total removidos varia de 0,6 a 1,0. Velocidade de face do ar entre 2,0 e 2,5m/s evita que o condensado formado na superfície da serpentina seja arrastado para os dutos de distribuição de ar tratado. Com certo arranjo de tubos (triangular, retangular ou em linha) a relação calor sensível/total pode ser satisfeita por várias combinações de velocidade de face do ar, temperatura interna dos tubos, vazão mássica de refrigerante, temperatura de entrada do ar, profundidade da serpentina e outros mais, embora as variações desses parâmetros sejam na prática, limitadas pela fabricação em série.

O trocador de calor casco-tubos típico usado como evaporador de expansão seca é mostrado na Figura 3.21. O fluido a ser resfriado escoar no lado do casco enquanto o refrigerante passa por dentro dos tubos. As chicanas aumentam a

Figura 3.20 – Evaporador de expansão seca do tipo serpentina aletada com distribuidor de fluxo na entrada e coletor de vapor na saída.

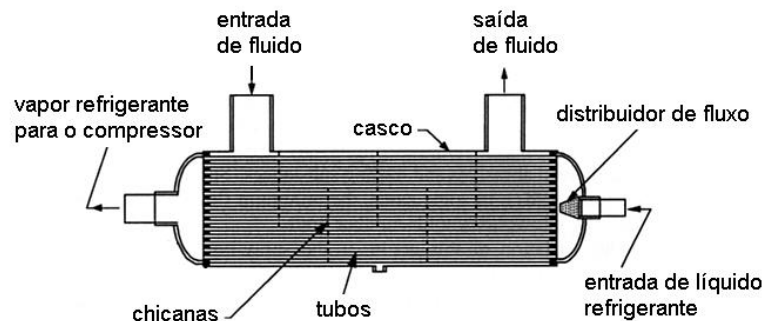


Fonte: Revista "ABRAVA", Março 1982

velocidade do fluido no casco e elevam o coeficiente de transferência de calor. O fluido que escoar perpendicular aos tubos deve ter velocidades entre um mínimo de 0,6m/s – para limpar os tubos – e um máximo de 3m/s – para evitar erosão.

A distribuição de fluxo no lado dos tubos é crítica. Se alguns tubos recebem mais refrigerante do que outros ainda haverá líquido na sucção do compressor; um distribuidor de líquido reduz esse problema. Além disso, esse desbalanceamento indesejável reduz o coeficiente global de transferência de calor. São usados com refrigerantes halogenados (clorofluorados).

Figura 3.21 – Evaporador de expansão seca de casco-tubos.

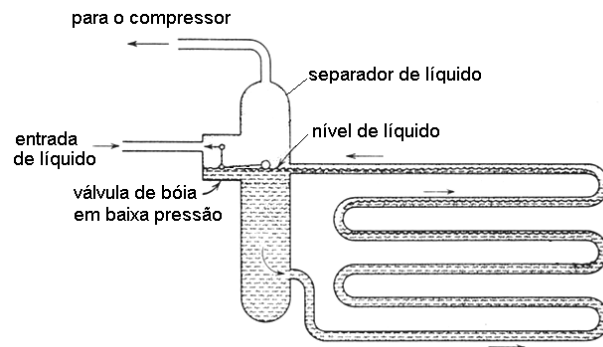


Fonte: Revista "ABRAVA", Março 1982

3.3.2 Evaporador com recirculação

Nesse tipo a evaporação não ocorre totalmente dentro dos tubos. A mistura de líquido/vapor deixa a seção de transferência de calor e penetra num tanque cilíndrico onde é efetivada a separação do vapor. O vapor é aspirado pelo compressor e o líquido retorna aos tubos, como mostra a Figura 3.22. O evaporador é denominado de recirculação por gravidade porque o movimento do refrigerante é produzido por diferença de densidade. Na prática, vários evaporadores iguais são montados em arranjo paralelo. O nível do refrigerante é controlado por uma válvula de bóia geralmente posicionada no lado de baixa pressão.

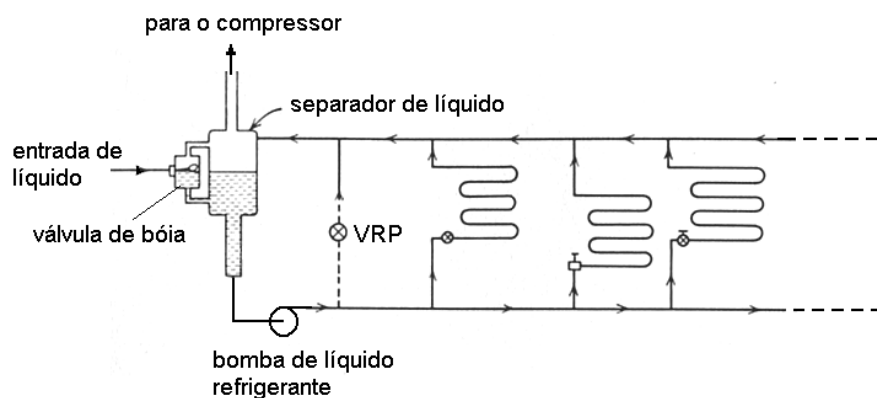
Figura 3.22 – Evaporador com recirculação por gravidade.



Fonte: Revista "ABRAVA", Março 1982

Na recirculação por gravidade é necessário que o tanque separador esteja acima do nível da serpentina. Essa limitação pode ser superada por uma bomba de circulação de refrigerante, usada normalmente quando há necessidade de distribuir a refrigeração em vários evaporadores. Esta situação é bem comum em fábricas de gelo, sorvetes e alimentos. O tanque de separação é posicionado perto do compressor com a(s) bomba(s) abaixo dele entregando líquido a um duto principal do qual partem os ramais para os vários evaporadores. Do mesmo modo, o vapor vindo dos evaporadores é coletado num único duto para ser entregue no separador. A Figura 3.23 mostra esse arranjo.

Figura 3.23 – Separador de líquido em sistema com bomba de circulação de refrigerante.

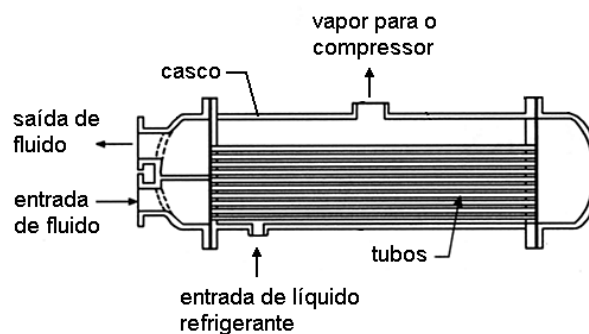


Fonte: Revista "ABRAVA", Março 1982

3.3.3 Evaporador inundado

O evaporador inundado é constituído de um casco cilíndrico horizontal dentro do qual o refrigerante evapora, e onde estão imersos tubos nos quais passa o fluido a ser resfriado, com mostra a Figura 3.24. A construção é similar a dos condensadores de casco-tubos, entretanto no evaporador os tubos não ocupam o espaço próximo à curva superior do casco que é usada para instalar um eliminador de gotas de líquido. O fluido a ser resfriado pode passar uma ou mais vezes pelos tubos. O número de tubos e de passes nos tubos deve ser dimensionado para manter velocidade do fluido resfriado entre 1 e 3m/s. O casco deve ser recoberto com isolamento térmico para evitar trocas de calor com o ambiente.

Figura 3.24 - Evaporador inundado de casco-tubos.



Fonte: Revista "ABRAVA", Março 1982

3.4 Dispositivos de expansão

É uma restrição ao fluxo de refrigerante que reduz sua pressão, controla sua vazão, e mantém a diferença de pressão entre os lados de baixa e alta do sistema de refrigeração. Como a demanda de carga térmica é variável essa restrição deve se ajustar para fornecer a vazão mássica de refrigerante adequada à carga térmica em cada evaporador. É fundamental que o líquido refrigerante seja admitido no evaporador de acordo com a taxa de aspiração do compressor, mantendo a maior parte possível da superfície de transferência de calor do evaporador em contato com o líquido refrigerante.

3.4.1 Válvulas de expansão termostática

Regulam a vazão de líquido refrigerante no evaporador, em resposta ao grau de superaquecimento do vapor na saída do evaporador, garantindo que somente vapor superaquecido é aspirado pelo compressor. O superaquecimento implica que parte sua área de troca de calor no evaporador é utilizada para executar este superaquecimento. Às vezes, um trocador de calor auxiliar é utilizado. A válvula de expansão termostática é a mais usada em sistemas de refrigeração, geralmente em conjunto com os evaporadores de expansão seca em sistemas residenciais, comerciais e industriais de porte pequeno e médio. A Figura 3.25 mostra o corte transversal de uma válvula de expansão termostática típica e identifica seus principais componentes.

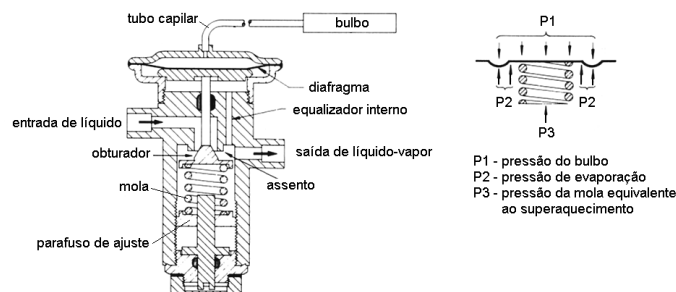
As seguintes pressões governam sua operação:

P1 – pressão interna do bulbo (elemento sensor) que atua na face superior do diafragma no sentido de abrir o obturador e é função do tipo de refrigerante usado na carga do bulbo e da sua própria temperatura;

P2 – pressão de evaporação, que atua na face inferior do diafragma através do canal interno de equalização no sentido de fechar o obturador;

P3 – pressão da mola, equivalente ao superaquecimento, que atua no sentido de fechar a válvula e é transmitida ao diafragma através da haste. Em qualquer condição de operação as forças decorrentes dessas pressões devem ser balanceadas, de modo que: $P_1 = P_2 + P_3$.

Figura 3.25 – Corte transversal e pressões atuantes na operação de uma válvula de expansão termostática com equalização interna de pressão.



Fonte: Revista "ABRAVA", Março 1982

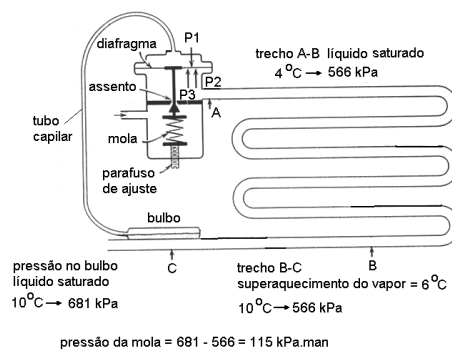
A Figura 3.26 mostra um evaporador de expansão seca operando com HCFC-22, em conjunto com uma válvula de expansão termostática, a uma

temperatura de saturação de 4°C (566kPa). O líquido refrigerante, que escoar através da válvula de expansão, tem sua pressão e sua temperatura reduzidas, e entra no evaporador como mistura líquido/vapor saturado em A. Ao longo de seu trajeto por dentro dos tubos do evaporador uma quantidade maior de líquido é vaporizada. Assumindo que não há perda de carga no evaporador a temperatura do refrigerante permanece em 4°C até que todo líquido tenha se evaporado ao atingir B. Daí em diante o calor absorvido somente eleva a temperatura do vapor e mantém sua pressão em 566 kPa. Ao atingir C a temperatura alcança 10°C e o superaquecimento é de 6°C. O bulbo em equilíbrio térmico com a tubulação assume a temperatura de 10°C, porém o líquido em seu interior (HCFC -22) está saturado.

Assim, a pressão no interior do bulbo, no tubo capilar e na parte superior do diafragma é de 681kPa. Portanto, para que o superaquecimento seja mantido a pressão da mola deve ser de 115 kPa. Uma elevação de carga térmica provoca um aumento da temperatura do vapor na saída do evaporador. O bulbo sensor detecta esse aumento na forma de um aumento da pressão P1 e abre o obturador da válvula para aumentar a vazão de refrigerante. A pressão no evaporador se eleva até P2 e um novo ponto de equilíbrio é estabelecido. Por outro lado, uma redução na carga reduz a temperatura do vapor na saída do evaporador movendo o obturador da válvula no sentido de fechamento. De qualquer maneira, o superaquecimento especificado pela pressão da mola é mantido.

Os fabricantes regulam o superaquecimento entre 4 e 8°C, satisfatório para a maioria das aplicações, que não deve ser alterado exceto se absolutamente necessário.

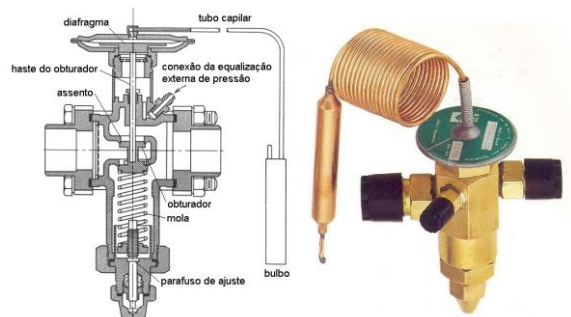
Figura 3.26 – Esquema de operação do evaporador de expansão seca com válvula de expansão termostática operando com HCFC-22



Fonte: Revista "ABRAVA", Março 1982

Quando a perda de carga através de cada circuito do evaporador é menor ou igual ao equivalente a uma variação de temperatura de até 1°C é usada uma válvula termostática com equalização interna de pressão. Entretanto, em certos evaporadores, principalmente nos que usam distribuidores de líquido, a perda de carga geralmente causa uma variação de temperatura superior a essa. Isso faz com que a pressão na saída da válvula de expansão seja bem maior do que na saída do evaporador, e o superaquecimento necessário para manter o equilíbrio da válvula seria elevado. Quanto maior a perda de carga maior seria o superaquecimento necessário para manter o equilíbrio da válvula. Assim, B se deslocaria no sentido de A, ou seja, a área de transferência de calor em contato com o líquido diminuiria prejudicando o desempenho do evaporador. Nesse caso, usa-se uma válvula com equalização externa de pressão, mostrada na Figura 3.27. Em vez do canal interno de equalização existe uma conexão externa que é ligada diretamente à tomada de pressão na tubulação de saída do evaporador. A Figura 3.28 mostra o esquema de instalação dessa válvula. Na saída da válvula existe um distribuidor de fluxo que direciona o refrigerante para cada circuito do evaporador. A linha de equalização externa de pressão conecta a válvula num ponto da tubulação de saída do evaporador localizado depois do bulbo sensor. O posicionamento do bulbo sensor deve ser cuidadosamente escolhido sob pena de não registrar corretamente a temperatura, que será convertida em pressão equivalente para atuar na face superior do diafragma, e causará mal funcionamento. Essa válvula não reduz a perda de carga devida ao evaporador. Entretanto, ela permite que o líquido dentro do evaporador esteja em contato com uma superfície maior de troca de calor.

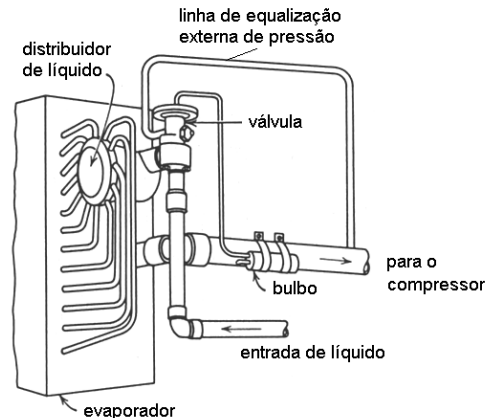
Figura 3.27 – Válvula de expansão termostática com equalização externa de pressão.



(a) Elementos da válvula.

(b) Aspecto externo.

Figura 3.28 – Válvula de expansão termostática com equalização externa e distribuidor de líquido



Revista "Tecnologia da Refrigeração" no 24, Agosto de 2002

3.4.2 Válvulas de expansão eletrônica

São válvulas de expansão operadas por microprocessadores que permitem um controle efetivo da vazão de refrigerante. Se comparadas às termostáticas fornecem um controle mais preciso da temperatura e, por isso, são mais indicadas quando a eficiência energética é importante.

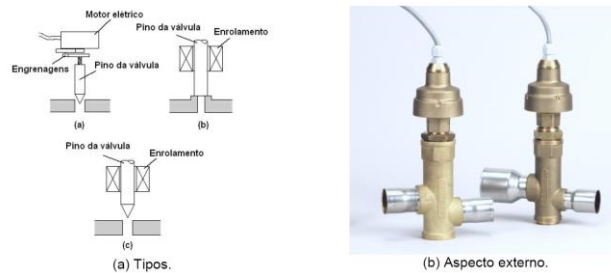
Atualmente, três tipos são largamente usados: motorizadas, pulsantes e analógicas. As primeiras são mais eficientes que as outras duas.

Motorizadas: o motor elétrico, que move o pino da válvula para cima ou para baixo, dependendo da necessidade da carga térmica, é controlado por um microprocessador. Um conjunto de engrenagens, que permitem um aumento do torque e redução do tamanho do motor (consumo de 5,7 W), realiza a conexão entre o pino da válvula e o eixo do motor, como mostra a Figura 3.29(a).

Pulsantes: o pino da válvula é movimentado por um solenoide que mantém a válvula completamente aberta ou completamente fechada, como mostra a Figura 3.29(b). A vazão de refrigerante é determinada pelo tempo em que a válvula permanece completamente aberta. Por exemplo, se a duração do pulso é de 5 segundos e a vazão de refrigerante necessária é de 40 %, então a válvula ficará 2 segundos aberta e 3 segundos fechada.

Analógicas: em termos de movimentação do pino são semelhantes às motorizadas. Entretanto, o movimento do pino é realizado por um solenoide com modulação, como mostra a Figura 3.29(c).

Figura 3.29 – Válvulas de expansão eletrônicas.

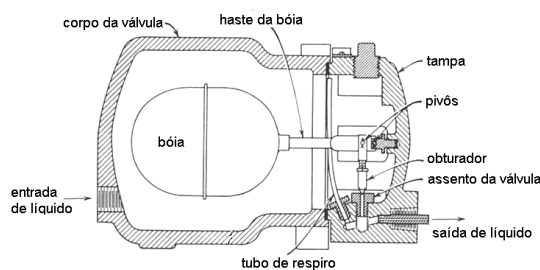


Revista “Tecnologia da Refrigeração” no 24, Agosto de 2002

3.4.3 Válvulas de expansão de boia

A Figura 3.30 mostra o corte transversal de uma válvula de boia com controle de vazão no lado de alta pressão. O refrigerante líquido vem do condensador e penetra no corpo da válvula fazendo a boia deslocar-se para cima. Esse movimento aciona a haste no sentido de abertura do obturador permitindo a expansão do líquido que segue para o evaporador. A boia é posicionada de modo a manter o assento da válvula sempre submerso no refrigerante. O tubo de respiro elimina os gases não –condensáveis que porventura tenham penetrado na válvula, evitando assim qualquer contrapressão à penetração do líquido refrigerante. Isso torna possível sua instalação acima ou abaixo do nível do condensador.

Figura 3.30 – Corte transversal da válvula de expansão de boia de alta pressão.

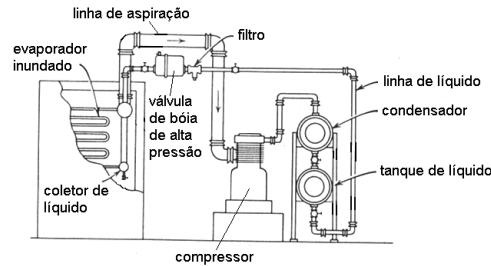


Revista “Tecnologia da Refrigeração” no 24, Agosto de 2002

O controle na alta pressão independe do nível do líquido no evaporador. Assim, a válvula pode ser instalada acima ou abaixo desta unidade. Entretanto, deve estar tão próxima quanto possível do evaporador, e sempre numa tubulação horizontal, a fim de assegurar a movimentação adequada dos seus mecanismos.

Por suas características operacionais, a válvula de boia de alta pressão não pode ser usada em paralelo com outros tipos de controle de refrigerante. A Figura 3.31 mostra um arranjo típico de instalação usando esse tipo de válvula.

Figura 3.31 – Instalação de válvula de boia com controle de fluxo na alta pressão.



Revista “Tecnologia da Refrigeração” no 24, Agosto de 2002

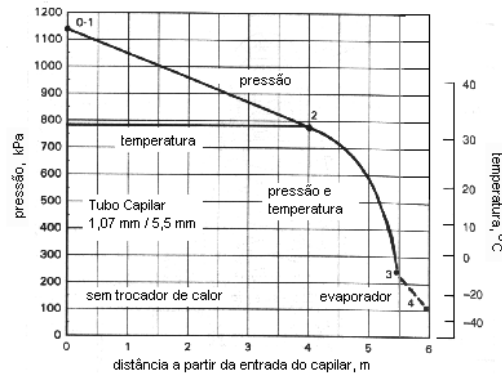
3.4.4 Tubo capilar

São usados em sistemas herméticos com até 35 kW de capacidade de refrigeração. Consiste de um tubo com diâmetro milimétrico que é usado para conectar a saída do condensador a entrada do evaporador. A combinação adequada de diâmetro e comprimento causa a perda de carga desejada. Algumas vezes é soldado à superfície externa da linha de sucção com a finalidade de trocar calor para reduzir a temperatura do líquido.

Apesar de seu desempenho insatisfatório em sistemas com grande variação de carga, são populares em função de sua simplicidade e baixo custo. O gráfico da Figura 3.32 mostra as variações típicas de temperatura e pressão ao longo de um tubo capilar.

Na região de entrada do tubo, seção 0–1, o líquido está sub-resfriado e ocorre uma leve perda de carga. De 1 a 2 a perda de carga é linear e a temperatura é constante. Até 2 o refrigerante é totalmente líquido quando então as primeiras bolhas de vapor começam a se formar. Daí em diante a perda de carga não é mais linear e aumenta com a proximidade da saída do tubo. Nesta porção do tubo, existe mistura líquido/vapor saturado com a quantidade de vapor aumentando no sentido do fluxo. Na passagem da saída do tubo para dentro do evaporador ocorre outra perda de carga significativa. Até 2 a linha de temperatura é diferente da linha de pressão; a partir daí as duas se sobrepõem.

Figura 3.32 – Perfil típico de pressão e temperatura ao longo de um tubo capilar.

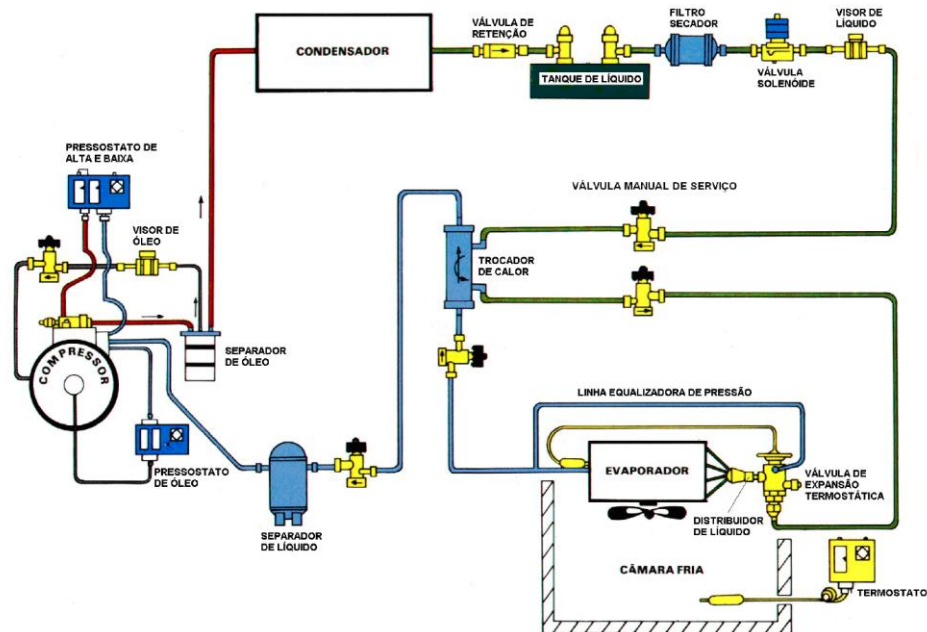


Revista “Tecnologia da Refrigeração” no 24, Agosto de 2002

3.5 Acessórios

A Figura 3.33 apresenta os equipamentos e acessórios de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor. Dentre os acessórios tem-se:

Figura 3.33 – Equipamentos e acessórios principais do sistema de refrigeração por CMV.



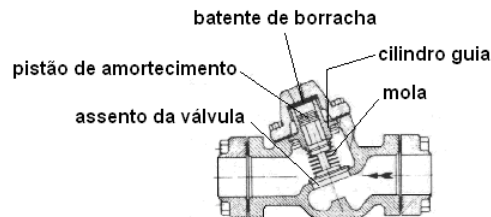
Revista “Tecnologia da Refrigeração” no 24, Agosto de 2002

3.5.1 Válvula de retenção

Nesse tipo de válvula o refrigerante flui num único sentido (Figura 3.34).

É usada na linha de líquido para impedir o retorno de líquido ao condensador; em linhas de aspiração para impedir o retorno de refrigerante quando evaporadores com temperaturas diferentes operam em paralelo; e em sistemas de redução de capacidade do compressor por *by-pass* de gás quente a fim de evitar o retorno de refrigerante da linha de alta pressão.

Figura 3.34 – Válvula de retenção.

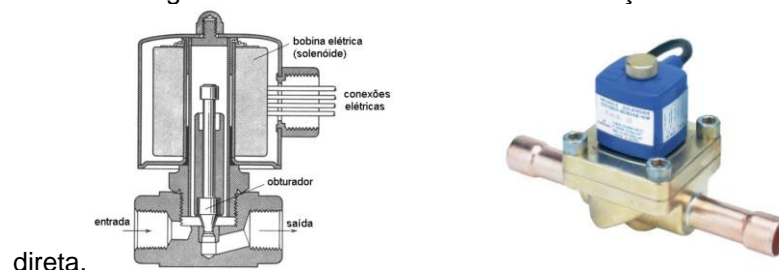


Revista “Tecnologia da Refrigeração” no 24, Agosto de 2002

3.5.2 Válvula solenoide

Esse tipo de válvula atua mediante um sinal elétrico comandado por um pressostato, termostato, umidostato ou interruptor manual (Figura 3.35). Pode ser normalmente aberta (NA) ou normalmente fechada (NF), sendo essa última mais comum. Nas NA o orifício da válvula é fechado quando a bobina é energizada; na NF, ocorre o contrário. É usada em linhas de líquido para interromper o fluxo de refrigerante nos evaporadores; em controle individual de temperatura quando evaporadores de temperaturas diferentes são alimentados por um único compressor; em linhas de descarga entre o evaporador e o compressor para permitir o degelo por gás quente e em canalizações de água gelada ou salmoura.

Figura 3.35 – Válvula solenóide NA de ação

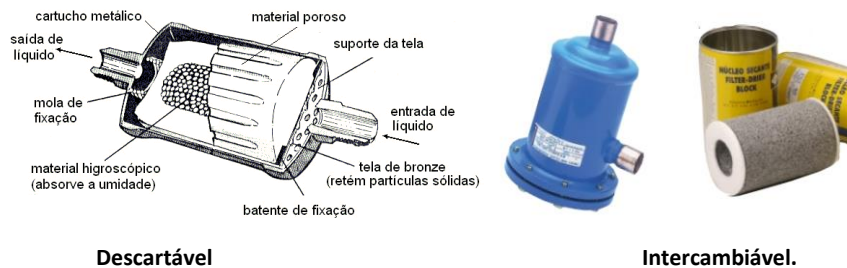


Revista “Tecnologia da Refrigeração” no 24, Agosto de 2002

3.5.3 Filtro secador

É usado para eliminar partículas sólidas e umidade que circulam misturadas ao refrigerante (Figura 3.36). A umidade (água) é indesejável (congela em 0°C) e pode obstruir o fluxo de refrigerante no dispositivo de expansão; além disso, sua presença viabiliza a formação de ácidos que corroem os componentes do sistema. Um cartucho de um material higroscópico – sílica-gel – e um ligante (material poroso) é introduzido numa carcaça metálica cilíndrica. O cartucho pode ou não ser intercambiável. O filtro é instalado na linha de líquido.

Figura 3.36 – Cartuchos de filtros secadores.



Descartável

Intercambiável.

Revista “Tecnologia da Refrigeração” no 24, Agosto de 2002

3.5.4 Visor de líquido

É um bulbo com visor que instalado na linha de líquido permite observar se há formação de vapor antes da entrada de refrigerante no evaporador (Figura 3.37). Isso pode significar carga de refrigerante incompleta na instalação. Com indicador de umidade permite verificar a contaminação do refrigerante.

Figura 3.37 – Visor de líquido com indicador de umidade.



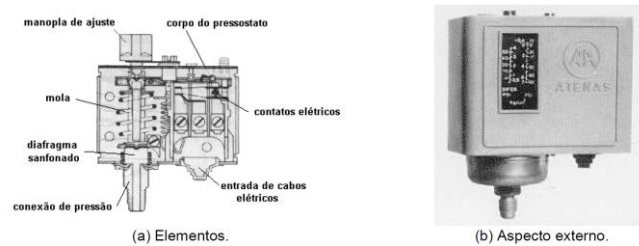
Revista “Tecnologia da Refrigeração” no 24, Agosto de 2002

3.5.5 Pressostato

É um interruptor elétrico comandado por pressão (Figura 3.38). Pode ser: de alta pressão, que desliga o compressor se a pressão de condensação excede um valor máximo fixado; de baixa pressão, que “tripa” o compressor se a pressão de

evaporação excede um valor máximo fixado; de alta e baixa pressão, que incorpora as funções dos dois primeiros num só equipamento; diferencial, que desliga o compressor se a diferença entre pressão da bomba de óleo e a do cárter não permite uma lubrificação adequada.

Figura 3.38 – Pressostato.

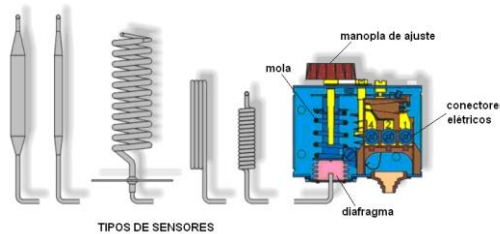


Revista “ABRAVA”, Set/out 1990

3.5.6 Termostato

É um interruptor elétrico comandado por temperatura que liga ou desliga equipamentos ao atingir, respectivamente, valores máximos e mínimos de temperatura (Figura 3.39).

Figura 3.39 – Termostato de ambiente.

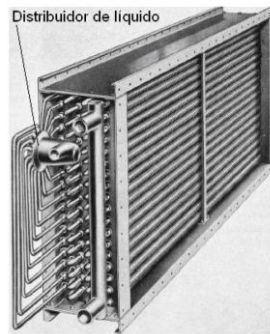


Revista “ABRAVA”, Set/out 1990

3.5.7 Distribuidor de líquido

É um bocal que distribui o fluxo de líquido na saída da válvula de expansão (com ou sem equalização externa de pressão) para os vários circuitos do evaporador a fim de evitar perdas de carga excessivas no escoamento do refrigerante através do evaporador (Figura 3.40).

Figura 3.40 – Distribuidor de líquido.

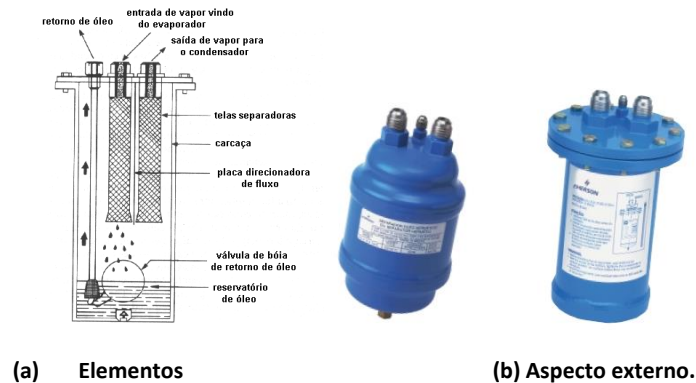


Revista “ABRAVA”, Set/out 1990

3.5.8 Separador de óleo

É instalado na saída do compressor para evitar que o óleo diluído no refrigerante alcance o evaporador, onde, em função da baixa temperatura existente, tenderia a se depositar criando resistências térmicas indesejáveis (Figura 3.41).

Figura 3.41 – Separador de óleo.



(a) Elementos

(b) Aspecto externo.

Revista “ABRAVA”, Set/out 1990

3.5.9 Acumulador de sucção

Retém o líquido porventura vindo do evaporador permitindo sua evaporação definitiva. Além disso, atenua às variações de pressão decorrente do regime pulsante do compressor alternativo (Figura 3.42).

Figura 3.42 – Acumulador de sucção.



Fonte: Revista “ABRAVA”,
Set/out 1990

4. FLUIDOS REFRIGERANTES

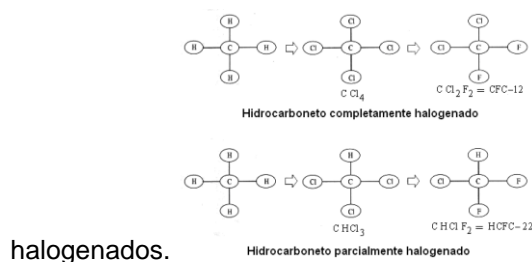
4.1 Refrigerantes primários

Os refrigerantes primários são fluidos usados para absorver e rejeitar calor no sistema de refrigeração. Eles absorvem calor à baixa pressão e temperatura ao evaporar e o rejeitam à alta pressão e temperatura ao condensar. Antes da introdução dos CFC's, em 1931, os refrigerantes primários normalmente usados eram amônia, dióxido de enxofre, dióxido de carbono e cloreto de metila. Até 1986, os hidrocarbonetos halogenados, não inflamáveis e atóxicos, porém com um considerável potencial de depleção da camada de ozônio (esse assunto será abordado posteriormente), eram praticamente os únicos usados nos sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor. Cloro-flúor-carbonos, halogênios, hidro- cloro-flúor-carbonos e hidro-flúor-carbonos são hidrocarbonetos halogenados ou simplesmente halocarbonos. Esses compostos químicos sintéticos podem ser classificados em seis grupos:

4.1.1 Cloro-flúor-carbonos (CFC's)

Derivados de hidrocarbonetos obtidos pela substituição dos átomos de hidrogênio por átomos de cloro e de flúor, como mostra a Figura 4.1. Ex: CFC-11, CFC-12, CFC-113, CFC-114 e CFC-115. O tempo de vida dos CFC's na atmosfera varia de 60 a 540 anos, causando a depleção do ozônio. A maioria dos CFC's tem índice de potencial de depleção da camada de ozônio (*ODP = Ozone Depletion Potential*) entre 0,6 e 1 (vide próxima seção). Os CFC's deixaram de ser fabricados pelos países industrializados em janeiro de 1996, e com algumas exceções, pelos países em desenvolvimento.

Figura 4.1 – Refrigerantes completamente e parcialmente



4.1.2 Hidro-cloro-flúor-carbonos (HCFC's)

São compostos de átomos de carbono, hidrogênio, cloro e flúor, como mostra a Figura 4.1. Não são totalmente halogenados, como os CFC's. O tempo de vida na atmosfera varia de 2 a 22 anos, e por isso mesmo, seu ODP varia entre 0,02 e 0,1. Ex: HCFC-22, HCFC-123 e HCFC-124. O HCFC-22 tem sido o refrigerante mais usado em sistemas de condicionamento de ar desde o início dos anos 90. Os HCFC's têm sido usados como fluidos de transição e sua restrição de uso e fabricação iniciou-se em 2004.

4.1.3 Hidro-flúor-carbonos (HFC's)

Compostos de átomos de carbono, hidrogênio e flúor. Como não existem átomos de cloro não causam depleção da camada de ozônio. Ex: HFC-134a, HFC-125 e HFC-143A. Os HFC's devem se tornar os mais usados em sistemas de condicionamento de ar nas próximas décadas.

4.1.4 Halogênios (BFC's)

Compostos de átomos de carbono, bromo e flúor. Ex: BFC-13B1 e BFC-12B1. Apresentam os mais altos índices de potencial de depleção da camada de ozônio, cerca de 10. Como os CFC's, deixaram de ser fabricados em 1996.

4.1.5 Misturas azeotrópicas

Na mistura azeotrópica seus componentes não podem ser separados por destilação. A mistura evapora e condensa como se fosse uma única substância. Suas propriedades são totalmente diferentes das de seus componentes. Ex: CFC/HFC-500, HCFC/CFC-501 e HCFC/CFC-502. Por exemplo, o HCFC/CFC-501 é a mistura de 75% de HCFC-22 com 25% de CFC-12, em base de massa. Misturas azeotrópicas que causam depleção da camada de ozônio deixaram de ser fabricadas em 1996 (países desenvolvidos).

4.1.6 Misturas zeotrópicas

Na mistura zeotrópica seus componentes são separados por destilação. Assim, a mistura evapora e condensa em temperaturas diferentes. Ex: R-400, R-401A/B/C. Atualmente, são os refrigerantes alternativos mais promissores em retrofit.

4.1.7 Compostos inorgânicos

Incluem os refrigerantes usados antes de 1930, tais como amônia (NH₃), água (H₂O) e ar. Muitos deles ainda hoje são usados em sistemas de refrigeração por não reduzir a camada de ozônio e apresentar outras características desejáveis.

Embora a amônia seja tóxica e inflamável, ainda é usada em sistemas de refrigeração. Esses compostos são designados pelos números acima de 700.

4.2 Numeração dos refrigerantes

Antes da descoberta dos CFC's, os refrigerantes eram designados pelos seus nomes químicos. Devida à complexidade dessa nomenclatura, especialmente para os CFC's e HCFC's, foi desenvolvida uma numeração para os hidrocarbonos e halocarbonos, que é amplamente adotada na indústria de refrigeração.

De acordo com a norma ANSI/ASHRAE 34 -1992, o primeiro dígito é o número de ligações carbono-carbono não saturadas no composto: se esse algarismo for zero, ele é omitido. O segundo dígito é o número de átomos de carbono menos um: se esse algarismo for zero, ele é omitido. O terceiro dígito é o número de átomos de hidrogênio mais um. O último dígito representa o número de átomos de flúor no composto. Por exemplo, a fórmula química do HCFC-123 é CHCl₂CF₃: ligações não saturadas C-C é um, logo o primeiro dígito é zero (omitido); existem dois átomos de carbono, o segundo dígito é 2-1=1; existe um átomo de hidrogênio, o terceiro dígito é 1+1=2; existem três átomos de flúor, logo o quarto dígito é 3.

Genericamente, é usado o prefixo R seguido do número correspondente ao refrigerante, tal como: R-12, R-22, R-134a e R-407C. Neste texto, usaremos indistintamente o prefixo correspondente ao grupo ou o prefixo genérico. A Tabela

4.1 mostra a numeração dos refrigerantes usados em refrigeração e ar condicionado.

Tabela 4.1 – Numeração de refrigerantes

Refrigerant Number	Chemical Name or Composition (% by mass)	Chemical Formula	Refrigerant Number	Chemical Name or Composition (% by mass)	Chemical Formula
Methane Series			403A	R-290/22/218 (5/75/20)	
10	tetrachloromethane (carbon tetrachloride)	CCl ₄	403B	R-290/22/218 (5/56/39)	
11	trichlorofluoromethane	CCl ₃ F	404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	
12	dichlorodifluoromethane	CCl ₂ F ₂	405A	R-22/152a/142b/C318 (45/7/5.5/42.5)	
12B1	bromochlorodifluoromethane	CBrClF ₂	406A	R-22/600a/142b (55/4/41)	
12B2	dibromodifluoromethane	CBr ₂ F ₂	407A	R-32/125/134a (20/40/40)	
13	chlorotrifluoromethane	CClF ₃	407B	R-32/125/134a (10/70/20)	
13B1	bromotrifluoromethane	CBrF ₃	407C	R-32/125/134a (23/25/52)	
14	tetrafluoromethane (carbon tetrafluoride)	CF ₄	407D	R-32/125/134a (15/15/70)	
20	trichloromethane (chloroform)	CHCl ₃	408A	R-125/143a/22 (7/46/47)	
21	dichlorofluoromethane	CHCl ₂ F	409A	R-22/124/142b (60/25/15)	
22	chlorodifluoromethane	CHClF ₂	409B	R-22/124/142b (65/25/10)	
22B1	bromodifluoromethane	CHBrF ₂	410A	R-32/125 (50/50)	
23	trifluoromethane	CHF ₃	410B	R-32/125 (45/55)	
30	dichloromethane (methylene chloride)	CH ₂ Cl ₂	411A	R-1270/22/152a (1.5/87.5/11.0)	
31	chlorofluoromethane	CH ₂ ClF	411B	R-1270/22/152a (3/94/3)	
32	difluoromethane (methylene fluoride)	CH ₂ F ₂	412A	R-22/218/142b (70/5/25)	
40	chloromethane (methyl chloride)	CH ₃ Cl	413A	R-218/134a/600a (9/88/3)	
41	fluoromethane (methyl fluoride)	CH ₃ F	Azeotropic Blends (% by mass)		
50	methane	CH ₄	500	R-12/152a (73.8/26.2)	
Ethane Series			501	R-22/12 (75.0/25.0)*	
110	hexachloroethane	CCl ₃ CCl ₃	502	R-22/115 (48.8/51.2)	
111	pentachlorofluoroethane	CCl ₃ CCl ₂ F	503	R-23/13 (40.1/59.9)	
112	1,1,2,2-tetrachloro-1,2-difluoroethane	CCl ₂ FCCl ₂ F	504	R-32/115 (48.2/51.8)	
112a	1,1,1,2-tetrachloro-2,2-difluoroethane	CCl ₃ CClF ₂	505	R-12/31 (78.0/22.0)*	
113	1,1,2-trichloro-1,2,2-trifluoroethane	CCl ₂ FCClF ₂	506	R-31/114 (55.1/44.9)	
113a	1,1,1-trichloro-2,2,2-trifluoroethane	CCl ₃ CF ₃	507A	R-125/143a (50/50)	
114	1,2-dichloro-1,1,2,2-tetrafluoroethane	CClF ₂ CClF ₂	508A	R-23/116 (39/61)	
114a	1,1-dichloro-1,2,2,2-tetrafluoroethane	CCl ₂ FCF ₃	508B	R-23/116 (46/54)	
114B2	1,2-dibromo-1,1,2,2-tetrafluoroethane	CBrF ₂ CBrF ₂	509A	R-22/218 (44/56)	
115	chloropentafluoroethane	CClF ₂ CF ₃	Miscellaneous Organic Compounds		
116	hexafluoroethane	CF ₃ CF ₃	<i>Hydrocarbons</i>		
120	pentachloroethane	CHCl ₂ CCl ₃	600	butane	CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃
123	2,2-dichloro-1,1,1-trifluoroethane	CHCl ₂ CF ₃	600a	2-methyl propane (isobutane)	CH(CH ₃) ₃
123a	1,2-dichloro-1,1,2-trifluoroethane	CHClFCClF ₂	<i>Oxygen Compounds</i>		
124	2-chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane	CHClFCF ₃	610	ethyl ether	C ₂ H ₅ OC ₂ H ₅
124a	1-chloro-1,1,2,2-tetrafluoroethane	CHF ₂ CClF ₂	611	methyl formate	HCOOCH ₃
125	pentafluoroethane	CHF ₂ CF ₃	<i>Sulfur Compounds</i>		
133a	2-chloro-1,1,1-trifluoroethane	CH ₂ ClCF ₃	620	(Reserved for future assignment)	
134a	1,1,1,2-tetrafluoroethane	CH ₂ FCF ₃	Nitrogen Compounds		
140a	1,1,1-trichloroethane (methyl chloroform)	CH ₃ CCl ₃	630	methyl amine	CH ₃ NH ₂
141b	1,1-dichloro-1-fluoroethane	CCl ₂ FCCH ₃	631	ethyl amine	C ₂ H ₅ NH ₂
142b	1-chloro-1,1-difluoroethane	CClF ₂ CH ₃	Inorganic Compounds		
143a	1,1,1-trifluoroethane	CF ₃ CH ₃	702	hydrogen	H ₂
150a	1,1-dichloroethane	CHCl ₂ CH ₃	704	helium	He
152a	1,1-difluoroethane	CHF ₂ CH ₃	717	ammonia	NH ₃
160	chloroethane (ethyl chloride)	CH ₃ CH ₂ Cl	718	water	H ₂ O
170	ethane	CH ₃ CH ₃	720	neon	Ne
Propane Series			728	nitrogen	N ₂
216ca	1,3-dichloro-1,1,2,2,3,3-hexafluoropropane	CClF ₂ CF ₂ CClF ₂	732	oxygen	O ₂
218	octafluoropropane	CF ₃ CF ₂ CF ₃	740	argon	Ar
245cb	1,1,1,2,2-pentafluoropropane	CF ₃ CF ₂ CH ₃	744	carbon dioxide	CO ₂
290	propane	CH ₃ CH ₂ CH ₃	744A	nitrous oxide	N ₂ O
Cyclic Organic Compounds			764	sulfur dioxide	SO ₂
C316	1,2-dichloro-1,2,3,3,4,4-hexafluorocyclobutane	C ₄ Cl ₂ F ₆	Unsaturated Organic Compounds		
C317	chloroheptafluorocyclobutane	C ₄ ClF ₇	1112a	1,1-dichloro-2,2-difluoroethene	CCl ₂ =CF ₂
C318	octafluorocyclobutane	C ₄ F ₈	1113	1-chloro-1,2,2-trifluoroethene	CClF=CF ₂
Zetropic Blends (% by mass)			1114	tetrafluoroethene	CF ₂ =CF ₂
400	R-12/114 (must be specified)		1120	trichloroethene	CHCl=CCl ₂
401A	R-22/152a/124 (53/13/34)		1130	1,2-dichloroethene (trans)	CHCl=CHCl
401B	R-22/152a/124 (61/11/28)		1132a	1,1 difluoroethene (vinylidene fluoride)	CF ₂ =CH ₂
401C	R-22/152a/124 (33/15/52)		1140	1-chloroethene (vinyl chloride)	CHCl=CH ₂
402A	R-125/290/22 (60/2/38)		1141	1-fluoroethene (vinyl fluoride)	CHF=CH ₂
402B	R-125/290/22 (38/2/60)		1150	ethene (ethylene)	CH ₂ =CH ₂
			1270	propene (propylene)	CH ₃ CH=CH ₂

*The exact composition of this azeotrope is in question.

Fonte: ASHRAE Fundamentals 2001

4.3 Refrigerantes e meio-ambiente

Os CFC's e HCFC's são usados mundialmente. Na metade dos anos 80 cerca de 1/3 do consumo de CFC's ocorria nos Estados Unidos (EUA). Em 1985, o

consumo era de 278 toneladas. Ele atendia os setores de espumas isolantes, ar condicionado automotivo, refrigeração e ar condicionado residencial, comercial e industrial e outros produtos. Espumas isolantes expandidas por CFC's foram muito usadas. Desse total, 19 % foi usado em ar condicionado automotivo e 5% em novos sistemas de refrigeração e ar condicionado. Do consumo de halogenados, tem-se: 77 % de HCFC -22, 10 % de CFC -11 e 10 % de CFC -12. A fim de comparar a influência relativa sobre a camada de ozônio dos vários refrigerantes, o índice ODP (*Ozone Depletion Potential*), Potencial de depleção da camada de ozônio, que relaciona a taxa de depleção do ozônio de 1 kg de qualquer refrigerante com aquela obtida para o CFC -11, foi criado. Ao ODP do CFC -11 foi atribuído o valor 1 (um). Tal qual o ODP foi criado o GWP (*Global Warming Potential*), Potencial de aquecimento global, usado para comparar os efeitos dos CFC's, HCFC's e HFC's sobre o aquecimento global com base nos efeitos do CFC -11. Valores de ODP e GWP são mostrados na Tabela 4.2. Esses valores devem ser criteriosamente analisados antes de selecionar um refrigerante.

A camada de ozônio protege a Terra dos raios ultravioletas nocivos à vida. Nos anos 70 pesquisadores da NASA (*National Aeronautics and Space Administration*) voando na estratosfera dos círculos polar ártico e antártico encontraram resíduos de CFC's onde havia uma redução na camada de ozônio. Em 1988, o nível de ozônio sobre a Antártida era 30% menor do que o existente na metade dos anos 70. A perda mais severa de ozônio, nesse mesmo local, foi observada em 1992. Medições ao nível do solo em vários pontos ao redor do mundo feitas nos anos 80 mostraram um crescimento de 5 a 10% no nível de radiação ultravioleta. Embora houvesse alguma controvérsia entre os cientistas a respeito do que estaria provocando a depleção da camada de ozônio, alguma coisa teria que ser feita antes que fosse tarde demais. Em 1978, a EPA (*Environmental Protection Agency*) e o FDA (*Food and Drug Administration*) dos Estados Unidos elaboraram regulamentação da retirada por etapa de aerossóis de CFC's, de maior consumo naquele momento. Em 16 de setembro de 1987, a CEE (Comunidade Econômica Européia) e outras 24 nações, inclusive os Estados Unidos, assinaram o Protocolo de Montreal. Esse documento é um acordo internacional para retirada por etapas do consumo e fabricação dos CFC's e BFC's até o ano 2000. O protocolo prevê revisões periódicas de avaliação. Duas dessas revisões ocorreram em 1990 (Londres) e 1992 (Copenhagem). A emenda de Copenhagem entrou em vigor em 14

de junho de 1994. Ela prevê o corte total da produção de CFC's em janeiro de 1996 e dos halogênios em janeiro de 1994. O uso de estoques existentes (recuperados, reciclados ou reprocessados) foi permitido. Além disso, os HCFC's (incluindo o R-22) serão retirados por etapas tendo como referência os níveis de 1989: para os países desenvolvidos a produção foi congelada ao nível de referência em 1 de janeiro de 1996; em 2004 foi 65%; em 2010 foi 35%; em 2015 será 10%; em 2020 será 0,5% deste nível de referência. O corte total na produção de HCFC's está previsto para o ano 2030. A produção e uso dos HFC's tais como R-32, R-125, R-134a e R-143A e suas misturas (R-404, R-407 e R-410) não são regulamentadas pelo Protocolo de Montreal , mas isso deve ser feito por cada país individualmente.

Tabela 4.2 – Valores de ODP e GWP para refrigerantes halogenados

Refrigerante	ODP	GWP
CFC-11	1,0	1,00
CFC-12	1,0	3,10
CFC-13B1	10,0	–
CFC-113	0,8	4,95
CFC-114	1,0	10,60
CFC-115	0,6	–
CFC/HCFC-500	0,74	–
CFC/HCFC-502	0,33	3,7
HCFC-22	0,05	0,34
HCFC-123	0,02	0,02
HCFC-124	0,02	–
HCFC-142B	0,06	–
HFC-125	0	0,84
HFC-134a	0	0,26
HFC-152A	0	0,03
HFC-401A	0,03	0,32
HFC-402A	0,02	0,52
HFC-403A	-	-
HFC-404A	0	0,94
HFC-407C	0	0,38
HFC-409A	0,05	0,3
HFC-410A	0	0,45

Fonte: Wang , 1993

4.3.1 Ações imediatas: substituição de refrigerantes ou retrofit

O impacto dos CFC's na camada de ozônio é um sério risco à sobrevivência humana. Desse modo, algumas ações de curto prazo devem ser tomadas, tais como:

- Substituir o R-12 pelo R-22 ou 134a, e R-11 pelo R-123. Outros substitutos com ODP menores que 0,05 devem ser usados para substituir os CFC's. É importante salientar que os próprios HCFC's começarão a ser restringidos a partir do ano 2004. Os HFC's e suas misturas zeotrópicas podem ser usados sem restrições: o R-404a substituindo R-502 e R-407C substituindo R-22. Existem sistemas de refrigeração em que essas substituições podem ser feitas com perdas de capacidade de refrigeração e eficiência muito pequenas. A Tabela 4.3 fornece mais informações sobre os fluidos refrigerantes alternativos, tais como, aplicações e características;

- Durante a fabricação, instalação, operação e manutenção de sistemas usando CFC's e HCFC's evitar fugas deliberadas desses produtos;

- Evitar as emissões de CFC's e HCFC's pela recuperação, reciclagem e reprocessamento. Recuperação é a remoção de refrigerante de um sistema para armazená-lo em um tanque externo; reciclagem envolve a limpeza do refrigerante por meio de um separador de óleo e de um filtro secador para reutilização; reprocessamento envolve a fabricação de novos produtos a partir do refrigerante.

Tabela 4.3 – Aplicações e características de fluidos refrigerantes alternativos.

REFRIGERANTE	APLICAÇÕES	CARACTERÍSTICAS
HCFC 123	Em centrífugas de baixa pressão, tanto em equipamentos novos como para retrofit do R-11.	Não deve ser usado em outra aplicação que não seja fluido refrigerante. Alta eficiência energética em equipamentos novos. Não inflamável.
HCFC 124	Retrofit do R-114, para ambientes com alta temperatura de condensação.	Capacidade de resfriamento 80% superior ao R-114. Necessário avaliar detalhadamente o sistema. Não inflamável.
HFC 134a	Em equipamentos novos e para retrofit do R-12 em aplicações de média temperatura, tais como, refrigeradores, freezers, centrífugas e ar condicionado automotivo.	Não inflamável. ODP = 0 (não danifica a camada de ozônio). Usado com óleo lubrificante sintético em ar condicionado automotivo. Pressão de sucção similar ao R-12. Menor temperatura de descarga.
HCFC 401A (mistura)	Retrofit do R-12 em refrigeração comercial e doméstica para temperaturas de evaporação acima de - 23 °C.	Pode trabalhar com óleo mineral. Redução do consumo de energia e aumento de 10% na capacidade de refrigeração. Redução da quantidade de fluido utilizada em relação ao R-12 (cerca de 85% da carga original).
HCFC 401B (mistura)	Retrofit do R-12 e R-500 para baixa temperatura e alta capacidade, com temperatura de evaporação abaixo de - 23 °C.	Pode trabalhar com óleo mineral. Redução do consumo de energia e aumento de 15% na capacidade de refrigeração. Redução da quantidade de fluido utilizada em relação ao R-12 (cerca de 85% da carga original).
HCFC 402A (mistura)	Retrofit do R-502 em refrigeração comercial de baixa e média temperatura.	Pode trabalhar com óleo mineral. Pressão de sucção e temperatura de descarga similar ao R-502. Aumento de 10% em média na capacidade de refrigeração.
HCFC 402B (mistura)	Retrofit do R-502 em máquinas de gelo e condicionadores de gabinete (self-contained).	Pode trabalhar com óleo mineral. Pressão de sucção similar a do R-502, porém com temperatura de descarga superior. Aumento de 5% em média na capacidade de refrigeração.
HFC 404A (mistura)	Novos equipamentos e retrofit do R-502 em refrigeração comercial.	Utiliza óleo lubrificante sintético. Menor temperatura de descarga em comparação ao R-502. Pressão de sucção e capacidade de refrigeração similar ao R-502.
HFC 407C (mistura)	Novos equipamentos e retrofit do R-22 em ar condicionado e bombas de calor.	Utiliza óleo lubrificante sintético. Mesma capacidade de refrigeração do R-22.
HFC 410A (mistura)	Somente em equipamentos novos.	Novos equipamentos desenvolvidos para este refrigerante possuem capacidade de refrigeração 60% superior aos que utilizam R-22. Menor temperatura de descarga com relação ao R-22.
HCFC 409A (mistura)	Retrofit do R-12 em refrigeração comercial e doméstica.	Pode trabalhar com óleo mineral. Redução do consumo de energia e aumento da capacidade de refrigeração. Redução na quantidade de fluido refrigerante utilizada em relação ao R-12 (cerca de 85% da carga original).
HCFC 408A (mistura)	Retrofit do R-502 para refrigeração comercial.	Pode trabalhar com óleo mineral. Mesma capacidade de refrigeração do R-502. Temperatura de descarga superior ao R-502. Redução na quantidade de fluido refrigerante utilizada em relação ao R-12 (cerca de 85% da carga original).
HFC 507 (mistura azeotrópica)	Novos equipamentos e retrofit do R-502 em refrigeração comercial.	Trabalha na mesma faixa de temperatura que o R-502, com rendimento similar porém com maior capacidade de refrigeração.
HFC 508B (mistura azeotrópica)	Novos equipamentos e retrofit do R-13 para temperaturas extremamente baixas (- 80°C no evaporador) de sistemas em cascata.	Menor temperatura na descarga do compressor. Capacidade de refrigeração 30% maior se comparada ao R-13.
R-717 (Amônia)	Refrigeração industrial e comercial.	Inflamável. Incompatibilidade com o cobre. Baixo limite de exposição (alto grau de toxicidade).
R-290 (Propano)	Refrigeração comercial para baixas temperaturas.	Inflamável.
R-600A (Isobutano)	Refrigeração comercial e doméstica.	Inflamável.

Fonte: ASHRAE Fundamentals 2001

4.3.1.1 Programa Brasileiro de Eliminação dos Hidroclorofluorcarbonos (HCFCs) – PBH

Este programa é voltado para a eliminação gradativa do consumo dessas substâncias. A redução ocasionará mudanças em diversos setores industriais, entre eles os de refrigeração e ar condicionado, solventes e extinção de incêndio e as empresas que utilizam diversos tipos de espumas em seus processos de produção, tais como construção civil, movelaria e calçados.

Todos os países signatários do Protocolo de Montreal comprometeram-se a cumprir um novo cronograma de eliminação dos HCFCs. No caso dos países sob amparo do Artigo 5, que inclui o Brasil, os prazos para eliminação dos HCFCs ficaram assim definidos:

Cronograma no consumo dos HCFCs

Linha de Base = Média do consumo nos anos 2009 e 2010

2013	congelamento no valor da linha de Base
2015	redução de 10% em relação à linha de base
2020	redução de 35% em relação à linha de base
2025	redução de 67,5% em relação à linha de base
2030	redução de 97,5% em relação à linha de base
2040	redução de 100% em relação à linha de base

É importante ressaltar que esses são os limites máximos estabelecidos pelo Protocolo de Montreal. O Brasil poderá adotar medidas mais restritivas, como fez para os CFCs. Alertamos que está em vigor a Instrução Normativa IBAMA nº 207, de 19 de novembro de 2008, que limita as importações de HCFCs durante o anos de 2009 a 2012.

A elaboração do PBH é coordenado pelo Ministério do Meio Ambiente, com apoio do Ibama e dos Ministérios integrantes do Comitê Executivo Interministerial para a Proteção da Camada de Ozônio - PROZON. Também fazem parte desse trabalho, o Programa das Nações Unidas para o Desenvolvimento - PNUD, agência líder, e a Agência de Cooperação Alemã - GTZ, que serão responsáveis pela implementação do PBH.

4.3.2 Propriedades e características dos refrigerantes

A preservação da camada de ozônio e a redução do aquecimento global são pontos prioritários para selecionar um refrigerante. Além desses, outros fatores devem ser observados: segurança, deslocamento volumétrico do compressor por unidade de capacidade de refrigeração, desempenho do ciclo de refrigeração, propriedades físicas e características operacionais.

4.4 Segurança

As fugas ou vazamentos de refrigerante podem ocorrer em juntas de tubulações, selos de vedação e em partes do sistema durante a sua instalação ou operação, ou ainda por acidente. Deste modo, os refrigerantes devem apresentar segurança aceitável para os seres humanos e processos de fabricação, com pouca ou nenhuma toxicidade e inflamabilidade.

De acordo com a norma ANSI/ASHRAE 34-1992, a toxicidade dos refrigerantes é classificada em Classe A ou B.

Na Classe A estão os de menor toxicidade e menos perigosos.

Refrigerante Classe A é aquele que não apresenta nenhuma toxicidade quando sua concentração é menor ou igual a 400ppm (partes por milhão em massa).

Refrigerante Classe B são os mais perigosos e apresentam evidências de toxicidade em concentração igual ou menor a 400ppm.

Refrigerantes HCFC -22, HFC -134a, CFC -11, CFC -12 e R -718 (água) pertencem a Classe A (grupo de baixa toxicidade). HCFC -123 e R -717 (amônia) pertencem a Classe B (grupo de alta toxicidade).

Os refrigerantes inflamáveis explodem quando em contato com fogo, centelhas ou faíscas que provocam sua ignição. Por isso, serviços de soldagem e brasagem não podem ser executados próximo desses gases.

A norma ANSI/ASHRAE 34-1992 classifica a inflamabilidade dos refrigerantes em Classes 1, 2 e 3.

Classe 1: nenhuma propagação de chama no ar à 18 oC e 101 kPa.

Classe 2: menor limite de inflamabilidade (LFL = *Lower Flammability Limit*) maior do que 0,10 kg/m³ à 21 oC e 101 kPa e calor de combustão menor do que 19.000 kJ/kg.

Classe 3: elevada inflamabilidade, como definida pelo LFL, menor do que ou igual a 0,10 kg/m³ à 21 oC e 101 kPa e calor de combustão maior ou igual a 19.000 kJ/kg. Os refrigerantes HCFC -22, HFC -123, HFC -134a e a maioria dos CFC's não são inflamáveis. Misturada ao ar, em concentrações entre 16 e 25% em volume, R -717 (amônia), é altamente explosivo, apesar de se enquadrar no grupo de baixa inflamabilidade.

O código de classificação da segurança dos refrigerantes reflete uma combinação de sua toxicidade e inflamabilidade.

De acordo com a norma ANSI/ASHRAE 34 -1992, os grupos de segurança são os seguintes:

A1 Baixa toxicidade e nenhuma propagação de chama

A2 Baixa toxicidade e baixa inflamabilidade

A3 Baixa toxicidade e alta inflamabilidade

B1 Alta toxicidade e nenhuma propagação de chama

B2 Alta toxicidade e baixa inflamabilidade

B3 Alta toxicidade e alta inflamabilidade

Os refrigerantes HCFC-22 e HFC-134a estão no grupo de segurança A1, o HFC-123 está no B1 e R-717 (amônia) no B2. Vide ASHRAE Fundamentals 2001 para classificação de outros refrigerantes

Deslocamento volumétrico do compressor por kW de capacidade de refrigeração expressa a relação entre a vazão volumétrica ideal de refrigerante e a capacidade de refrigeração que o compressor pode desenvolver. Nos compressores de deslocamento positivo, o deslocamento do compressor determina o seu tamanho e isto é usado como um critério para seleção do refrigerante. O deslocamento do compressor depende principalmente da entalpia de vaporização do refrigerante e de seu volume específico na pressão de sucção: o primeiro deve ser grande e o segundo pequeno, para que o compressor seja o menor possível. A Tabela 4.4 mostra valores comparativos de diversos refrigerantes no ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor por kW de capacidade de refrigeração produzido. Diversas informações podem ser obtidas. Por exemplo, o efeito refrigerante da amônia é o maior de todos (1.102,23 kJ/kg); porém, seu volume específico na sucção também é alto (0,5106 m³/kg) fazendo com que o efeito desse sobre o deslocamento do compressor seja contrário àquele. Mesmo assim, se comparado ao R-12, 22 e 134a o compressor para amônia ainda apresentará o menor deslocamento, e, conseqüentemente, menor tamanho. Por outro lado, a temperatura na descarga do compressor de amônia é bem maior que para os outros refrigerantes exigindo um circuito de água para resfriamento de cilindros e cabeçotes.

Tabela 4.4 – Desempenhos de refrigerantes por kW de capacidade de refrigeração

Refrigerant Chemical Name or Composition (% by No. mass)	Evap- orator Pressure, MPa	Con- denser Pressure, MPa	Com- pres- sion Ratio	Net Refrig- erating Effect, kJ/kg	Refrige- rant Circulated, g/s	Liquid Circu- lated, L/s	Specific Volume of Suction Gas, m ³ /kg	Com- pres- sor Displac- ent, L/s	Power Consump- tion, kW	Coeffi- cient of Perfor- mance	Com- pres- sor Discharge Temp., K
170 Ethane	1.608	4.639	2.88	161.71	6.10	0.0219	0.0338	0.206	0.365	2.70	323
744 Carbon dioxide	2.254	7.18	3.19	133.23	3.88	0.0064	0.0168	0.065	0.192	2.69	343
1270 Propylene	0.358	1.304	3.64	286.17	3.46	0.0070	0.1299	0.449	0.220	4.50	315
290 Propane	0.286	1.075	3.76	277.90	3.53	0.0073	0.1562	0.551	0.218	4.50	309
502 R-22/115 (48.8/51.2)	0.343	1.312	3.83	105.95	9.43	0.0079	0.0508	0.479	0.228	4.38	311
507A R-125/143a (50/50)	0.379	1.459	3.85	110.14	9.07	0.0089	0.0508	0.461	0.239	4.18	308
404A R-125/143a/134a (44/52/4)	0.365	1.42	3.89	114.15	8.75	0.0086	0.0537	0.470	0.237	4.21	309
410A R-32/125 (50/50)	0.478	1.872	3.92	167.89	5.84	0.0056	0.0545	0.318	0.222	4.41	324
125 Pentafluoroethane	0.403	1.561	3.87	85.30	11.41	0.0098	0.0394	0.449	0.244	3.99	304
22 Chlorodifluoro- methane	0.295	1.187	4.02	162.67	6.13	0.0052	0.0779	0.478	0.214	4.66	326
12 Dichlorodifluoro- methane	0.181	0.741	4.09	117.02	8.49	0.0066	0.0923	0.784	0.212	4.70	311
500 R-12/152a (73.8/26.2)	0.214	0.876	4.09	139.68	7.08	0.0063	0.0939	0.665	0.212	4.66	314
407C R-32/125/134a (23/25/52)	0.288	1.26	4.38	163.27	6.11	0.0054	0.0805	0.492	0.222	4.50	321
600a Isobutane*	0.088	0.403	4.58	263.91	3.76	0.0069	0.4073	1.533	0.215	4.62	303
134a Tetrafluoroethane	0.163	0.767	4.71	148.03	6.71	0.0056	0.1214	0.814	0.216	4.60	310
124 Chlorotetrafluoro- ethane*	0.088	0.443	5.03	117.83	8.41	0.0063	0.1711	1.439	0.214	4.62	303
717 Ammonia	0.235	1.162	4.94	1103.14	0.90	0.0015	0.5117	0.463	0.210	4.76	372
600 Butane*	0.056	0.283	5.05	292.24	3.53	0.0062	0.6446	2.274	0.218	4.74	303
11 Trichlorofluoro- methane	0.02	0.125	6.25	155.95	6.36	0.0043	0.7689	4.891	0.197	5.02	316
123 Dichlorotrifluoro- ethane	0.016	0.109	6.81	142.28	7.02	0.0048	0.8914	6.259	0.204	4.90	306
113 Trichlorotrifluoro- ethane*	0.007	0.054	7.71	122.58	7.84	0.0051	1.6818	13.187	0.200	4.81	303

NOTA: Dados baseados em -15°C de evaporação e +30°C de condensação.

Os sistemas de refrigeração que usavam o CFC -12 agora usam o HFC -134a. As implicações dessa substituição podem então ser observadas. O efeito refrigerante do HFC -134a é 29,3 % maior, porém seu volume específico na sucção também é 33,9 % maior, resultando num deslocamento do compressor 3,6 % maior. Como os outros parâmetros mostrados são praticamente da mesma ordem de grandeza essa substituição ocorrerá sem nenhum problema de ordem termodinâmica e de tecnologia.

4.5 Coeficiente de performance ou desempenho (COP)

É mostrado na Tabela 4.3, relaciona o efeito refrigerante e o trabalho de compressão isentrópico do ciclo para valores determinados de temperaturas de evaporação e de condensação. Geralmente, nos compressores abertos de deslocamento positivo o denominador do COP é a potência de eixo; já nos herméticos e semi-herméticos é a potência elétrica consumida. Obviamente, o COP baseado na potência de eixo ou na potência elétrica é menor do que o COP baseado na potência de compressão isentrópica. De qualquer maneira, quanto maior o COP menor será o gasto de energia para produzir a mesma capacidade de refrigeração. Observa-se na penúltima coluna que a maior frequência de valores está entre 4,4 e 4,8. Deste modo, pode-se considerar que numa análise preliminar em geral se obtém 4,6 kW de refrigeração por kW consumido no compressor.

4.6 Propriedades termofísicas

A Tabela 4.5 mostra as propriedades termofísicas de alguns refrigerantes que são de importância fundamental para o desempenho e segurança operacional dos sistemas de refrigeração:

Pressão de evaporação e de condensação. É preferível um refrigerante no qual a pressão de evaporação seja maior do que a pressão atmosférica, para impedir que o vapor d'água e outros gases não condensáveis presentes no ar penetrem no sistema. Podem ocorrer problemas de solidificação e formação de ácidos devida à presença de umidade e aumento da pressão de condensação devido aos gases não condensáveis.

A pressão de condensação deve ser a mais baixa possível, visto que pressões elevadas implicam em construções mais robustas (pesadas) do compressor, tubulações de descarga e de líquido, condensador e outros componentes. Além disso, podem exigir um compressor centrífugo de alta rotação para obtê-las.

Tabela 4.5 – Propriedades termofísicas de refrigerantes

Refrigerant									
No.	Chemical Name or Composition (% by Mass)	Chemical Formula	Molecular Mass	Boiling Pt. (NBP) at 101.325 kPa, °C	Freezing Point, °C	Critical Temperature, °C	Critical Pressure, kPa	Critical Density, kg/m ³	Refractive Index of Liquid ^{b,c}
728	Nitrogen	N ₂	28.013	-195.8	-210.0	-146.96	3395.8	313.3	1.205 (83 K) 589.3 nm
729	Air	—	28.959	-194.25	—	-140.59	3789.6	335.94	—
740	Argon	Ar	39.948	-185.85	-189.34	-122.46	4863.0	535.6	1.233 (84 K) 589.3 nm
732	Oxygen	O ₂	31.999	-182.96	-218.79	-118.57	5043.0	436.14	1.221 (92 K) 589.3 nm
50	Methane	CH ₄	16.043	-161.48	-182.46	-82.586	4599.2	162.66	—
14	Tetrafluoromethane	CF ₄	88.005	-128.05	-183.61	-45.64	3750.0	625.66	—
170	Ethane	C ₂ H ₆	30.07	-88.598	-182.8	32.18	4871.8	206.58	—
503	R-23/13 (40.1/59.9)	—	87.247	-87.76	—	18.417	4280.5	565.68	—
508A ⁴	R-23/116 (39/61)	—	100.1	-87.377	—	10.844	3668.2	570.62	—
508B ⁴	R-23/116 (46/54)	—	95.394	-87.344	—	11.827	3789	572.13	—
23	Trifluoromethane	CHF ₃	70.014	-82.018	-155.13	26.143	4832	526.5	—
13	Chlorotrifluoromethane	CClF ₃	104.46	-81.48	-181.15	28.85	3879	582.88	1.146 (25) ²
744	Carbon dioxide	CO ₂	44.01	-78.4 ^d	-56.558 ^e	30.978	7377.3	467.6	1.195 (15)
504	R-32/115 (48.2/51.8)	—	79.249	-57.695	—	61.084	433.7	504.62	—
32	Difluoromethane	CH ₂ F ₂	52.024	-51.651	-136.81	78.105	5782.0	424	—
410A	R-32/125 (50/50)	—	72.585	-51.443	—	71.358	4902.6	459.53	—
125	Pentafluoroethane	C ₂ HF ₅	120.02	-48.09	-100.63	66.023	3617.7	573.58	—
1270	Propylene	C ₃ H ₆	42.08	-47.69	-185.2	92.42	4664.6	223.39	1.3640 (-50) ¹
143a	Trifluoroethane	CH ₃ CF ₃	84.041	-47.241	-111.81	72.707	3761.0	431.0	—
507A	R-125/143a (50/50)	—	98.859	-46.741	—	70.617	3705	490.77	—
404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	—	97.604	-46.222	—	72.046	3728.9	486.53	—
502	R-22/115 (48.8/51.2)	—	111.63	-45.174	—	80.153	3917.6	566.03	—
407C	R-32/125/134a (23/25/52)	—	86.204	-43.627	—	86.034	4629.8	484.23	—
290	Propane	C ₃ H ₈	44.096	-42.09	-187.67	96.675	4247.1	218.5	1.3397 (-42)
22	Chlorodifluoromethane	CHClF ₂	86.468	-40.81	-157.42	96.145	4990.0	523.84	1.234 (25) ²
115	Chloropentafluoroethane	CClF ₂ CF ₃	154.47	-38.94	-99.39	79.95	3120.0	613.1	1.221 (25) ²
500	R-12/152a (73.8/26.2)	—	99.303	-33.603	—	102.09	4168.6	495.1	—
717	Ammonia	NH ₃	17.03	-33.327	-77.655	132.25	11333.0	225.0 ^d	1.325 (16.5)
12	Dichlorodifluoromethane	CCl ₂ F ₂	120.91	-29.752	-157.05	111.97	4136.1	565.0	1.288 (25) ²
134a	Tetrafluoroethane	CF ₃ CH ₂ F	102.03	-26.074	-103.3	101.06	4059.3	511.9	—
152a	Difluoroethane	CHF ₂ CH ₃	66.051	-24.023	-118.59	113.26	4516.8	368	—
124	Chlorotetrafluoroethane	CHClF ₂ CF ₃	136.48	-11.963	-199.15	122.28	3624.3	560.0	—
600a	Isobutane	C ₄ H ₁₀	58.122	-11.67	-159.59	134.67	3640.0	224.35	1.3514 (-25) ¹
142b	Chlorodifluoroethane	CClF ₂ CH ₃	100.5	-9.15	-130.43	137.11	4070.0	446.0	—
C318	Octafluorocyclobutane	C ₄ F ₈	200.03	-5.975	-39.8	115.23	2777.5	619.97	—
600	Butane	C ₄ H ₁₀	58.122	-0.55	-138.28	151.98	3796.0	227.84	1.3562 (-15) ¹
114	Dichlorotetrafluoroethane	CClF ₂ CClF ₂	170.92	3.586	-94.15	145.68	3257.0	579.97	1.294 (25)
11	Trichlorofluoromethane	CCl ₃ F	137.37	23.708	-110.47	197.96	4407.6	554.0	1.362 (25) ²
123	Dichlorotrifluoroethane	CHCl ₂ CF ₃	152.93	27.823	-107.15	183.68	3661.8	550.0	—
141b	Dichlorotrifluoroethane	CCl ₂ FCH ₃	116.95	32.05	-103.3	206.81	4460.0	460.0	—
113	Trichlorotrifluoroethane	CCl ₂ FCClF ₂	187.38	47.585	-36.22	214.06	3392.2	560.0	1.357 (25) ²
718 ³	Water	H ₂ O	18.015	99.974	0.01	373.95	22064.0	322.0	—

Note:

⁴Data from *ASHRAE Thermodynamic Properties of Refrigerants* (Stewart et al. 1986) or from Lemmon et al. (2002), unless otherwise noted.

^cFor the sodium D line.

^dSublimes.

^eAt 527 kPa.

References:

¹Kirk and Othmer (1956).

²Bulletin B-32A (DuPont).

ASHRAE Fundamentals 2005

Temperatura de descarga. É preferível um refrigerante com temperaturas na descarga do compressor abaixo de 100°C. Temperaturas acima de 150°C podem

carbonizar o óleo lubrificante e danificar as válvulas de descarga. A amônia apresenta a mais alta temperatura de descarga entre os refrigerantes mais usados (vide última coluna da Tabela 4.4).

Propriedades dielétricas. São importantes em refrigerantes que entram em contato direto com os motores elétricos, como acontece nos compressores herméticos e semi-herméticos. A constante dielétrica da maioria dos CFC's é da mesma ordem de grandeza que a do ar. Os valores dessas propriedades são encontrados em ASHRAE Fundamentals 2005.

Condutibilidade térmica. A condutibilidade térmica do refrigerante está relacionada com a eficiência de transferência de calor no evaporador e no condensador. A condutibilidade do vapor é sempre menor que a do líquido. Condutibilidade térmica elevada significa também maior transferência de calor nos trocadores de calor. Valores dessas propriedades podem ser encontrados em tabelas de propriedades termodinâmicas de refrigerantes apresentadas no Apêndice.

4.7 Características operacionais

As principais características operacionais dos refrigerantes são: a inércia química (efeitos sobre os materiais com os quais entram em contato), a miscibilidade com o óleo lubrificante e a detecção de fugas.

Inércia química: Um refrigerante inerte não reage com outros materiais (metais, elastômeros e plásticos) evitando corrosão, erosão ou danos aos componentes do circuito de refrigeração. Em condições normais de uso os halogenados são compatíveis com todos os metais exceto com magnésio, zinco e ligas de alumínio contendo 2% de magnésio, especialmente na presença de água. A amônia, na presença de água, corrói o cobre e suas ligas. Quando há contaminação por água em sistemas usando dióxido de enxofre, forma-se um ácido que ataca rapidamente o aço e mais lentamente outros metais. CUIDADO: Não usar R -40 (Clorometano, CH₃Cl) com alumínio, pois isso produz um gás altamente inflamável e o perigo de explosão é elevadíssimo.

Miscibilidade com o óleo lubrificante. Quando pequenas quantidades de óleo se misturam ao refrigerante, isso ajuda a lubrificar os pistões, as válvulas de descarga e outras partes móveis do compressor. Esse óleo deve retornar ao

compressor, vindo do condensador, do evaporador e das tubulações de refrigerante, proporcionando sua lubrificação contínua. Por outro lado, o refrigerante pode diluir o óleo reduzindo seu efeito lubrificante, e quando esse óleo adere aos tubos no condensador e no evaporador forma películas que reduzem as taxas de transferência de calor. O HCFC -22 é parcialmente miscível, o HFC -134a é fortemente miscível e R -717 (amônia) é imiscível com o lubrificante. As medidas para garantir o retorno de óleo ao compressor devem ser tomadas durante o projeto do sistema de refrigeração, pois uma lubrificação inadequada pode causar desgaste prematuro e quebras de suas partes móveis. Quando o CFC -12 é substituído pelo HFC -134a deve ser usado um lubrificante sintético compatível.

Detecção de fugas. As fugas de refrigerante devem ser facilmente detectadas, caso contrário, ocorrerá uma redução gradual da capacidade de refrigeração atingindo uma eventual parada do sistema. Além disso, fugas de halogenados causam depleção da camada de ozônio. A maioria dos CFC's, HCFC's e HFC's são incolores e inodoros. Desse modo, as fugas podem ser detectadas de três formas: **Lamparina Halide** : Este método é simples e rápido. Quando o ar escoa sobre um elemento de cobre aquecido por uma chama de álcool metílico (de cor azulada), os vapores de CFC se decompõem e mudam a coloração da chama para verde (em pequenas fugas) ou para azul -avermelhada (em grandes fugas); **Detector eletrônico** : Este tipo de equipamento mostra a variação de uma corrente elétrica devido à ionização do refrigerante decomposto entre dois eletrodos com cargas opostas. É muito sensível, mas não pode ser usado onde o ar ambiente contém vapores inflamáveis ou explosivos. **Detecção por bolhas**: Uma solução de sabão ou detergente é passada sobre os pontos suspeitos, e caso haja vazamento observa -se a formação de bolhas. Os vazamentos de amônia são rapidamente identificados por seu odor característico mesmo em pequenas fugas. Pode -se usar também um papel indicador que muda de cor na presença de gases de amônia.

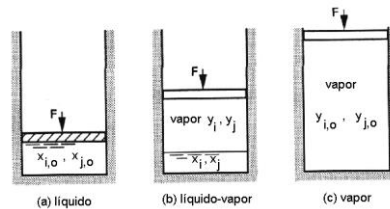
4.8 Refrigerantes primários alternativos

O equilíbrio de fases em misturas binárias homogêneas é fundamental para o entendimento de como funcionam alguns dos refrigerantes alternativos (misturas zeotrópicas) que estão sendo usados nos sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapor, em substituição aos tradicionais.

4.8.1 Equilíbrio de fases em misturas homogêneas

Para estudar o equilíbrio de fases, considere a mistura homogênea e submetida a uma pressão constante dentro do vaso, mostrado na Figura 4.2(a). A substância mais volátil é designada pelo subscrito *i*. A mistura está na fase líquido por causa da baixa temperatura, porém não solidificada. A adição de calor aumenta a temperatura da mistura e provoca formação de vapor, como visto na Figura 4.2(b). Se a adição de calor continuar, eventualmente a temperatura será tão elevada que restará somente vapor dentro do vaso, como visto em 4.2(c). O diagrama *T - X* (temperatura -concentração) será usado para explorar alguns detalhes dessa situação.

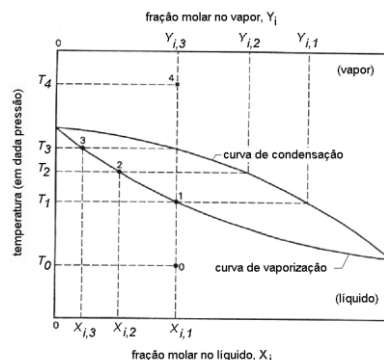
Figura 4.2 – Mistura dos componentes no vaso de pressão constante.



Fonte: Revista “OFICINA DO FRIO” - Jul-Ago 1996

A Figura 4.3 é um diagrama *T - X* típico, válido em determinada pressão. A Figura 4.3(a), mostra o vaso preenchido com mistura líquida, de fração molar $X_{i,0}$ e temperatura T_0 , que corresponde ao ponto 0 no diagrama *T - X*. Com a adição de calor a temperatura da mistura aumenta. O ponto no qual se inicia a formação de vapor é chamado de ponto de bolha (*bubble point*): as primeiras bolhas se formarão à temperatura T_1 , correspondente ao ponto 1 no diagrama. A curva de vaporização corresponde ao lugar geométrico dos pontos de bolha para as várias frações molares de líquido X_i .

Figura 4.3 – Diagrama *T - X* para mistura binária zeotrópica.



Fonte: DOSSAT, R., J., 1980, “Princípios de Refrigeração”, Editora Hemus, São Paulo

No início do processo de vaporização, a fração molar da substância mais volátil é maior no vapor do que no líquido. A vaporização inicia-se pela substância mais volátil e o diagrama T-X mostra esse comportamento. Em T1, o vapor formado apresenta uma fração molar da substância i dado por $Y_{i,1}$. Se permanecer a adição de calor à pressão constante o fluido mais volátil continuará vaporizando, reduzindo a fração molar X_i , de modo que a temperatura necessária para manter o processo aumenta. Novamente, o diagrama T - X ilustra essa situação; no ponto 2 a fração molar de i no líquido é reduzida para $X_{i,2}$ e no vapor a fração molar de i é igual à $Y_{i,2}$. A temperatura necessária para vaporizar a mistura aumenta para T2. O ponto 2 no diagrama T - X corresponde à situação física mostrada na Figura 4.2(b).

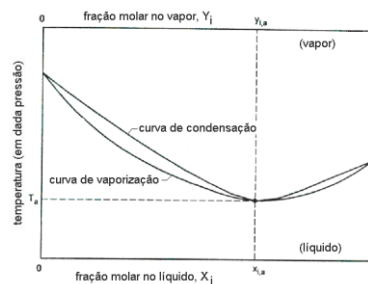
Continuando o aquecimento, todo o líquido vaporiza-se à temperatura T3. Neste ponto, a fração molar de i no vapor $Y_{i,3}$ iguala-se à fração molar inicial de i na mistura líquida $X_{i,1} = X_{i,0}$. Essa igualdade é necessária em função da conservação da massa para cada substância. Depois disso, qualquer adição de calor simplesmente aumenta a temperatura do vapor. O ponto final 4 corresponde à situação física mostrada na Figura 4.2(c). Iniciando no ponto 4, a remoção de calor conduz ao ponto 3, e se essa remoção continuar formam-se gotas ricas na substância menos volátil. Esse ponto é denominado de ponto X (*dew point*) e o lugar geométrico desses pontos é denominado de curva de condensação.

A remoção de calor conduzirá a um processo inverso através de 3, 2 e 1 até chegar ao ponto 0. Por causa da mudança na composição, a temperatura para vaporizar (ou condensar) esse tipo de mistura varia durante o processo. Esse tipo de mistura é denominado de zeotrópica. A maioria das misturas apresenta um diagrama T - X com um comportamento semelhante ao descrito, entretanto, algumas podem apresentar comportamento bastante diferente. Se as curvas de vaporização e de condensação se cruzam em algum outro ponto que não sejam os finais, a mistura exibe um comportamento azeotrópico naquela composição.

A Figura 4.4 mostra essa situação ocorrendo no ponto a. Se a mistura líquida dentro do vaso, que apresenta fração molar X_a , for vaporizada o vapor formado tem a mesma fração molar Y_a . Assim, a adição de calor à pressão constante não provoca nenhuma variação de composição ou de temperatura. Um comportamento perfeitamente azeotrópico é incomum, sendo mais usual um comportamento quase - azeotrópico. A composição azeotrópica depende da pressão, de modo que a influência das pressões operacionais deve ser considerada

no comportamento da mistura. Misturas refrigerantes azeotrópicas ou quase-azeotrópicas têm vasto campo de aplicação. As propriedades da mistura azeotrópica são tais que podem ser tratadas como propriedades de uma substância pura. Misturas zeotrópicas, por sua vez, exigem tratamento especial através das equações de estado com regras de mistura apropriadas. Misturas de refrigerante com lubrificante são zeotrópicas e podem ser tratadas do mesmo modo.

Figura 4.4 – Diagrama T – X para mistura binária azeotrópica.



Fonte: DOSSAT, R., J., 1980, "Princípios de Refrigeração", Editora Hemus, São Paulo

4.9 Refrigerantes secundários

Em temperaturas acima de 0°C a água é o fluido de transferência de calor mais utilizado para transportar uma carga de refrigeração até o evaporador. Abaixo desta temperatura são utilizados os fluidos de transferência de calor, também conhecidos como refrigerantes secundários, que podem ser: Soluções aquosas de sais inorgânicos: salmouras de cloreto de sódio e cloreto de cálcio; Soluções aquosas de compostos orgânicos: soluções de etilenoglicol e propilenoglicol.

Na seleção dos refrigerantes secundários devem ser observados os seguintes fatores: Ponto de congelamento: deve ser superior a menor temperatura de trabalho; Tipo de aplicação: a possibilidade de contaminação do produto resfriado deve ser verificada; Custo: a carga inicial e a quantidade necessária para reposição influenciam o custo; Segurança: deve ser verificada a toxicidade e a inflamabilidade da solução;

Comportamento térmico: é determinado pela viscosidade, peso específico, calor específico e condutibilidade térmica; Compatibilidade com materiais: as canalizações e os equipamentos exigem uma solução quimicamente estável e relativamente isenta de propriedades corrosivas;

Regulamentação: observar códigos federais, estaduais e municipais.

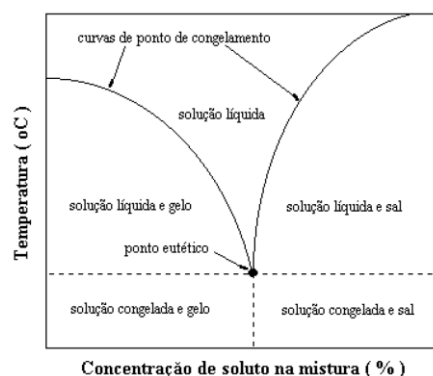
4.9.1 Salmouras

Uma solução salina aquosa (salmoura) tem uma concentração em que seu ponto de congelamento é mínimo. Esta concentração denomina-se eutética e a temperatura de congelamento correspondente é a temperatura eutética. Em qualquer outra concentração a solução congela numa temperatura maior do que a eutética. A Figura 4.5 mostra a dependência entre o ponto de congelamento (temperatura) e a porcentagem de soluto (concentração) na salmoura.

Se a temperatura de uma salmoura cuja concentração é inferior a eutética cai abaixo do ponto de solidificação, formam-se cristais de gelo e a concentração da solução residual aumenta até alcançar o ponto eutético. Abaixo da temperatura eutética forma-se uma mistura de gelo e solução eutética congelada. Se a concentração é superior a eutética e a temperatura cai abaixo do ponto de solidificação, cristais do sal se depositam e a concentração diminui até o ponto eutético. Abaixo da temperatura eutética forma-se uma mistura de sal e solução eutética solidificada.

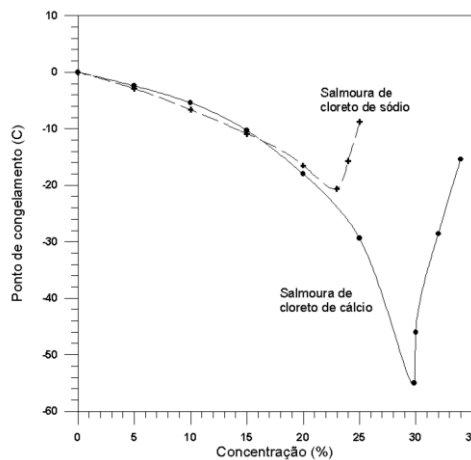
As salmouras mais utilizadas são as de cloreto de sódio e cloreto de cálcio. Embora mais baratas, apresentam o inconveniente de ser as mais corrosivas. Para reduzir seu potencial corrosivo são adicionados inibidores de corrosão como o cromato de sódio, eficiente e de baixo custo. A salmoura de cloreto de cálcio requer um mínimo de 1.800 mg/kg de cromato de sódio para obter pH de 6,5 a 8,5; a de cloreto de sódio de 3.600 mg/kg para obter a mesma faixa de pH. O nitrato de sódio também pode ser usado com 3.000 mg/kg para a salmoura de cálcio e 4.000 mg/kg para a de sódio para controle de pH entre 7,0 e 8,5. Inibidores orgânicos são usados onde não se pode usar cromatos e nitratos.

Figura 4.5 – Ponto de solidificação vs. concentração de soluto.



A salmoura de cloreto de sódio é mais barata do que a de cloreto de cálcio, porém não pode ser usada abaixo de seu ponto eutético de -21°C . A salmoura de cloreto de cálcio em aplicações comerciais não apresenta desempenho satisfatório abaixo de -40°C , embora seu ponto eutético seja -55°C . A Figura 4.6 apresenta as curvas de ponto de congelamento em função da concentração para as salmouras de cloreto de cálcio e de sódio. Informações complementares de propriedades termofísicas são obtidas em ASHRAE Fundamentals 2005.

Figura 4.6 – Curvas de ponto de congelamento para salmouras de cloreto de sódio e de cálcio.



Fonte: ASHRAE Fundamentals 2005

4.9.2 Etilenoglicol e propilenoglicol

São usadas como anticongelantes orgânicos em soluções aquosas. Devido ao seu potencial de corrosão devem ser utilizados inibidores de pH. Suas principais características são: a capacidade de reduzir o ponto de congelamento da água e a baixa volatilidade. As soluções de etilenoglicol apresentam propriedades físicas melhores do que as de propilenoglicol. Entretanto, a menor toxicidade do propilenoglicol o torna preferível em aplicações envolvendo possível contato humano ou onde as leis e códigos locais assim o exigem. Ambos são líquidos incolores e praticamente inodoros, miscíveis com água e com muitos outros compostos orgânicos. A Tabela 4.6 apresenta algumas propriedades dessas substâncias.

O etilenoglicol e o propilenoglicol quando puros são geralmente menos corrosivos do que a água para os metais normalmente usados na construção dos equipamentos. Entretanto, em soluções aquosas esses glicóis tornam-se tão corrosivos quanto a água, e essa corrosividade pode aumentar com o uso se não

forem usados inibidores. Sem eles os glicóis oxidam-se produzindo ácidos. A taxa de oxidação depende da temperatura, grau de aeração, e, em menor escala, da combinação particular dos componentes metálicos em contato com a solução. A maioria dos materiais pode ser usada com soluções de glicóis com exceção do aço galvanizado, pois o zinco da galvanização reage com os inibidores comerciais normalmente usados.

Tabela 4.6 – Propriedades do etilenoglicol e do propilenoglicol (ASHRAE Fundamentals 2005)

Propriedade	Etilenoglicol	Propilenoglicol
Massa molecular relativa	62,07	76,10
Densidade a 20°C [kg/m ³]	1.113	1.036
Ponto de ebulição [°C]		
101,30 kPa	198	187
6,67 kPa	123	116
1,33 kPa	89	85
Pressão do vapor a 20°C [Pa]	6,7	9,3
Ponto de congelamento [°C]	-12,7	-51,0
Viscosidade [mPa.s]		
0°C	57,4	24,3
20°C	20,9	60,5
40°C	9,5	18,0
Calor específico a 20°C [kJ/kg.K]	2,347	2,481
Calor de fusão à -12,7°C [kJ/kg]	187	---
Calor de vaporização a 101,3 kPa [kJ/kg]	846	688
Calor de combustão a 20°C [MJ/kg]	19,246	23,969

Fonte: DOSSAT, R., J., 1980, "Princípios de Refrigeração", Editora Hemus, São Paulo

Observa-se que para concentração em massa de etilenoglicol acima de 60% o ponto de congelamento da solução aumenta, e sua temperatura eutética é -48,3°C. Para concentrações em massa acima de 60 % as soluções aquosas de propilenoglicol não têm ponto de congelamento definido, e sua temperatura eutética é -51,1°C. Ao invés de congelar a solução assume a consistência de uma gelatina endurecida, devido à elevada viscosidade do líquido sub-resfriado. A temperatura de operação mínima para soluções de etilenoglicol é -23°C e para o propilenoglicol é -18°C. Abaixo dessas temperaturas a viscosidade das soluções aumenta drasticamente, aumentando a potência de bombeamento e reduzindo os coeficientes convectivos de transferência de calor.

5. ISOLAMENTO TÉRMICO

Um isolante térmico é qualquer material que, interposto entre dois ambientes a temperaturas diferentes, retarda de maneira apreciável a transferência de calor do ambiente mais quente para o mais frio. Desconsiderando-se a transferência de calor por radiação, o isolante perfeito é o vácuo. Entretanto a utilização de câmaras frigoríficas com isolamento a vácuo não é comum, pelas dificuldades técnicas e pelo alto custo.

Os isolantes térmicos são materiais formados por uma infinidade de células ocas cheias de ar ou outro gás. As células devem ser pequenas, de maneira a impedir o movimento do gás nelas encerrado. Quanto maior o número de células (poros), melhor serão os materiais isolantes, implicando também pequena densidade.

O isolante deve possuir também outras características: Apresentar baixa densidade (para não sobrecarregar o peso do sistema); não possuir ou fixar cheiro; ser Imputrescíveis; apresentar baixa absorção de umidade (baixa permeabilidade); oferecer adequada resistência à difusão de vapor de água; não ser atacado por insetos ou roedores; apresentar resistência a deformações causadas por diferenças de temperatura; possuir alta resistência mecânica a trepidações; não atacar nem ser atacado pelos produtos a serem conservados; apresentar baixo custo operacional; não ser inflamável; e ser de fácil colocação.

Nenhum material apresenta simultaneamente todas essas características. A escolha do isolante deve basear-se nas condições associadas a cada aplicação. Os principais materiais isolantes para câmara frigoríficas são:

5.1 Principais isolantes térmicos

5.1.1 Cortiça

Foi o material mais utilizado na construção de câmaras frias, produzido a partir da casca do sobreiro, árvore originária da região mediterrânea.

Constituída de pequenas células hermeticamente fechadas e envolvidas por uma espécie de tecido leve, flexível e elástico, o qual não absorve umidade e é praticamente impermeável.

Um dos seus constituintes, a suberina, torna-a imputrescível e resistente a óleos e essências.

A fabricação de rolhas dá origem a uma grande quantidade de sobras, que, somadas à cortiça virgem, permitem a fabricação de aglomerados e granulados para isolamento. As placas de cortiça aglomerada são obtidas por meio de compressão em moldes apropriados, podendo-se ou não utilizar substâncias de ligação (gesso, cimento, oxiclureto de magnésio, alcatrões, silicato de sódio em solução aquosa, etc...)

5.1.2 Espuma rígida de vidro (vidro celular expandido)

Obtida pela expansão a quente do vidro quimicamente puro a cerca de 15 vezes o seu volume.

Material constituído por células estanques, com as seguintes características:

Excepcional resistência a cargas de compressão (7,5 kgf/cm²);

Impermeabilidade verdadeiramente absoluta à água e ao vapor (não há necessidade de barreira de vapor);

Estável nas suas dimensões na faixa de temperaturas de -246°C a 430°C;

Absolutamente incombustível.

Pode ser utilizada sob a forma de “tijolos” para a construção de paredes e tetos, constituindo, ao mesmo tempo, a parede portante, a isolação térmica e a camada protetora, sendo necessário somente uma fina camada betuminosa para unir os blocos.

Pode ser empregado como isolante térmico entre a fundação e o terrapleno ou em canaletas para o isolamento de tubulações quentes ou frias.

Os ácidos comuns (exceto o fluorídrico), bem como um grande número de líquidos e seus vapores, apresentam ação nula sobre o material.

As células encerram uma pequena quantidade de gás sulfídrico, sendo que isolamentos com espuma de vidro não devem sofrer atritos ou choques para não desprender cheiro.

5.1.3 Resinas fenólicas

Obtidas pela reação de uma resina parcialmente polimerizada, um agente de expansão e um ácido mineral.

O pentano e o hexano são usados como agentes de expansão, mas nada impede que sejam utilizados gases de peso molecular mais alto.

O resultado é uma espuma rígida de estrutura celular estanque e com de isolamento.

5.1.4 Espuma rígida de poliuretano e poliuretano expandido

Obtida pela reação química entre dois componentes líquidos: isocianato e poli-hidroxiolo, na presença de catalisadores. A estrutura celular é formada pelo desprendimento de CO₂ em uma reação química secundária ou pela ebulição de um líquido (agente de expansão) sob o efeito do calor de reação.

Nas últimas décadas, o poliuretano atraiu a atenção no campo do isolamento térmico a baixas temperaturas. As suas características principais são:

Condutividade térmica baixa devido à substituição do ar nas células por um gás de peso molecular elevado;

Tem possibilidade de ser expandido no local de emprego;

Suportam temperaturas superficiais elevadas; e

Resistem ao mofo e ao ataque de diversos parasitas.

As espumas rígidas, empregadas para isolamento térmico, apresentam proporção relativamente alta de células fechadas, o que melhora ainda mais a característica isolante deste material. Existem técnicas para a fabricação de espumas cujas células são todas fechadas, praticamente estanques à água, vapores e gases.

5.1.5 Poliestireno expandido

Polímero do estireno, ao qual foi adicionado durante a polimerização um agente expansor (também chamado de “isopor”).

Durante o processamento, o material em forma de pérola é espumado pela ação do vapor de água. O volume dessas partículas é aumentado várias vezes,

obtendo-se uma espuma porosa, formada de células fechadas. Ou seja, obtém-se um material plástico altamente poroso e praticamente impermeável. Esta espuma é então aquecida em moldes metálicos para adquirir a sua forma e rigidez final.

Obtém-se um material com estrutura celular muito fina: 350.000 células/cm³, tendo as células de 0,1 a 0,01 mm de diâmetro. As paredes destas células têm espessura de 1 a 2 µm, sendo que mais de 97% do volume deste corpo é constituído de ar.

Tipos de poliestireno: Styropor P: pérolas transparentes e incolores para a fabricação de material isolante, corpos moldados, embalagens, etc.; e Styropor F: não inflamável, para aplicações que requeiram esta característica.

Diversos outros materiais podem ser utilizados como isolantes térmicos. Nos últimos anos, tem ocorrido uma evolução constante nas suas características, seja com os materiais utilizados ou na sua aplicação. O uso de painéis monolíticos com núcleo de lã de rocha (LDR) tem se tornado uma excelente opção, da mesma forma que os painéis de poliuretano (PUR) e poliestireno (EPR), pois garantem bom isolamento rapidez e facilidade de instalação.

Para o isolamento de tubulações, empregam-se largamente as espumas elastoméricas e os polietilenos expandidos, resultando em tubulações perfeitamente isolados, de maneira rápida e limpa, não necessitando de acabamento externo, com exceção das aplicações em que se recomenda pintura protetora ou outro material para a evitar a degradação do produto pelos raios ultravioletas.

5.2 Condutividade térmica dos isolantes

A tabela 5.1 fornece a condutividade térmica para alguns isolantes térmicos mais comuns na engenharia. Valores de condutividade para outros materiais podem ser encontrados facilmente em textos especializados de transferência de calor.

A espessura a ser usada para o isolamento depende de um compromisso entre o custo do mesmo e o custo associado à carga térmica adicional pelo uso de uma espessura menor ou de um isolante mais barato.

As observações práticas dão como espessura econômica e de plena eficiência o valor de cerca de 5cm para cada 10°C de diferença de temperatura entre a temperatura de trabalho da câmara e a temperatura da face externa do isolante.

TABELA 5.1 - CONDUTIVIDADE TÉRMICA DE ALGUNS MATERIAIS USADOS NA REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL

MATERIAL	k [kcal/h.m.oC]
Chapas de fibra de madeira	0,028
Cimento celular leve	0,06 - 0,103
Cortiça expandida pura	0,035
Cortiça granulada	0,05 - 0,069
Fibras de vidro	0,026
Folhas de papel corrugado	0,033
Poliuretano	0,018 - 0,028
Poliestireno (15 a 30 kg/m³)	0,025 a 0,040
Resinas fenólicas	0,026
Vermiculite agregada ao cimento	0,06 - 0,086

Fonte: Revista “Tecnologia da Refrigeração” no,24, Agosto de 2002

A espessura do isolamento a adotar em uma instalação é normalmente calculada a partir da expressão da resistência térmica. Assim, para o caso de uma parede plana:

$$R_T = \frac{1}{\alpha_{ext} A} + \frac{L_a}{k_a A} + \frac{L_i}{k_i A} + \frac{1}{\alpha_{cam} A} = \frac{T_{ext} - T_{cam}}{\dot{Q}} = \frac{1}{UA}$$

Um cálculo aproximado da espessura de isolamento consiste em considerar apenas a resistência imposta pelo isolamento propriamente dito, desprezando-se, a favor da segurança, as demais resistências térmicas (paredes de alvenaria, passagens para o ar, etc.). A expressão para o cálculo da espessura do isolante torna-se então:

$$R = \frac{L_{isol}}{k_{isol} \cdot A} = \frac{T_{ext} - T_{cam}}{q} = \frac{1}{UA}$$

Ou

$$L_{isol} = \frac{k_{isol} (T_{ext} - T_{cam})}{\dot{Q}/A}$$

A classificação do isolamento obtido é dada em função do fluxo de calor que penetra na câmara conforme a tabela abaixo:

TABELA 5.2 - CLASSIFICAÇÃO DOS ISOLAMENTOS TÉRMICOS DE CÂMARAS FRIGORÍFICAS

CLASSIFICAÇÃO DO ISOLAMENTO	FLUXO DE CALOR POR UNIDADE DE ÁREA [W/m ²]
Excelente	9,30
Bom	11,63
Aceitável	13,96
Regular	17,45
Ruim	> 17,45

Fonte: Revista “Tecnologia da Refrigeração” no,24, Agosto de 2002

A escolha do fluxo de calor a ser adotado em um dado projeto depende da relação entre os custos operacionais e os iniciais. Os custos iniciais são relativos principalmente à aquisição do material isolante e os custos operacionais referem-se ao consumo de energia e à manutenção da instalação frigorífica que mantém a temperatura interna da câmara. Aumentando-se a espessura do isolante, aumentam-se os custos iniciais do mesmo, porém diminuem-se os custos operacionais (a carga térmica se reduz). Por outro lado, diminuindo-se a espessura do isolante, diminuem os custos iniciais, mas aumenta-se a infiltração de calor e os custos operacionais se elevam. A utilização de um fluxo de calor igual a 9,3 W/m² representa um bom compromisso entre os custos iniciais e operacionais.

Para o cálculo da diferença de temperatura, deve-se considerar se a superfície externa da parede encontra-se à sombra ou ao sol. Quando esta se encontra à sombra, toma-se a temperatura externa como sendo igual à temperatura média das máximas de verão indicadas para o local pela NB-6401. Quando a superfície externa encontra-se ao sol, as temperaturas externas mencionadas anteriormente devem ser acrescidas de uma correção, cujo valor é função da orientação e cor da parede.

O coeficiente superficial de transmissão de calor depende de vários fatores, como diferença de temperatura, velocidade do ar, posição e tipo de revestimento superficial. De forma simplificada, recomendam-se os seguintes valores:

Superfícies planas:

$t = 8,0 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ (ar em repouso)

$t = 17,4 \text{ a } 28,5 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ (para velocidades do ar iguais a 12 e 24 km/h, respectivamente).

Superfícies cilíndricas:

$t = 9,0 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ (isolamento sem proteção ou pintado, em zonas ligeiramente ventiladas).

$t = 6,0 \text{ a } 7,0 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ (isolamento recoberto com chapa de aço galvanizado ou zona de pouca ventilação).

$t = 4,0 \text{ a } 5,0 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ (isolamento recoberto com folha de alumínio ou áreas estanques)

5.4 Resistência à umidade

Todos os materiais isolantes usados em refrigeração são submetidos a um umedecimento contínuo, que pode reduzir consideravelmente seu poder isolante. De maneira geral, para cada 1% de concentração em massa de umidade no isolante sua condutividade térmica aumenta de 1 a 3%. Mais ainda: caso o ar alcance o seu ponto de orvalho no interior do isolante, haverá condensação e possível congelamento do vapor d'água com danos irreparáveis ao isolante.

A penetração de umidade pode ser produzida por: aspiração capilar de água; penetração do vapor d'água do ar, dependendo da umidade relativa (equilíbrio higroscópico); ou difusão do vapor d'água, através de materiais permeáveis a ele (paredes exteriores de câmaras de baixa temperatura).

Uma vez que a pressão de vapor do ar externamente à câmara é sempre maior que a pressão de vapor internamente, haverá tendência à migração do vapor de fora para dentro (no sentido das pressões decrescentes), de maneira semelhante ao fluxo de calor que se verifica no sentido das temperaturas decrescentes.

A tendência à difusão de vapor em um material é caracterizada por um coeficiente semelhante à condutividade térmica, denominado permeabilidade (δ):

$$\delta = \frac{\dot{m}_v \cdot L}{A \cdot \Delta P_v}$$

em que:

\dot{m}_v massa de vapor difundida através do isolante por unidade de tempo;

L espessura do isolante;

A área do isolante na direção normal àquela da difusão do vapor; e

ΔP_v Diferença da pressão de vapor entre as duas faces do isolante.

A permeabilidade representa, então, a massa de vapor difundida através do isolante por unidade de tempo, por unidade de área e por unidade do gradiente de pressão de vapor.

À semelhança da resistência térmica por condução, pode-se definir também a resistência à difusão do vapor com base na seguinte expressão:

$$\dot{m}_v = \frac{\Delta P_v}{R_v}$$

Ou

$$R_v = \frac{\Delta P_v}{\dot{m}_v}$$

Combinando-se esta expressão com a equação que define a permeabilidade, vem:

$$R_v = \frac{L}{A \delta}$$

Haverá então, uma diminuição da pressão de vapor do isolante ao longo da coordenada espacial de maneira exatamente análoga à diminuição de temperatura associada ao fluxo de calor. Se a temperatura em determinado ponto no interior do isolante for inferior à temperatura de saturação correspondente à pressão de vapor naquele mesmo ponto, ocorrerá a condensação da umidade, com todas as possíveis consequências já discutidas acima.

Outra forma de caracterizar os isolantes é por meio do “Fator de Resistência à Difusão do Vapor (μ)”, definido como a relação entre a permeabilidade ao vapor de água do ar e do material. A tabela 5.3 apresenta valores de permeabilidade para diversos materiais de construção e isolantes. A permeabilidade do ar a 23°C e 1 atm é de (ar = 0,0933 [g.m/m².h.mmHg]

TABELA 5.3 - RESISTÊNCIA À DIFUSÃO DE VAPOR D'ÁGUA COM RELAÇÃO AO AR

MATERIAL	DENSIDADE [kg/m³]	FATOR DE RESISTÊNCIA
Ar	1,16	1
Concreto poroso	614 - 900	3,3 - 7,0
Fibras de vidro ou de rochas	60 - 100	1,55 - 1,75
Gesso	1120	6,2
Placas de cortiça alcatroada	150 - 230	2,5 - 14
Placas de cortiça cozida	100 - 140	5,6 - 30
Poliestireno Expandido	15	70
Poliestireno Expandido	20	90
Poliestireno Expandido	30	120
Paredes de tijolos com revestimento	1550 - 1860	4,2
Espuma elastomérica	-	7000

Fonte: Revista “Tecnologia da Refrigeração” no,24, Agosto de 2002

A difusão de vapor d'água através do isolamento pode ser atenuada ou eliminada pela utilização de uma capa hermética do lado mais quente (“barreira de vapor”). Uma barreira de vapor pode ser realizada de várias maneiras: emulsão de asfalto mantido em suspensão na água por meio de materiais coloidais (hidroasfalto); feltro ou papelão asfaltado; feltro asfaltado revestido por uma folha de alumínio; folhas de alumínio coladas sobre uma tela plastificada e recobertas por um revestimento plástico de proteção; ou filme termoplástico soldado.

5.5 Mínima espessura do isolamento para evitar condensação superficial

Considere o problema do isolamento das paredes (planas) de uma câmara frigorífica. Um dos problemas mais graves de isolamento de baixas temperaturas é a condensação da umidade do ar sobre a superfície externa da parede. Para evitá-la, a temperatura desta superfície não deve ser inferior à temperatura de orvalho do ar ambiente, isto é:

$$T_{\text{sup, ext}} > T_{\text{orv}}$$

Em termos de fluxo máximo permitido temos:

$$\dot{Q}_{\max} = \alpha_{\text{ext}} A (T_{\text{amb}} - T_{\text{orv}})$$

Isto significa que para condições atmosféricas especificadas (isto é, para valores dados de T_{ext} , T_d e h_o), há um valor mínimo da espessura do isolante a ser usado de modo a manter a relação abaixo.

$$\dot{Q} < \dot{Q}_{\max} \quad \text{o que equivale a manter } T_{\text{sup, ext}} > T_{\text{orv}}$$

Considerando o máximo fluxo permissível e desprezando a resistência térmica da parede,

tem-se:

$$\dot{Q}_{\max} \approx \frac{k_{\text{isol}} A}{L_{\text{isol}}} (T_{\text{orv}} - T_{\text{sup, int}})$$

$$L_{\text{isol}} \approx \frac{k_{\text{isol}} A}{\dot{Q}_{\max}} (T_{\text{orv}} - T_{\text{sup, int}})$$

Admitindo-se que a temperatura da superfície interna é igual à temperatura do ambiente interno (T_{cam}), tem-se:

$$L_{\text{isol}} \approx \frac{k_{\text{isol}} A}{\dot{Q}_{\max}} (T_{\text{orv}} - T_{\text{cam}})$$

Combinando a equação anterior com a equação da Lei de Newton do resfriamento, tem-se:

$$L_{\text{isol}} \approx \frac{k}{\alpha_{\text{ext}}} \frac{(T_{\text{orv}} - T_{\text{cam}})}{(T_{\text{ext}} - T_{\text{orv}})}$$

Utilizando uma análise análoga à anterior, também se pode chegar a uma expressão para o cálculo da espessura necessária para evitar a condensação em tubos (superfícies cilíndricas), a qual é dada por:

$$(D_{\text{ext}} + 2 L_{\text{isol}}) \ln \frac{(D_{\text{ext}} + 2 L_{\text{isol}})}{D_{\text{ext}}} = 2 \frac{k}{\alpha_{\text{ext}}} \frac{(T_{\text{orv}} - T_{\text{cam}})}{(T_{\text{ext}} - T_{\text{orv}})}$$

Uma equação útil para o cálculo da temperatura de orvalho é dada por:

$$T_{\text{orv}} = \left[\frac{\text{UR}\%}{100} 0,1247 (109,8 + T_{\text{amb}}) \right] - 109,8$$

6.00 MANUTENÇÃO

Ao longo da vida útil dos sistemas de refrigeração, é importante que se faça o monitoramento de determinados parâmetros para manter as condições de operação da instalação o mais próximo do ponto ótimo e para se obter dados que auxiliem no planejamento de operação e manutenção. A seguir, são apresentados alguns parâmetros que podem ser monitorados e os instrumentos utilizados na sua determinação. Dependendo da capacidade e da complexidade do sistema, pode-se monitorar uma maior ou menor quantidade de parâmetros.

Os principais parâmetros físicos a serem medidos são: temperatura de bulbo seco do ar; temperatura de bulbo úmido do ar; temperatura da água ou salmoura; temperatura do fluido refrigerante no circuito frigorífico; velocidade do ar; pressão do ar; pressão da água ou salmoura; pressões no circuito frigorífico; vazão de água ou salmoura; rotação das máquinas; tensão elétrica; corrente elétrica; e potência elétrica.

Para a medição desses parâmetros podem ser utilizados os seguintes instrumentos: termômetro; termômetro de bulbo úmido; termômetro de resistência; manômetro; anemômetro; tubo de Pitot; placa de orifício; amperímetro; voltímetro; wattímetro; tacômetro; e psicrômetro.

Antes de se adotar qualquer medida no sentido de melhorar o comportamento energético de um sistema de refrigeração, é importante conhecer seu estado nas mesmas condições estabelecidas durante a realização do projeto.

Diante de uma determinada instalação, deve-se proceder à avaliação de seu funcionamento, analisando se o seu comportamento está de acordo com o que se esperava obter.

É preciso decidir sobre as ações a serem tomadas sobre os ajustes necessários para se obter o funcionamento correto dos equipamentos e componentes, de modo que se obtenham as condições de funcionamento desejadas. Assim, é importante que o sistema de refrigeração seja definido com precisão, incorporando todos os elementos que o constituem.

Para garantir que a instalação opere sob as condições previstas no projeto, devem se realizar, com precisão, medições, ensaios, controle, calibração e ajuste de todos os componentes da instalação.

6.1 Análise dos equipamentos e componentes

6.1.1 Grupo de resfriamento de água ou salmoura

Para a análise do grupo de resfriamento de água ou salmoura, as seguintes medições são efetuadas: Consumo elétrico dos motores de acionamento, usando um wattímetro. No caso de uma instalação de grande porte, é recomendável a instalação de um registrador de energia; Temperatura do líquido a ser resfriado na entrada e na saída do resfriador; Temperatura da água na entrada e na saída do condensador; Pressão do líquido a ser resfriado antes e depois do resfriador; Caso exista instrumento, medir a vazão de água através do resfriador e a vazão da água de condensação.

Com essas informações pode-se, então: Conhecendo a perda de carga no resfriador, determinar a vazão de água a resfriar utilizando os gráficos fornecidos pelo fabricante do equipamento. Conhecendo-se a vazão de líquido e a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do resfriador, determinar a potência frigorífica produzida pelo equipamento, como segue:

$$P_{res} = \rho \dot{V} C_p (T_e - T_s)$$

em que:

Pres potência frigorífica em (Kcal/h);

massa específica igual a 1.000 kg/m³ para a água e igual a 1.070 kg/m³ para uma concentração de 45% de glicol em peso;

V vazão de líquido em (m³/h) ;

Cp calor específico da água igual a 1kcal/kg°C e do glicol igual a 0,8 kcal/kg°C;

Te temperatura na entrada do resfriador em °C ;

Ts temperatura na saída do resfriador em °C.

Com os dados fornecidos pelo fabricante, é possível saber se o equipamento está funcionando a plena carga ou em carga parcial, sob as mesmas condições de condensação. Em carga parcial, o grupo de resfriamento funciona com rendimento inferior ao ótimo.

Para determinar a potência elétrica absorvida, em carga parcial, pode-se recorrer aos dados do fabricante.

Deste modo, pode-se comparar a potência elétrica medida com a potência esperada. Uma diferença grande entre as duas potências indica a existência de algum defeito a ser corrigido.

Caso seja constatado que o equipamento trabalhe constantemente em carga parcial, deve-se adaptar melhor o equipamento à carga para que este trabalhe com melhores rendimentos.

Valores típicos de potência absorvida a carga parcial são apresentados na Tabela 6.1 para dois tipos de compressores.

TABELA 6.1: VALORES DE POTÊNCIA ABSORVIDA A CARGA PARCIAL

COMPRESSOR ALTERNATIVO - REFRIGERANTE R22	
CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO (%)	POTÊNCIA ABSORVIDA (%)
100	100
80	84
60	69
40	52
25	40
COMPRESSOR ALTERNATIVO - REFRIGERANTE R717	
CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO (%)	POTÊNCIA ABSORVIDA (%)
100	100
80	83
60	65
40	48
25	35

Fonte: Revista "Tecnologia da Refrigeração" no,24, Agosto de 2002

TABELA 6.1: VALORES DE POTÊNCIA ABSORVIDA A CARGA PARCIAL (Continuação)

COMPRESSOR PARAFUSO - REFRIGERANTE R22	
CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO (%)	POTÊNCIA ABSORVIDA (%)
100	100
80	86
60	70
40	55
20	44
10	40
COMPRESSOR PARAFUSO - REFRIGERANTE R717	
CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO (%)	POTÊNCIA ABSORVIDA (%)
100	100
80	78
60	64
40	50
20	40
10	36

Fonte: Revista "Tecnologia da Refrigeração" no,24, Agosto de 2002

6.1.2 Grupo de condensação a água

Em sistemas de refrigeração com condensação a água, as seguintes medidas são realizadas: consumo de energia elétrica dos motores de acionamento dos compressores; temperatura da água na entrada e na saída do condensador; pressão do refrigerante na entrada e na saída do condensador; e vazão de água de condensação.

O comportamento geral do grupo de condensação é semelhante ao do grupo de resfriamento de líquido. Assim, as mesmas observações podem ser aplicadas.

6.1.3 Ventiladores

Para os ventiladores, são medidas: potência absorvida pelo motor de acionamento do ventilador; pressão total na aspiração e na descarga (a diferença entre essas duas pressões indica o aumento de pressão gerado pelo equipamento);

vazão de ar através do ventilador; temperatura do ar na aspiração; e a potência útil do ventilador pode então ser calculada por:

$$P_{\text{vent}} = \frac{\dot{V}_{\text{ar}} \Delta P}{367000}$$

em que:

P_{vent} potência útil do ventilador em [kW]

\dot{V}_{ar} vazão ar através do ventilador em [m³/h]; e

ΔP diferença de pressão entre a entrada e a saída do ventilador em [mmca].

A pressão total deve ser corrigida em relação às condições normais de temperatura e pressão (20°C e 760 mmHg). Essa correção pode ser feita como segue.

$$\Delta P = 2,59 \frac{(273 + T)}{P}$$

P pressão atmosférica em [mmHg]; e

T temperatura ambiente em [°C].

A variação de pressão em relação ao nível do mar é apresentada na Tabela 6.2

TABELA 6.2: VARIAÇÃO DE PRESSÃO DO AR EM RELAÇÃO AO NÍVEL DO MAR.

ALTURA EM RELAÇÃO AO NÍVEL DO MAR [m]	PRESSÃO [mmHG]	PRESSÃO RELATIVA AO NÍVEL DO MAR
0	760	1,000
300	733	0,964
600	707	0,929
900	681	0,896
1200	656	0,863
1500	632	0,832
1800	609	0,801
2100	586	0,771
2400	564	0,742
2900	543	0,714
3000	523	0,687

Fonte: Revista "Tecnologia da Refrigeração" no,24, Agosto de 2002

Comparando a potência útil com a potência medida, tem-se o rendimento do ventilador, dado por:

$$\eta_{\text{vent}} = 100 \frac{P_{\text{vent}}}{P_{\text{med}}}$$

em que:

η_{vent} rendimento do ventilador em [%];

P_{vent} potência útil do ventilador [kW]; e

P_{med} potência medida do ventilador [kW].

O rendimento com que trabalha um ventilador é significativo em relação às possibilidades de melhoria energética possíveis de se obter.

6.1.4 Bombas Centrífugas

Para as bombas são medidas as seguintes grandezas: potência absorvida pelo motor elétrico de acionamento da bomba; pressão de aspiração e de descarga da bomba (diferença entre essas duas pressões corresponde ao aumento de pressão da bomba); e vazão de água através da bomba.

Conhecendo-se o aumento de pressão através da bomba e a vazão, pode-se calcular a potência da bomba, como segue:

$$P_{bomba} = \frac{\dot{V}_{agua} \Delta P}{367000}$$

em que:

P_{bomba} potência útil da bomba em [kW];

\dot{V}_{agua} vazão de fluido através da bomba em [m³/h]; e

ΔP diferença de pressão entre a entrada e a saída do ventilador em [mmca].

Com a potência útil e a potência absorvida, pode-se determinar o rendimento da bomba como:

$$\eta_{bomba} = 100 \frac{P_{bomba}}{P_{med}}$$

em que:

η_{bomba} rendimento da bomba em [%];

P_{bomba} potência útil da bomba [kW]; e

P_{med} potência medida da bomba [kW].

Comparando os valores obtidos com os valores fornecidos pelo fabricante, podem-se obter informações importantes sobre a possibilidade de melhoria energética.

6.1.5 Evaporador de tiragem forçada

As medidas realizadas em evaporadores de tiragem forçada são: vazão de ar através dos ventiladores; temperatura do ar na entrada e na saída do evaporador; temperatura na linha de aspiração próximo ao bulbo da válvula de expansão; e Pressão na linha de aspiração.

O valor da pressão no evaporador equivale a uma temperatura de evaporação, que pode ser obtida em uma tabela de vapor saturado do refrigerante. Uma temperatura de evaporação excessivamente baixa origina um trabalho de compressão maior que o necessário.

6.1.6 Tubulação de água

As medidas realizadas na tubulação de água são: vazão de água; e perda de carga ou diferença de pressão entre os pontos da tubulação.

A potência necessária para o bombeamento é determinada de maneira análoga à das bombas. Valores típicos de potência de bombeamento são 30kW por 106kcal/h para água gelada e água de condensação.

6.1.7 Tubulação de refrigerante primário

A medição das temperaturas, no início e no final das linhas de líquido, de aspiração e de descarga permitem deduzir indiretamente a queda de pressão existente.

6.1.8 Câmaras isoladas

Deve-se determinar o fluxo de calor através do isolamento e dos componentes estruturais. Um fluxo de calor da ordem de 8kcal/hm² representa um isolamento excelente.

6.2 Operação e manutenção eficientes

Nesse item são descritas algumas atividades geralmente executadas pelo pessoal de manutenção em sistemas de refrigeração e algumas observações referentes à solução dos problemas que normalmente ocorrem nesses sistemas.

6.2.1 Testes de vazamentos de refrigerantes

Este teste é efetuado no sistema frigorífico com o objetivo de obter-se um sistema totalmente estanque. Em sistemas que trabalham com pressões positivas, os testes têm por finalidade evitar prejuízos decorrentes da perda de refrigerante e do mau funcionamento ou falhas decorrentes da diminuição do fluxo de refrigerante. Em sistemas que trabalham com pressões negativas (vácuo), os testes de vazamentos evitam prejuízos, mau funcionamento ou falhas decorrentes da infiltração de ar no equipamento.

6.2.1.1 Sistemas que trabalham com pressão positiva

Se o sistema estiver pressurizado com o próprio refrigerante, o vazamento pode ser detectado com o uso de: Espuma de sabão deve-se fazer uma espuma densa contendo água com sabão, detergente ou creme de barbear, envolver soldas, juntas, conexões, visores, válvulas e outros pontos suspeitos de vazamentos. O vazamento é verificado através da formação de bolhas de ar.

Lamparina a álcool na busca de vazamentos com lamparina a álcool (álcool metílico de preferência), deve-se passar a chama nos pontos suspeitos. Onde houver vazamentos, a chama se torna verde azulado. O vazamento deve ser confirmado com espuma de sabão.

Detector eletrônico - existem vários tipos de detectores eletrônicos, porém todos funcionam de modo similar. Os detectores dispõem de um sensor que ao entrar em contato com refrigerantes halogenados, cria uma corrente, que aciona um miliamperímetro, uma lâmpada de sinalização ou ainda, um alarme sonoro. A resposta (corrente, o brilho da lâmpada, ruído de buzina) é proporcional ao tamanho do vazamento. É um método excelente, que permite localizar pequenos vazamentos.

O uso e cuidados de manutenção devem ser feitos de acordo com as instruções de cada fabricante.

Nos testes em sistemas pressurizados somente com nitrogênio seco só pode ser usado o método de espuma de sabão.

6.2.1.2 Sistemas que trabalham sob vácuo (teste de estanqueidade)

Este teste indica a existência de vazamentos, porém não indica o local em que ocorre. Caso confirmada a existência de vazamentos por este processo, a unidade deve ser pressurizada e os vazamentos devem ser localizados pelos métodos descritos no item anterior. O teste consiste em evacuar o sistema até uma pressão absoluta próxima de 1 mmHg (0,0013bar). Após a obtenção do vácuo, a bomba de vácuo é desconectada do sistema, que deve ser mantido sob vácuo por pelo menos 10 horas, após o que se faz nova medida do vácuo e verifica-se sua variação.

Não se deve aplicar o teste com espuma de sabão dentro de quadros elétricos ou sobre terminais de motores elétricos, pois o sabão contém soda cáustica e pode danificá-los. O teste com espuma de sabão é utilizado para confirmar vazamentos encontrados pelos outros métodos.

O teste com lamparina a álcool não deve ser aplicado em atmosferas explosivas.

6.3 Testes de umidade no circuito

Este teste consiste em verificar a existência de umidade no circuito frigorífico. A umidade, associada a refrigerantes halogenados, a óleo e a altas temperaturas, provoca os seguintes problemas no sistema: Congelamento na sede da válvula de expansão - impede a passagem de refrigerante para o evaporador, reduzindo a pressão neste e desligando o compressor pela ação do pressostato de baixa. Uma vez desligado o compressor, o gelo na válvula é derretido, a temperatura e a pressão próximas à válvula se elevam, o compressor volta a funcionar e o ciclo se repete. Com partidas e desligamentos frequentes, o motor do compressor tende a queimar.

Formação de ácido clorídrico e fluorídrico - esses ácidos atacam partes metálicas do sistema, visores de vidro e verniz de isolamento, ocorrendo então deposição de cobre, o que provoca defeitos mecânicos e enfraquecimento da isolamento do motor que resulta na sua queima.

Decomposição do óleo lubrificante - o óleo decomposto forma uma lama espessa, que entope os canais de lubrificação e eventualmente, trava peças móveis do compressor. O resultado disto é o engripamento ou queima do motor.

Deposição de cobre - o cobre é removido dos tubos em pequenas partículas e posteriormente, deposita-se em zonas de altas temperaturas, como virabrequins, válvulas de descarga e bombas de óleo. Este acréscimo de material nas partes móveis diminui as folgas, provocando falhas mecânicas.

A constatação da existência de umidade pode se dar feita pela verificação da cor do elemento higroscópico do visor de líquido. O elemento higroscópico do visor muda de cor à medida que absorve umidade. Quando for constatada umidade no sistema, deve-se substituir imediatamente o filtro secador de líquido.

Ao soldar visores de líquido, deve-se isolar o corpo do visor com um pano molhado, para evitar danos ao vidro e ao elemento higroscópico. O borbulhamento em visores de líquido não significa, necessariamente, falta de refrigerante no equipamento. Pode ser resultado de alguma obstrução na linha de líquido, baixo subresfriamento ou válvulas de expansão demasiadamente abertas.

6.4 Evacuação do sistema

A evacuação do sistema é um dos processos mais importantes em refrigeração. A função da evacuação é remover o ar e a umidade antes de se efetuar a carga de refrigerante. O ar é constituído, basicamente, de 79% de nitrogênio, 20% de oxigênio e 1% de outros gases incluindo vapor de água. Um sistema que não tenha sido corretamente evacuado apresentará problemas de altas pressões, devido aos gases, não condensáveis, e problemas de ataques químicos a partes metálicas do sistema ao verniz dos motores e ao óleo, provocando sua decomposição.

Não se deve associar tempo de evacuação ao valor do vácuo. O tempo de evacuação de um equipamento depende de fatores como: tamanho do equipamento: quanto maior o equipamento, maior o tempo de evacuação para uma mesma bomba de vácuo; capacidade da bomba de vácuo: quanto maior a

capacidade da bomba de vácuo, menor o tempo de evacuação para o mesmo sistema; vazamento nas conexões da bomba ao sistema: se as conexões da bomba ao sistema tiverem vazamentos, o tempo de evacuação será maior, pois a bomba estará succionando não apenas do sistema mas também ar do ambiente; dimensões das linhas que ligam a bomba ao sistema: as linhas devem ser mais curtas e de maior diâmetro possível;

Temperatura: quanto maior a temperatura do sistema, mais rápida a obtenção do vácuo. A aplicação de calor através de lâmpadas, resistências, etc. é um método útil para apressar a obtenção do vácuo; e quantidade de água em estado líquido no sistema: quanto maior a quantidade de água, maior o tempo de evacuação. A água em estado líquido apresenta ainda o inconveniente de contaminar o óleo da bomba, diminuindo consideravelmente sua capacidade, pois esta água se transforma em vapor, que faz parte dos gases comprimidos pela bomba. Neste caso, a bomba não estará bombeando apenas os gases do sistema.

Quando se faz vácuo em um sistema que contém água em estado líquido, pode-se usar um sifão frio.

O sifão frio é montado entre o sistema e a bomba de vácuo. Consiste em dois recipientes, onde se coloca mistura de gelo seco e refrigerante R11 ou gelo comum e sal no menor recipiente. No espaço entre os recipientes circulam os gases do sistema. O vapor de água se condensa ao entrar em contato com as paredes frias do recipiente menor. Portanto, o óleo da bomba não é contaminado. É de fácil confecção e pode ser fabricado no campo usando-se materiais comuns.

Não se devem usar manômetros de baixa comuns para medir vácuo e sempre que se fizer vácuo deve-se fazer o teste de estanqueidade.

6.5 Recolhimento do refrigerante (“Pump down”)

O recolhimento de refrigerante consiste em confinar o fluido refrigerante do sistema de refrigeração entre a válvula de descarga do compressor e o registro de líquido do condensador ou do tanque de líquido, quando existente, ou ainda, entre a válvula de descarga do compressor e a válvula solenóide da linha de líquido.

O recolhimento de refrigerante se faz com duas finalidades, uma durante operação normal e outra para serviços.

Durante a operação normal, a finalidade do recolhimento é permitir que o compressor parta com pouca carga e sem risco de admitir líquido oriundo do evaporador no momento da partida. Neste caso o recolhimento é automático.

Quando atingida a temperatura desejada no ambiente refrigerado, o termostato desenergiza a válvula solenóide, que fecha, e o compressor continua funcionando. O líquido é bloqueado pela válvula solenóide. Com isso, a pressão de sucção vai caindo até que o pressostato de baixa desliga o compressor. Quando a temperatura no ambiente refrigerado aumenta, o termostato liga o compressor, e o sistema volta a operar normalmente.

Para serviços como substituição de óleo, substituição de filtros e intervenções no compressor o recolhimento é feito de modo diferente do descrito anteriormente. Neste caso com o compressor desligado fecha manualmente o registro de líquido do condensador ou do tanque de líquido, se existir. Instala-se um manômetro de baixa na válvula de sucção e “jumpeia-se” o pressostato de baixa, pois a pressão de sucção durante o recolhimento será muito menor que a pressão de desarme do pressostato de baixa. Aciona-se o compressor e quando a pressão de baixa desejada for atingida desliga-se o compressor, retirando-se o “jump” do pressostato de baixa. Um minuto após o primeiro recolhimento, repete-se a operação. Após o desligamento do compressor, fecha-se a válvula de serviço de descarga do compressor. Esta repetição se torna necessária, devido à grande quantidade de refrigerante contida no óleo (para um circuito com R22, por exemplo). Qualquer parte do sistema não pressurizada pode então sofrer intervenções. Para retornar à operação, deve-se fazer vácuo nas partes do circuito não pressurizadas e abrir os registros de líquido e a válvula de serviço de descarga do compressor.

A concentração de refrigerante no óleo depende da pressão e da temperatura a que ele está submetido no cárter do compressor. Quanto mais baixa for a temperatura e maior a pressão, maior será a quantidade de refrigerante dissolvido no óleo.

Não é necessária a entrada de refrigerante líquido no cárter do compressor, pois o óleo absorve refrigerante mesmo no estado de vapor até que haja saturação da mistura. Os fabricantes de óleos para refrigeração possuem gráficos indicativos de solubilidade dos refrigerantes nos óleos sob as mais variadas condições.

A presença de refrigerante dissolvido no óleo pode ocasionar sérios danos ao compressor, particularmente naqueles que possuem sistema de lubrificação forçada. Os seguintes fenômenos explicam como esta danificação pode ocorrer: quando o óleo estiver diluído por conter alta porcentagem de refrigerante, haverá a vaporização do mesmo nos mancais, provocando a remoção do filme de óleo e a operação a seco do compressor; e a diminuição da pressão de sucção no momento da partida ocasionará a formação de espuma, devido à evaporação do refrigerante, podendo em casos extremos haver a fuga quase que total do óleo do cárter.

Esses fenômenos ocorrem mais pronunciadamente quanto mais rápida for a queda de pressão no cárter e quanto maior for a pressão do cárter na partida. Para que não ocorram esses fenômenos, duas medidas são recomendadas: Aumentar a temperatura do óleo no cárter em relação aos demais componentes do sistema, como o condensador e o evaporador, o que é conseguido com a colocação de uma resistência de aquecimento do óleo do cárter, controlada termostaticamente ou ligada quando o compressor é parado; Abaixar a pressão do cárter do compressor durante o período de parada do mesmo, a um valor ligeiramente inferior à pressão de sucção normal de trabalho, havendo, desta maneira, no momento de partida, pequeno acréscimo de pressão no cárter, ao invés de haver uma queda. Isso pode ser obtido por intermédio de uma válvula solenóide instalada na linha de líquido, antes do evaporador, comandada pelo termostato da instalação. O compressor será ligado e desligado pelo pressostato de baixa em função da pressão de sucção.

O método recomendado é a combinação dos dois, para que haja uma proteção efetiva do compressor.

O uso do recolhimento de gás evita a formação de espuma no óleo de lubrificação, evitando, conseqüentemente, golpes de líquido ou outros problemas de lubrificação no compressor. Com o recolhimento de gás, a partida do compressor é feita sem carga, não havendo necessidade, em muitos casos, de dispositivos para alívio de partida.

O Recolhimento pode ser realizado nas fases líquida ou gasosa e o armazenamento deve ser feito em tanques ou cilindros retornáveis que atendam normas de segurança e manuseio: Recolhimento Passivo: voltado para pequenas quantidades de fluidos refrigerantes (refrigeradores domésticos, sistemas de ar

condicionado de janela e pequenos splits). É realizado por meio de diferença de pressão entre o aparelho e o equipamento de armazenagem do fluido (que pode ser uma Bolsa Recolhedora ou um Cilindro com vácuo); Recolhimento Ativo: esse método utiliza um equipamento externo que força a sucção do fluido refrigerante do aparelho refrigerador e comprime o fluido (fase gasosa) em um cilindro pressurizado. É o método que garante até 99% de eficiência, e voltado para aparelhos com grande carga de fluido.

Reciclar um fluido refrigerante significa retirar impurezas do fluido contaminado, permitindo que ele seja reutilizado com segurança e eficácia no mesmo aparelho de origem ou em outro aparelho similar. A reciclagem proporciona a filtragem do fluido retirando impurezas como partículas, óleo, umidade e gases não condensáveis. Normalmente a reciclagem é feita por estações de tratamento móveis que recolhem, reciclam e dão carga no sistema utilizando um mesmo equipamento.

É importante notar que a reciclagem não separa fluidos misturados. Por isso recomenda-se nunca misturar diferentes tipos de fluidos em um mesmo tanque ou cilindro no ato do recolhimento.

Existem normas internacionais que disciplinam a reciclagem de fluidos. Essas normas servem para garantir a qualidade da reciclagem bem como determinar níveis de segurança mínimos dos equipamentos de tratamento.

A Regeneração é um processo mais elaborado no tratamento de fluidos refrigerantes contaminados. Por meio dela, o fluido atinge alto grau de pureza, similar ao de um fluido virgem.

As Centrais de Regeneração estabelecidas no âmbito do PNC estão aptas a tratar os fluidos R-12, R-22, R-134a, mistura (blends) de CFCs e HCFCs.

O processo de regeneração é regulado pela Norma Internacional ARI-700. O fluido contaminado é tratado em equipamento com capacidade para filtrar partículas, retirar umidade e acidez, separar gases não condensáveis e óleo.

Para receber a titulação de “Regenerado”, o fluido refrigerante precisa passar por teste laboratorial para atingir um nível de pureza de 99,8% (mesmo nível do fluido virgem ou recém-fabricado). Depois de regenerado, o fluido pode ser usado em qualquer aparelho de refrigeração.

Exija sempre o laudo ou certificado de teste laboratorial do fluido refrigerante. Isso assegura sua origem e qualidade e se reflete no bom

funcionamento do aparelho de refrigeração até mesmo com redução no consumo de energia.

6.6 Problemas com o óleo

O óleo tem a função de lubrificar o compressor (no compressor parafuso, o óleo também tem a função de resfriar e vedar), garantindo seu funcionamento adequado. O fabricante do equipamento recomenda o óleo mais adequado para cada tipo de compressor, e essa recomendação deve ser sempre seguida. O tipo de óleo não deve ser trocado sem consulta prévia ao fabricante do compressor.

Os problemas com o óleo normalmente estão relacionados a: estabilidade do óleo; retorno do óleo; ou diluição do óleo no cárter.

O aperfeiçoamento do óleo e o estudo da interação entre o óleo e o fluido refrigerante têm trazido progressos na solução desses problemas. Os óleos para refrigeração são especialmente elaborados, passam por um alto grau de refinamento para remover impurezas e, em muitos casos, são tratados com aditivos para melhorar sua estabilidade.

Praticamente em todos os circuitos de refrigeração certa quantidade de óleo circula junto com o fluido refrigerante, deixando o compressor e entrando no condensador e tanque de líquido (caso exista). O óleo mistura-se então com o refrigerante líquido e é injetado no evaporador, onde pode ficar retido em pequena ou grande quantidade ou, ainda, retornar rapidamente ao compressor, tudo dependendo do projeto do evaporador e da disposição geométrica da tubulação.

Até que seja atingido o estado de equilíbrio, pode ocorrer diminuição no nível de óleo do cárter durante o início da operação. Neste caso, deve-se parar o compressor e colocar óleo até se obter o nível normal. Nas horas subsequentes, deve-se manter o mesmo cuidado com o nível de óleo até que se atinja uma estabilização total do sistema. Posteriormente, deve-se verificar o nível de óleo pelo menos uma vez por semana.

Além da possibilidade de prejuízos decorrentes da falta de óleo no compressor, os seguintes fatores confirmam a importância de se manter a quantidade de óleo em circulação no sistema de refrigeração em um valor mínimo possível: o óleo pode formar uma película na superfície do evaporador, reduzindo o

coeficiente de troca e calor; e o óleo dissolvido no fluido refrigerante no estado líquido provoca um retardamento na evaporação.

Esses dois fatores resultam em uma redução da pressão de evaporação e na conseqüente redução da capacidade do sistema.

Caso ocorram depósitos de óleo no evaporador e na linha de sucção, esse óleo pode ser arrastado em quantidades apreciáveis para o compressor, provocando golpes de líquido.

No projeto de uma instalação, deve-se prever que sejam obedecidos os seguintes requisitos: a quantidade de óleo enviada para o evaporador deve ser mínima; e o óleo enviado para o evaporador deve retornar rápida e continuamente para o compressor, em proporções tais que não o danifique.

A instalação de um separador de óleo na linha de descarga entre o compressor e o condensador, retém a maior parte do óleo em circulação e o envia para o cárter do compressor. A instalação de uma resistência de aquecimento do óleo do cárter reduz a miscibilidade do refrigerante no óleo durante a parada do compressor, evitando a formação de espuma no óleo durante a partida, bem como a condensação de vapor de refrigerante no cárter do compressor.

CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este estudo em refrigeração levou-me a tecer considerações com respeito à formação do Oficial da Marinha Mercante, em especial do oficial de máquinas. Refrigeração é considerado um sistema auxiliar e não essencial mas se os sistemas frigoríficos não estiverem funcionando corretamente a bordo de uma embarcação mercante afetaremos o moral da tripulação pois estará desagradável de se trabalhar e/ou dormir, não haverá condições de se estocar comida e poderá até ocorrer a parada da embarcação.

Em embarcações modernas onde se utiliza diversos equipamentos eletrônicos poderemos danificá-los, pois estes precisam de uma temperatura controlada pra desempenhar suas funções. Em Navios conteneiros depende-se da refrigeração para manter a carga resfriada. Em suma o Oficial de Máquinas deve dominar refrigeração para melhorar a produtividade da embarcação. Para mim, foi muito proveitoso e gratificante realizar este trabalho, e espero que o mesmo tenha atendido as expectativas esperadas e venha contribuir para os propósitos, que a comunidade marítima deseja, de melhoria e aperfeiçoamento do Ensino Profissional Marítimo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARAUJO, Celso de. **Transmissão de calor**. Rio de Janeiro, LTC – Livros Técnicos e científicos Editora S.A., 1978.

ASHARE E GUIDE AND DATA BOOK. American Society of Heating, **Refrigerating and Air Conditioning Engineers**, 1985 – SI Edition.

ABNT - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Instalações centrais de ar condicionado para conforto**. NB-10. Rio de Janeiro, 1978.

_____. **Condicionador de ar doméstico. Determinação do coeficiente de eficiência energética** – MB-3341. Rio de Janeiro, 1990.

_____. **Instalações centrais de ar condicionado para conforto – Parâmetros básicos de projeto** - NBR 6401. Rio de Janeiro, 1980.

_____. **Unidade compacta ou divisível de condicionamento de ar “Self Contained” tipo industrial ou comercial** – Especificação – EB-269. Rio de Janeiro, 1969.

CREDER, Hélio. **Instalações de Ar Condicionado**. 6º Edição, Rio de Janeiro, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 2004.

KREITH, Frank. **Princípios da transmissão de calor**. Tradução da 3º Edição Americana. Editora Edgard Blücher LTDA. São Paulo, 1977.

WYLEN, Van., SONNTAG, BORGNAKKE. **Fundamentos da Termodinâmica**. Tradução da 5ª Edição Americana, Editora Edgard Blücher LTDA., São Paulo, 1998

ABRAVA – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE REFRIGERAÇÃO, AR CONDICIONADO, VENTILAÇÃO E AQUECIMENTO – **Estatísticas de vendas de ar condicionado central**. São Paulo – SP – Brasil. s.d.

W.F. Stoecker & J.W. Jones – **Refrigeração e Ar Condicionado** – Ed. Mc Graw Hill – 1985

PIRANI, Prof. Dr. Marcelo José **REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO – UFBA**