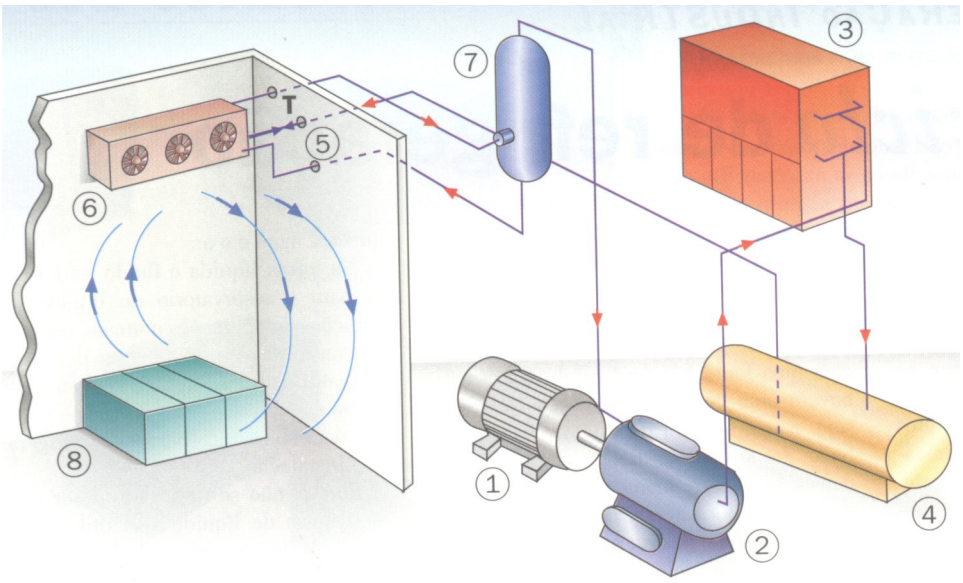
UNIVERSIDADE DE PASSO FUNDO

Faculdade de Engenharia e Arquitetura

Refrigeração e Ar Condicionado



Prof. Eng. MILTON SERPA MENEZES

Passo Fundo - RS, agosto/2005.

PLANO DE ENSINO

(Inserir aqui o Plano de Ensino do seu Curso, que se encontra na mesma pasta)

SUMÁRIO

PLANO DE ENSINO 2
SUMÁRIO 6
1. APLICAÇÕES DE REFRIGERAÇÃO: 9
1.1 Atuação do engenheiro 9
1.2 Aplicações da Refrigeração e Ar Condicionado 9
1.3 Noções Básicas 9
2 PSICROMETRIA : 12
2.1 CARTA PSICROMETRICA: 12
2.2 LINHA DE SATURAÇÃO: 12
2.3 UMIDADE RELATIVA: 13
2.4 UMIDADE ABSOLUTA OU ESPECÍFICA: 13
2.5 ENTALPIA: 14
2.6 VOLUME ESPECÍFICO: 14
2.7 TEMPERATURA DO BULBO ÚMIDO : 14
2.8 FATOR DE CALOR SENSÍVEL: 15
2.9 PROCESSOS: 15
3 CARGA TÉRMICA: 20
3.1 Carga Térmica de Refrigeração: (Sistemas de Refrigeração - Câmaras Frigoríficas) 20
3.2 Condicionamento de Ar 20
3.3 Carga térmica de Aquecimentos: 20
3.4 PARCELA DE CARGA TÉRMICA DE CONDUÇÃO: 20
3.5 CARGA DE INSOLAÇÃO: 20
3.6 CARGA DEVIDO AO AR EXTERIOR: 21
3.7 CARGA TÉRMICA DEVIDO AO PRODUTO: 21
3.8 CARGA TÉRMICA DEVIDO À PESSOAS: 22
3.9 CALOR DEVIDO A ILUMINAÇÃO E EQUIPAMENTOS: 22
4 REFRIGERAÇÃO: 23
4.1 Refrigerante: 23
4.2 Funcionamento : 23
4.3 Propriedades dos Refrigerantes: 24
4.4 Ciclo Básico e Diagrama Pressão x Entalpia: 25
4.5 Parâmetros Mais Importantes: 25
4.6 Cíclos frigoríficos com trocadores de calor: 27
4.7 Ciclo Real de Compressão a Vapor: 28
5 COMPRESSORES: 30
5.1 Tipos de compressores: 30
5.2 Compressores Alternativos: 30
5.3 Compressores de Palheta: 34
5.4 Compressores de Parafuso: 35
5.5 Compressores Centrífugos: 35
5.6 Compressores Scroll: 37
6 CONDENSADORES: 41
6.1 Capacidade dos Condensadores: 41
6.2 Tipos de Condensadores: 41
6.3 Coeficiente Médio de Transferência de Calor: 43
6.4 Coeficiente Global de Transferência de Calor: 44

6.5 Diferença Média Logarítmica de temperatura: 44
6.6 Dimensionamento de Condensadores: 44
7 EVAPORADORES: 46
7.1 Evaporadores de Expansão Direta: 46
7.2 Evaporadores de Expansão Indireta: 47
7.3 Dimensionamento de um Evaporador: 48
7.4 Lavadores de Ar: 48
8 DISPOSITIVOS DE EXPANÇÃO : 49
8.1 Tubos Capilares: 49
8.2 Válvula de Expansão Termostática 50
8.3 Válvula Manual 52
8.4 Válvula de Expansão Constante ou Automática: 52
8.5 Válvulas de Bóia: 52
8.6 Válvulas de Expansão Elétrica: 53
9 REFRIGERANTES: 54
9.1 Compostos Halocarbônicos: 54
9.2 Compostos Inorgânicos 54
9.3 Hidrocarbonetos: 54
9.4 Azeotropos: 54
9.5 Características Termodinâmicas: 55
9.6 Propriedades Físicas e Químicas: 55
9.7 Escolha de Refrigerantes: 55
9.8 Fluídos Alternativos: 56
9.9 Refrigerantes Secundários : 56
10 SISTEMAS MULTI PRESSÃO: 58
10.1 Separador de Líquidos: 58
10.2 Resfriamento Intermediário: 58
10.3 Sistema com Um Evaporador e Um Compressor: 59
10.4 Sistema com Dois Evaporadores e Um Compressor: 59
10.5 Sistema com Dois Compressores e Um Evaporador: 60
10.6 Sistema de Dois Compressores e Dois Evaporadores: 60
10.7 Ciclo Binário ou em Cascata: 61
11 TUBULAÇÕES DE REFRIGERANTE: 63
11.1 Movimento do Óleo: 63
11.2 Sistema com Compressores com Modulação de Capacidade: 64
11.3 Linha de descarga: 64
11.4 Linha de líquido: 64
11.5 Linha de sucção: 65
12 TORRES DE ARREFECIMENTO E CONDENSADORES EVAPORATIVOS: 66
12.1 Torres de Arrefecimento: 66
12.2 Condensadores Evaporativos: 68
13 OUTROS ELEMENTOS DE REFRIGERAÇÃO: 70
14 AR CONDICIONADO: 73
14.1 Conforto Térmico: 73
14.2 Metabolismo Humano: 73
14.3 Trocas Térmicas do Corpo: 73
14.4 Escalas de Conforto 74
14.5 Condições de Projeto: 77

14.6 Tratamento do Ar: 77
14.7 Sistema de Condicionamento de Ar: 77
14.8 Projeto de instalação de ar condicionado: 79
14.9 Dados práticos 82
15 VENTILAÇÃO: 85
15.1 Composição do Ar: 85
15.2 Quantidade de Ar Necessário a Ventilação: 85
15.3 Tipos de Ventilação: 86
15.4 Distribuição do ar em recinto: 88
15.5 Perda de carga em dutos: 88
15.6 6.6. Dimensionamento dos Dutos: 91
15.7 BOCAS DE INSUFLAMENTO: 94
15.8 Filtros: 100
15.9 Ventiladores. 103
16 ISOLAMENTO TÉRMICO: 104
16.1 Propriedades 104
16.2 Isolantes Comerciais 104
16.3 Cálculo da Espessura do Isolamento 105
16.4 Isolamento de Equipamentos e Canalizações: 106
16.5 Espessura Econômica de Isolamento 106
17 OUTROS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO: 107
17.1 Refrigeração por Absorção: 107
17.2 Refrigeração Termoelétrica: 112
17.3 Refrigeração por Adsorção: 113
18 SISTEMA DE CALEFAÇÃO : 114
18.1 Calefação Local: 114
18.2 Calefação Central por Meio de Água Quente: 115
18.3 Elementos de uma instalação de calefação central por meio de água quente: 117
18.4 Circulação da Água : 118
18.5 Calefação Central por Meio de Ar Quente: 118
18.6 Água Quente para Consumo: 118
18.7 Aquecimento Solar de Água: 119
19 OPERAÇÃO DE SISTEMAS FRIGORÍFICOS: 120

1. APLICAÇÕES DE REFRIGERAÇÃO:

1.1 Atuação do engenheiro

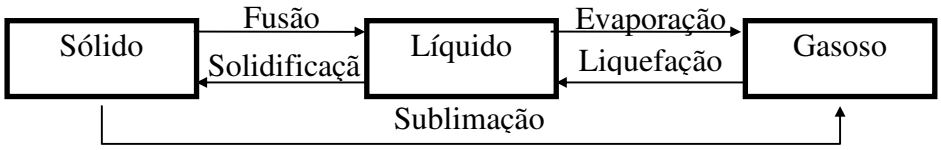
1.2 Aplicações da Refrigeração e Ar Condicionado

1.3 Noções Básicas

- **Energia** - Capacidade de produzir trabalho-Formas de Energia (Kgm, J, Kcal, BTU)
- **Trabalho** - É o produto da força pela (distância) deslocamento produzido por esta força.
- **Potência** - Quantidade de energia utilizada ou um trabalho realizado em um período de tempo. (W, Cv, HP)
- **Temperatura** - Medida do estado de agitação molecular de um corpo. (intensidade de calor)
- **Escalas Relativas**: Celcius -Fahrehneit
- **Conversão de Unidades:**

$$\frac{T_c}{5} = \frac{T_f - 32}{9} = \frac{T_k - 273}{5}$$

- **Escalas Absolutas**: No zero absoluto cessa o movimento vibratório molecular e as partículas estão mais próximas.
- **Calor**: É uma forma de energia $\rightarrow$kcal $\rightarrow$BTU
- **Frio**: É uma relativa ausência de calor
- **Transmissão de calor**: O calor sempre flui do corpo mais quente p/ o mais frio.
  - Condução: Transmissão de partícula em partícula.
  - Convecção: Transferência através de um fluido (convecção forçada ou natural)
  - Radiação: Transferência em forma de ondas.
- **Calor Específico**: É a energia necessária para elevar em 1 ^oK (ou ^oC) a temperatura de 1g de uma substância.
- **Entalpia:** É uma propriedade das substâncias que indica sua quantidade de calor.
- **Entropia**: É a medida das trocas de energia de um sistema com o meio. É a medida do grau em que energia de um sistema é imprestável.
- **Calor Sensível**: Calor que varia a temperatura.
- **Calor Latente**: Calor que varia o estado.
- **Mudança de Estado**:



- **Medida de calor Sensível e Latente**:
  Ex.: Cálculo das quantidades de calor necessário para o aquecimento de 1 Kg de água a 20 ^oC até vapor a 150 ^oC.
  Água 20 a 80 ^oC

$Q_s = m.c\,(T_2 - T_1)$	m = 1kg
$Q_s = 1.1.60 = 60$ Kcal/h	c = 1 Kcal / Kg ^oC
	$T_1 = 20\ ^OC$
	$T_2 = 80\ ^OC$

Água de 80 a 100 °C
$Q_s = 1.1.20 = 20$ Kcal/h.
50 % da Água a 100 °C tornando-se Vapor a 100 °C

$Q_L = m(h_4 - h_3)$	m = 1Kg
	h_3 = 101.8 Kcal/Kg
$Q_l = 1.(370-101,8)$	h_4 = Supondo que a metade evaporou-se
Q_l = 268,3 Kcal	h_5 = 638,4 Kcal/Kg
	$h_4 = \frac{h_3 + h_5}{2} = 370,1\ Kcal/Kg$

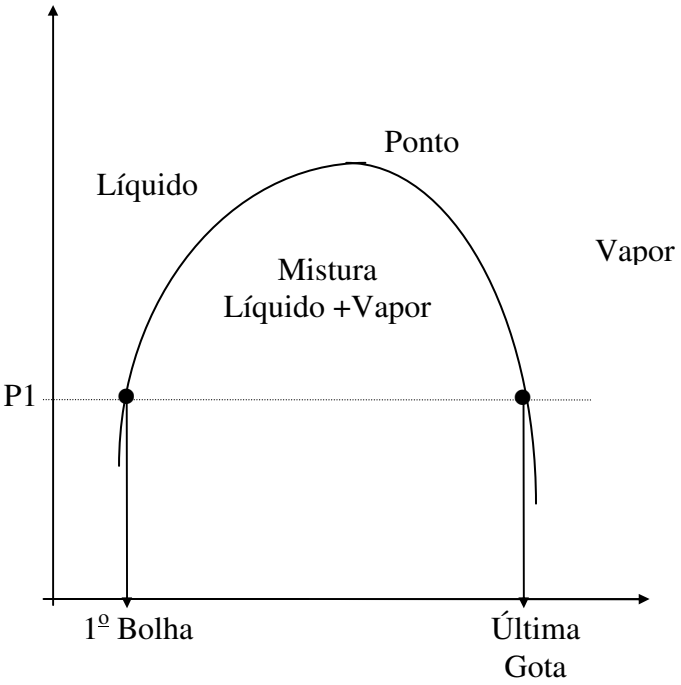
+50 % da Água a 100 °C tornando-se Vapor a 100 °C

$Q_l = 1.(638,4-370,1)$	m = 1 kg
Q_l = 268,3 Kcal	h_5 = 638,4
	h_4 = 370,1

- Vapor a 100 °C até vapor a 150 °C

$Q_s = 1.0,5.50$	m = 1 kg
Qs = 25 Kcal	c(vapor)= 0,5 kcal/ Kg °c
	T_6 = 150 °c
	T_5 = 100 °c

- **Curva De Saturação**



- **Título**: É a fração de vapor na mistura líquida + vapor.
- **Vazão**: Vazão mássica: é a vazão em massa na unidade de tempo. Ex.: Kg/s
  Vazão volumétrica: é a vazão em volume na unidade de tempo. Ex.: m^3/s
- **Arrefecimento** ⇨ Diminuição da temperatura até a temperatura ambiente.

- **Resfriamento** ⇨ Diminuição da temperatura até antes da temperatura de congelamento.
- **Congelamento** ⇨ Diminuição da temperatura até abaixo da temperatura de congelamento.
- **Tonelada de Refrigeração (TR)** ⇨ Quantidade de calor necessário para transformar uma tonelada de gelo a 0 ºC em água a 0 ºC.
- **Densidade e Volume Específico:** A densidade de um Fluido é a massa que ocupa uma unidade de volume. O volume específico é o volume ocupado pela unidade de massa.
- **Lei dos Gases Perfeitos:** $pv=RT$ | P = pressão absoluta (Pa); v = Volume específico (m^3/Kg); R = constante do gás = 287 J/Kg.K para o ar e 462 J/Kg.K para a água; T = Temperatura Absoluta
- **Mistura de Gases:**
  - Em uma mistura de gases, desde que não haja afinidade química entre os componentes, cada gás segue a própria equação de estado físico, independente da presença dos demais.
  - A pressão total de uma mistura de gases é igual a soma das pressões parciais de seus componentes.
  - Em uma mistura de gases, a soma tanto dos pesos como dos volumes de seus componentes é igual, respectivamente, ao peso e ao volume da mistura.

EQUIVALÊNCIA ENTRE AS UNIDADES DO SISTEMA INGLÊS E DO SISTEMA INTERNACIONAL DE UNIDADES (SI)

1 TR = 3.024 Kcal
1TR = 12.000 BTU
1TR = 3.516 kW

Energia, calor, potência

1 W = $\frac{J}{s}$
1 J = 1 W · s = 1 N · m
1 J = 10^7 ERG
1 BTU = 1055,4 J
1 BTU = 1055,4 W · s
1 BTU = 1055,4 N · m
1 BTU = 252 cal
1 BTU = 0,252 Kcal
1 BTU = 778,161 ft · lbf
1 BTU/h = 0,2931 W
1 BTU/h = 0,2931 · 10^{-3} kW
1 BTU/h = 3,93 · 10^{-4} HP
1 BTU/h°F = 0,5274 W°C
1 BTU/h ft°F = 1,7303 W/m°C
1 BTU/lb = 2325,9 J/kg
1 BTU/lb°F = 4186,69 J/kg°C
1 BTU/h°F = 0,5274 W/°C
1 BTU/h ft² = 3,1537 W/m²
1 BTU/h ft²°F = 5,6767 W/m²°C
1 cal = 4,1868 J (ou W · s ou N · m)
1 kcal = 4186,8 J ou 4,1868 kJ
1 kcal/h = 1,163 W
1 cal = 3,968 · 10^{-3} BTU
1 kcal = 3,968 BTU
1 W/°C = 1,8961 BTU/h°F
1 h°F/BTU = 1,896°C/W
1 HP = 550 ft · lbf/s
1 HP = 745,7 W
1 HP = 1,014 cv
1 cv = 736 W = 75 kgfm/s
1 kw-h = 3413 BTU
1 kw-h = 860 kcal
1 TR = 12 000 BTU/h · 3,52 kW
1 TR ≅ 3 024 kcal/h

Pressão

1 kg/cm² = 14,22 psi
1 psi = 0,070307 kg/cm² ≈ 7 kPa
1 kgf/cm² = 100 kPa
1 mm Hg = 133,3 Pa
1 Pa = 1 N/m²
1 kPa = 10^{-2} kgf/cm²
1 atm = 1,0132 bar
1 bar = 10^5 N/m²
1 atm = 101325 N/m² = 101,325 kPa
1 atm = 1,033 kgf/cm² = 14,7 psi
1 kPa = 10^{-1} m H_2O
1 atm ≅ 10^5 Pa
1 atm = 10,33 m de CA
1 atm = 34 ft de CA
1 m H_2O = 10^4 Pa = 1 dbar

Diversos

1 CFM = 0,0283 MCM
1 CFM = 1,698 m³/h ≈ 1,7 MCH

$$\Delta^\circ C = \frac{5}{9}\Delta^\circ F \qquad ^\circ C \simeq \frac{5}{9}(^\circ F - 32)$$

1 BTU · in/h ft²°F = 0,144 W/m°C =
= 2,583 kcal m/hm²°C
1 FPM = 5,08 · 10^{-3} m/s
1 BTU/h ft°F = 1,488 kcal/h m°C =

2 PSICROMETRIA :

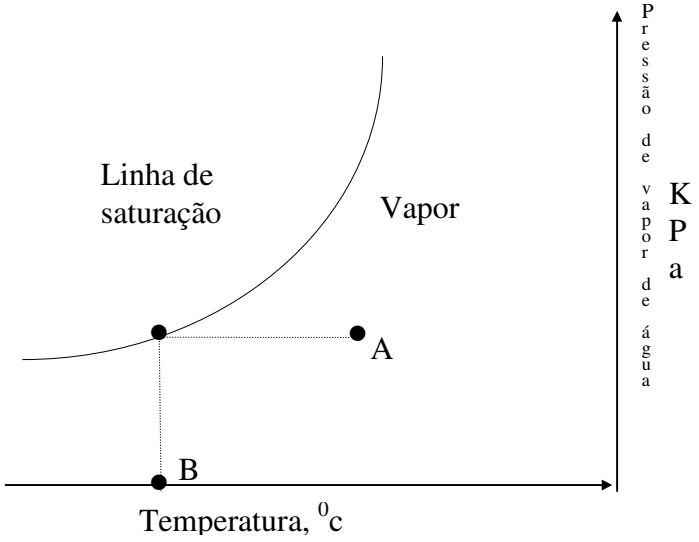
Psicrometria é o estudo das misturas de ar e vapor de água. O ar ambiente é uma mistura mecânica de gases e vapor de água, resultando daí a importância da psicrometria. Em alguns processos a água deve ser removida do ar, e em outros adicionada.

2.1 CARTA PSICROMETRICA:

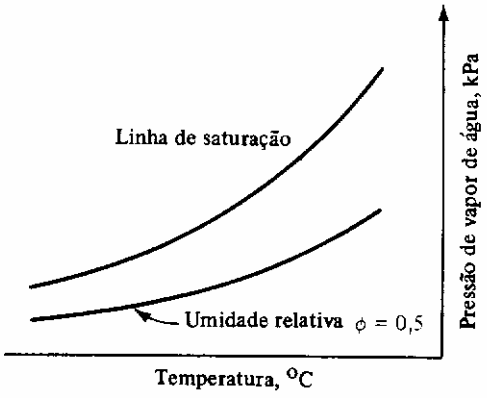
A carta Psicrométrica inter-relaciona inúmeras grandezas da mistura de ar e de vapor de água de grande aplicação em cálculo de refrigeração e ar condicionado. O uso destes diagramas permite a análise gráfica de dados e processos psicrométricos facilitando assim a solução de muitos problemas práticos referentes ao Ar, que de outro modo requerem soluções matemáticas mais difíceis.

2.2 LINHA DE SATURAÇÃO:

As Cartas Psicrométricas apresentam como coordenadas a temperatura **t**, no eixo das abcissas e a pressão de saturação do vapor da água Ps (provisoriamente) no eixo das ordenadas.



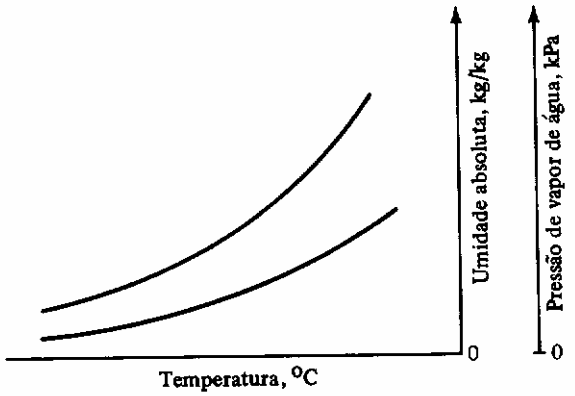
A presença de Ar no vapor de água não altera o comportamento deste. A região de importância da carta será aquela limitada pelo eixos de coordenadas e a linha de saturação. Se o estado da mistura se dá sobre a linha de saturação o ar diz-se saturado, significando que uma redução adicional da temperatura causará uma condensação do vapor da água do Ar. À direita da linha de saturação o Ar não é saturado. Se o ponto A representa o estado do Ar, a temperatura da mistura deverá ser reduzida até a temperatura B para que a condensação tenha início. Diz-se que o Ar no estado A tem uma temperatura de orvalho B.



Linha de umidade relativa.

2.3 UMIDADE RELATIVA:

A umidade relativa, é definida como sendo a razão entre a fração molar do vapor de água no Ar úmido e a fração do vapor de água no Ar saturado a mesma temperatura ou ainda pela fórmula



A umidade absoluta, *W*, como ordenada.

$$\varnothing = \frac{\text{Pressao parcial do vapor de agua}}{\text{Pressao de saturacao de agua pura a mesma temperatu ra}}$$

2.4 UMIDADE ABSOLUTA OU ESPECÍFICA:

A umidade absoluta, é a massa de água contida em um Kg de ar. A determinação da umidade absoluta pode ser feita com a equação dos gases perfeitos:

$$m = \frac{P.V}{R.T}$$

$$W = \frac{m_{\text{vapor de agua}}}{m_{\text{ar seco}}} = \frac{P_s V / R_s T}{P_a V / R_a T} = \frac{P_s / R_s}{P_a / R_a}$$

Como $P_t = P_a + P_s$

$$P_a = P_t - P_s$$

$$W = \frac{P_s / R_s}{(P_t - P_s) / R_a}$$

Onde :

W = Umidade Absoluta (Kg $_{\text{de vapor}}$/Kg $_{\text{de Ar}}$)

V = Volume da Mistura (m^3)

P_t = Pressão Atmosféric a (Pa)

P_a = Pressão Parcial do Ar Seco (Pa)

P_s = Pressão Parcial do Vapor (Pa)

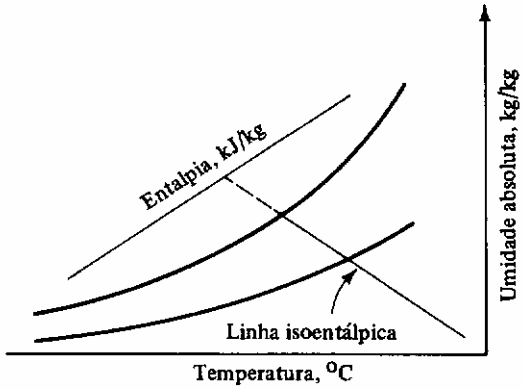
R_a = Constante de Gás do ar Seco (287 J/Kg.K)

R_s = Constante de Gás do Vapor (461,5 J/Kg.K)

T = Temperatua Absoluta (K)

Introduzin do os Valores teremos :

$$W = \frac{287}{461,5} \frac{P_s}{P_t - P_s}$$



Linha isoentálpica.

2.5 ENTALPIA:

A entalpia de uma mistura de ar seco e vapor de água é a soma das Entalpias dos componentes.

$$h = c_p.T + Wh_g \text{ (kJ / kg)}$$

c_p = Calor especifico a pressao constante do ar seco = 1,0 kJ / kg.K

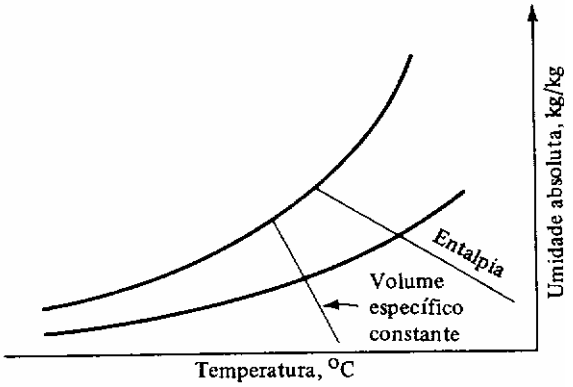
T = Temperatura da mistura

h_g = Entalpia do vapor saturado `a temperatura da mistura kJ / kg

2.6 VOLUME ESPECÍFICO:

A equação dos gases perfeitos pode ser utilizada para a obtenção de volume específico e é definido como o volume em m^3 de mistura por Kg de Ar, ou ainda, como sendo o volume em m^3 de Ar seco por Kg de Ar seco, uma vez que os volumes ocupados pelas substâncias individualmente são:

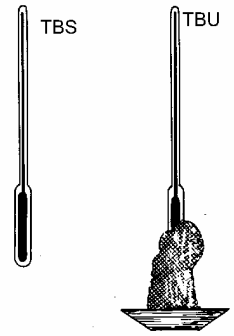
$$v = \frac{R_a.T}{P_a} = \frac{R_a.T}{P_t - P_s} \text{ (m}^3 / kg)$$

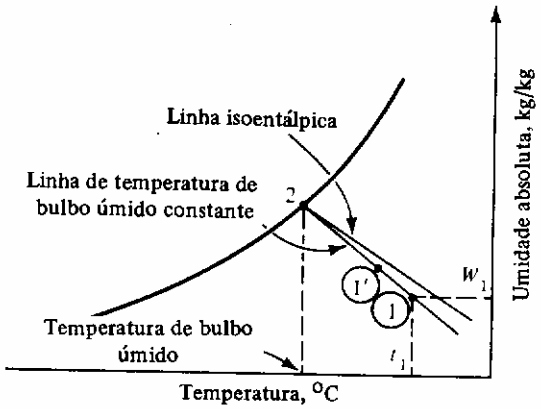


Linha de volume específico constante.

2.7 TEMPERATURA DO BULBO ÚMIDO :

A temperatura do Bulbo Úmido depende da temperatura do bulbo seco e da umidade relativa do Ar, pois é a medida da relação entre as temperaturas de bulbo seco e a temperatura do orvalho do Ar.





Linha de temperatura de bulbo úmido termodinâmica constante.

Quando o Ar não saturado entra em contato com a água, esta evaporará no Ar a uma taxa proporcional à diferença de pressão entre a pressão de vapor da água, e a pressão

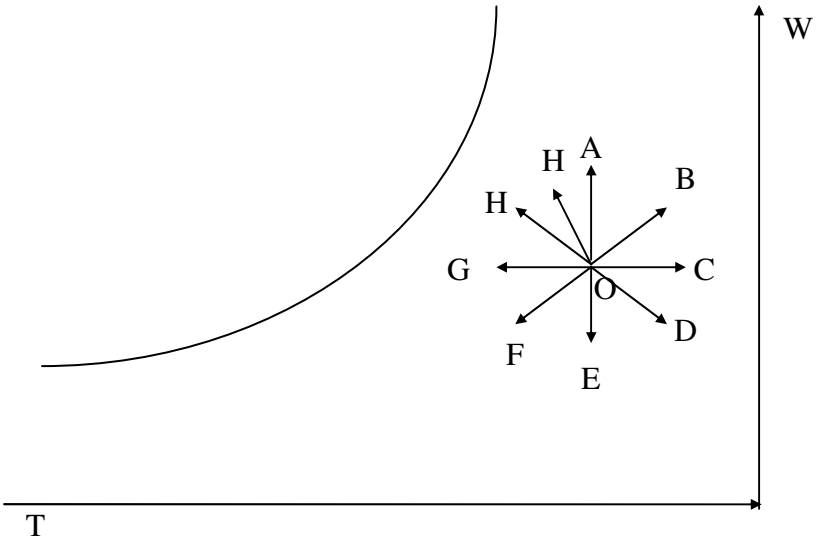
do vapor do vapor de água no Ar. Por isso, quando um termômetro de bulbo úmido é movimentado no Ar, a água evaporará do feltro refrigerando assim a água remanescente no mesmo e o bulbo do termômetro, a alguma temperatura abaixo da temperatura do bulbo seco do Ar.

2.8 FATOR DE CALOR SENSÍVEL:

O Fator de Calor Sensível é a relação entre o calor sensível e o calor total do processo. Obtém-se a linha do fator sensível traçando uma linha paralela a linha FCS.

2.9 PROCESSOS:

Os processos com ar úmido podem ser representados graficamente em uma carta Psicrométrica, onde podem ser facilmente interpretadas. Da mesma forma a carta pode ser utilizada na determinação da variação de propriedades tais como temperatura, umidade absoluta e entalpia que ocorre em processos, os processos mais comuns são:



$\overrightarrow{AO}$ –Umidificação sem Aquecimento: Se obtém através da injeção de vapor saturado.

$\overrightarrow{OB}$ - Umidificação com Aquecimento: Se obtém com a injeção de vapor superaquecido.

$\overrightarrow{OC}$ - Aquecimento Sensível: Pode ser obtido com a passagem do ar através de uma serpentina quente, resistências elétricas aletadas, serpentina de ar condicionado funcionando em ciclo reverso, estufas, etc.

$\overrightarrow{OD}$ - Desumidificação Química: O vapor de água é absorvido ou absorvido por uma substância higroscópica.

$\overrightarrow{OE}$ - Desumidificação: É obtido com a combinação de dois processos $\overrightarrow{OF}$ e $\overrightarrow{OC}$

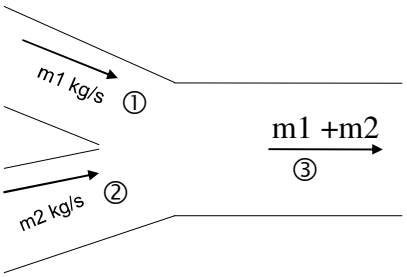
$\overrightarrow{OF}$ - Resfriamento com Desumidificação: Pode ser obtida através da passagem do ar em uma superfície (serpentina) com temperatura inferior ao ponto de orvalho.

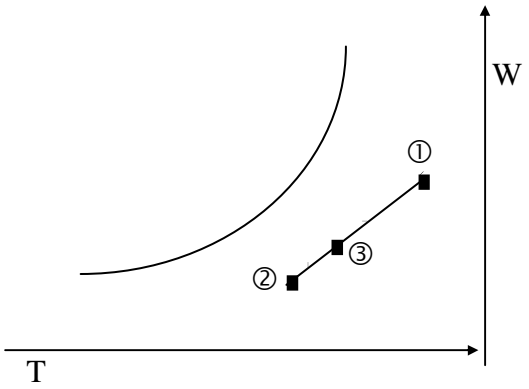
$\overrightarrow{OG}$ - Resfriamento Sensível: Se obtém com da passagem do ar em uma serpentina com temperatura superior ao ponto de orvalho (antes do início da condensação).

$\overrightarrow{OH}$ - Umidificação Adiabática: É obtido com a injeção de gotículas de água em um sistema isolado, com a temperatura da água a temperatura de saturação Adiabática - Câmara de Aspersão.

$\overrightarrow{OI}$ - Umidificação com Aquecimento: É obtido com a injeção de gotículas de água.

Mistura de Duas Correntes de Ar:





Um dos processos Psicrométricos mais freqüentemente encontrado, é a mistura de duas ou mais correntes de Ar com condições iniciais diferentes, em tais casos, a condição da mistura resultante é prontamente determinada através do uso de uma simples comparação massa energia.

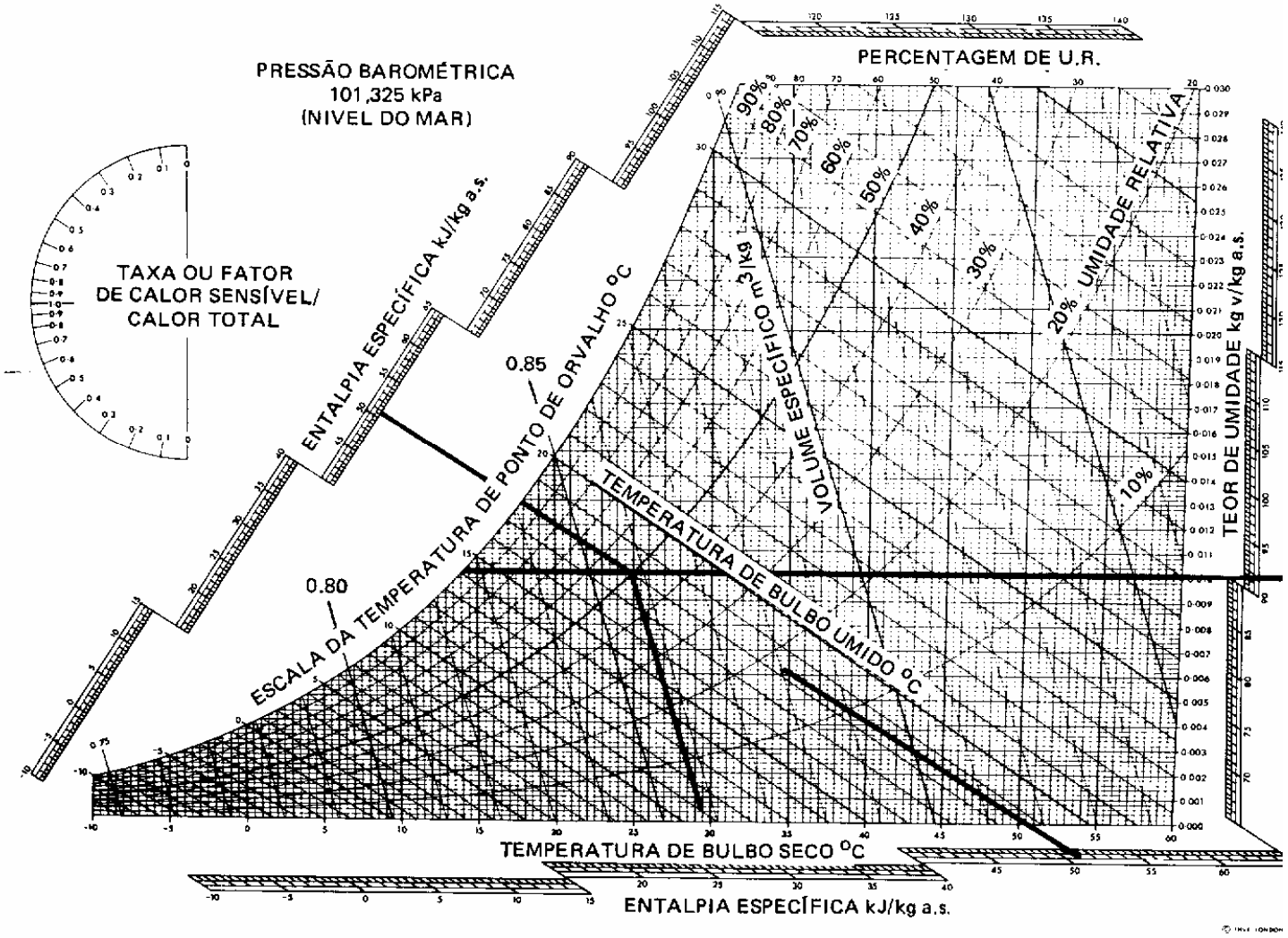
Por exemplo na figura abaixo é mostrada a mistura de m_1 Kg/s de Ar no estado 1 com m_2 Kg/s de Ar no estado 2.

A mistura resultante encontra - se no estado 3, mostrado na carta Psicromértrica abaixo. Aplicando-se as equações de conservação de energia e de massa $m_1h_1 + m_2h_2 = (m_1 + m_2)\ h_3$ mostra que a entalpia é a média ponderada das entalpias que se misturam. Para as demais propriedades segue a mesma regra da conservação de massa do qual se obtém:

$m_1w_1 + m_2w_2 = (m_1 + m_2)\ w_3$

$m_1T_1 + m_2T_2 = (m_1 + m_2)\ T_3$

PROPRIEDADES DO AR E CARTA PSICROMÉTRICA



EXERCÍCIOS

1) Determine a umidade absoluta de ar com 60% de umidade relativa e uma temperatura de 30^0C, para uma pressão barométrica padrão de 101,3 kpa.

2) Determine o ponto sobre a linha isoentálpica de 95 kJ/kg correspondente a uma temperatura de *50^0C.*

3) Qual é o volume específico de uma mistura ar-vapor de água cuja temperatura é de 24 ^{o}C e a umidade relativa de 20%, à pressão barométrica padrão?

4) Uma amostra de ar apresenta uma temperatura de bulbo seco de 30^0C e uma temperatura de bulbo úmido de *25^0C.* A pressão barométrica é de 101 kpa. Usando as tabelas de vapor e as Equações determine: (a) a umidade absoluta se o ar é saturado adiabaticamente, (b) a entalpia do ar se este é adiabaticamente saturado; *(c)* a umidade absoluta da amostra pela Equação *(d)* a pressão parcial do vapor na amostra, e *(e)* a umidade relativa. *Resp.: (a)* 0,0201 kg/kg, *(b)* 76,2 kJ/kg, *(c)* 0,0180 *kglkg; (d)* 2840 Pa, *(e) 67%.*

5) Em um sistema de ar condicionado uma corrente de ar externo é misturada a outra de ar de retorno à pressão atmosférica de 101 kPa. A vazão de ar externo é de 2kg/s e suas temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido são iguais a **35 ^{o}C** e 25 ^{o}C. O ar de retorno, a 24 ^{0}C e 50% de umidade relativa, apresenta uma vazão de *3kg/s*. Determine (a) a entalpia da mistura, *(b)* a umidade absoluta da mistura, *(c)* a temperatura de bulbo seco da mistura a partir das propriedades determinadas nas partes (a) e *(b),* e *(d)* a temperatura da mistura pela média ponderada das temperaturas das correntes de entrada. *Resp.(a)* 59,lkJ/kg; *(b)* 0,01198 kg/kg; (~ 28,6^0C; *(d)* 28,4^0C.

6) Um ar à temperatura T*BS* = 2 ^{o}C e umidade relativa de 60% é aquecido através da passagem em uma bobina para T*BS* = *35^0C* (Acréscimo de calor sensível). Achar: para T*BS* = 35^0C, a temperatura T*BU* e a umidade relativa, bem como a quantidade de calor adicionada ao ar por kg de ar fluente.

7) Um ar à temperatura T*BS* = 28^0C e *UR* = 50% é resfriado até a temperatura TBS= 12^{o}C e TBU= 11 ^{o}C.

Achar:
(a) o calor total removido;
(b) a umidade total removida;
(c) a razão de calor sensível no processo

8) Num ambiente Condicionado, o ar deve permanecer a 26 ^{o} C e a Umidade relativa a 45 %. Determinar a temperatura que o ar deixa o evaporador, supondo-se que seja saturado.

9) Em uma instalação de ar condicionado temos a seguintes condições:

Internas: TBS= 25,5 ^{o}C e umidade relativa = 50 %
Externas TBS= 34 ^{o}C e TBU= 27,2 ^{o}C
A percentagem do ar exterior é 20% do total. Quais as temperatura TBS e TBU da mistura?

10) As condições do ar exterior são: T*BS* 34^0C e umidade relativa *65%*. . As condições a serem mantidas no recinto são T*BS* = 26^0C e umidade. relativa 45%. Se a vazão de ar é de 125 m^3, queremos saber a umidade que precisa ser eliminada dos equipamentos de refrigeração e a

capacidade deste equipamento.

11) Uma sala tem um ganho de calor sensível de 3,6 Kw e um ganho de calor latente de 1,2 Kw. Ache o fator de calor sensível.

3 CARGA TÉRMICA:

Carga térmica é a quantidade de calor que deve ser retirada ou fornecida a um local ou sistema, na unidade de tempo, objetivando a manutenção de determinadas condições térmicas.

3.1 Carga Térmica de Refrigeração: (Sistemas de Refrigeração - Câmaras Frigoríficas)

- Condução ou penetração
- Infiltração de ar
- Produto
- Iluminação
- Motores e equipamentos
- Pessoas

3.2 Condicionamento de Ar

- Insolação
- Condução
- Pessoas
- Infiltração de Ar
- Renovação de ar
- Iluminação
- Equipamento

3.3 Carga térmica de Aquecimentos:

- Condução
- Infiltração de Ar
- Parcela a Diminuir

  (Que Ajudam no Aquecimento)

$$\begin{cases} Pessoas \\ Iluminacao \\ Equipamentos \end{cases}$$

3.4 PARCELA DE CARGA TÉRMICA DE CONDUÇÃO:

Esta é uma parcela de calor sensível transmitido através das superfícies que limitam o ambiente.

$$\boxed{Q_a = \sum (K.A.\Delta T)} \quad \text{(Kcal / h)}$$

K →coeficiente global de transmissão de calor (Kcal/m^2 h ^{0}k) ver (Tab I e J da Springer)
A →área em m^2
Δt→Diferença entre a temperatura do ambiente externo (te) e a temperatura desejada no ambiente (ti) = (te - ti)

3.5 CARGA DE INSOLAÇÃO:

Esta é uma parcela de calor sensível devido a energia de radiação solar.

$$Q_b = \sum (K.A.\Delta T')$$

Onde: Δt'→ é a diferença de temperatura hipotética, dita de insolação, que varia com:
→coordenadas geográficas do local (latitude)
→hora do dia
→orientação da superfície
→cor da superfície
Δt'→ Ver tabelas F e G da Springer

3.6 CARGA DEVIDO AO AR EXTERIOR:

É a parcela de calor trocado devido ao ar exterior que se introduz no ambiente através das frestas; portas ou para renovação do ar no ambiente, sendo uma parte calor sensível e outra latente.

$$Q_c = V.\gamma.\Delta \text{ h}$$

V→volume de ar que se introduz no ambiente em m^3 /h.
→Para câmaras frigoríficas $V = V_{c.}\, n$ onde Vc = volume da câmara
n = Tab. 2 (Coleção Técnica) em função do tamanho da Câmara
→Para ar condicionado a Portaria nº 3523/98 do Ministério da Saúde fixa renovação de ar exterior em 27 m^3/pessoa. A TAB. 4 para a determinação da renovação de ar. A TAB. 8 da NBR-6401 determina infiltração através de frestas;
$\wp$→ Peso específico do ar ≅ 1,2 kg /m^3
Δh→ É a diferença de entalpia do ar exterior e o ar interior do ambiente (através da carta psicrométrica)

Outra forma de calcular é através das equações a seguir:

$$Q_{cs} = V\gamma\ c(t_e - t_i) \cong 0{,}288 V m^3/h\ (t_e - t_i)\ \ \text{(Kcal/h)}$$
$$Q_{cl} = V\gamma\ r(W_e - W_i) \cong 0{,}72 V m^3/h\ (x_e - t_i)\ \text{(Kcal/h)}$$

r - calor de vaporização
W_e- unidade de ar em kg/kg ar seco do ar exterior
c - calor específico do ar
W_i - unidade do ar em kg/kg ar seco do ar desejado no ambiente.

3.7 CARGA TÉRMICA DEVIDO AO PRODUTO:

A carga térmica do produto é aquela formada pelo calor que deve ser retirado do produto a ser refrigerado e pode ser constituída pelas seguintes parcelas:

- Calor sensível de refrigeração antes do congelamento.
- Calor latente de congelamento.
- Calor sensível de refrigeração após o congelamento.
- Calor vital (para os vegetais).

Os três (03) primeiros podem ser englobados na expressão:

$$Qd_1 = G[c(t_i - t_o) + r + c'(t_o - t_f)]$$

G - Peso do produto em trânsito p/ unidade de tempo (Kg/h)
t_i - Tempo inicial do produto
t_o - Temperatura de congelamento do produto (Tab. 4. - Coleção Técnica)
t_f - Temperatura final do produto
r - Calor Latente de congelamento do produto (Tab. 4 - Coleção Técnica)
c - Calor específico do produto antes do congelamento
c'- Calor específico do produto após o congelamento

Qd_2 - O calor vital que resulta do metabolismo dos vegetais, onde consomem O_2 e produzem CO_2 e vapor de água é encontrado em tabelas (Tab. 4 - Coleção Técnica).

3.8 CARGA TÉRMICA DEVIDO À PESSOAS:

Todo o ser humano libera calor sensível e calor latente que variam com a temperatura e a atividade do indivíduo (ver tab. 12 - NBR-6401).

$Q_e = n.q$ | n → nº de pessoas (A NBR-6401 traz valores p/ ocupação).
q → calor liberado por pessoa e p/ hora (tab. 12 - NBR-6401).

3.9 CALOR DEVIDO A ILUMINAÇÃO E EQUIPAMENTOS:

Calor dissipado pelas luminárias e equipamentos.

$Q_{f_1} = 0{,}86.P$ | P → Potência instalada em watts (para ar condicionado) Tab-10 da NBR-6401 fornece potência das luminárias em função da área.

$Q_{f_2} = \frac{636N}{\eta}$ | N → Potência em CV
n → rendimento do motor
A TAB-11 da NBR-6401 traz valores de calor dissipado por diversos equipamentos.

CARGA TÉRMICA TOTAL

$$Q_T = Q_a + Q_b + Q_c + Q_d + Q_e + Q_f$$

4 REFRIGERAÇÃO:

Definição: É a transferência de calor de um lugar onde não é desejado para um lugar onde não sofre objeções.

Refrigeração mecânica por meio de vapores: Consiste na alimentação contínua de líquido frigorígeno, o qual por vaporização retira calor do meio a refrigerar.

4.1 Refrigerante:

Na prática um refrigerante é um fluido que absorve calor evaporando-se a baixa temperatura e pressão e cede calor condensando-se a uma alta temperatura e pressão.

- A ciência da refrigeração baseia-se no fato de que um líquido pode vaporizar a qualquer temperatura que se deseje, alternando-se a pressão que sobre ele se exerce.

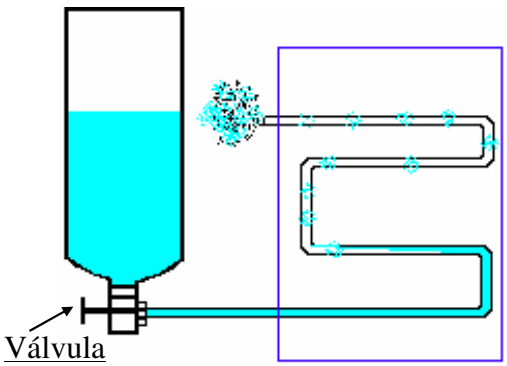
  A água ferve a pressão atmosférica: 101,325 KPa → à 100^0C
  7,3874Kpa → 40^0C
  0,872Kpa → 5^0C
  200 Kpa → 120^0C

- Os líquidos que fervem a temperaturas baixas constituem o meio mais conveniente para remover calor.
- Quando líquidos são evaporados, são absorvidas grandes quantidades de calor.
- Muitos líquidos utilizados como refrigerantes fervem a temperaturas inferiores à -20 ^{0}C as condições de pressão atmosférica. Ex.:

  Cloreto de Metíla: - 23,8 ^{0}C
  Refrigerante 12: - 29,8 ^{0}C
  Amônia: - 33,3 ^{0}C
  Refrigerante 22: - 40,8 ^{0}C

- Cantil - é o sistema de refrigeração mais elementar que existe.
- Similarmente temos um sistema de refrigeração, quando permitimos que um líquido refrigerante (sob pressão) saia de um recipiente e se vaporiza dentro de uma serpentina.

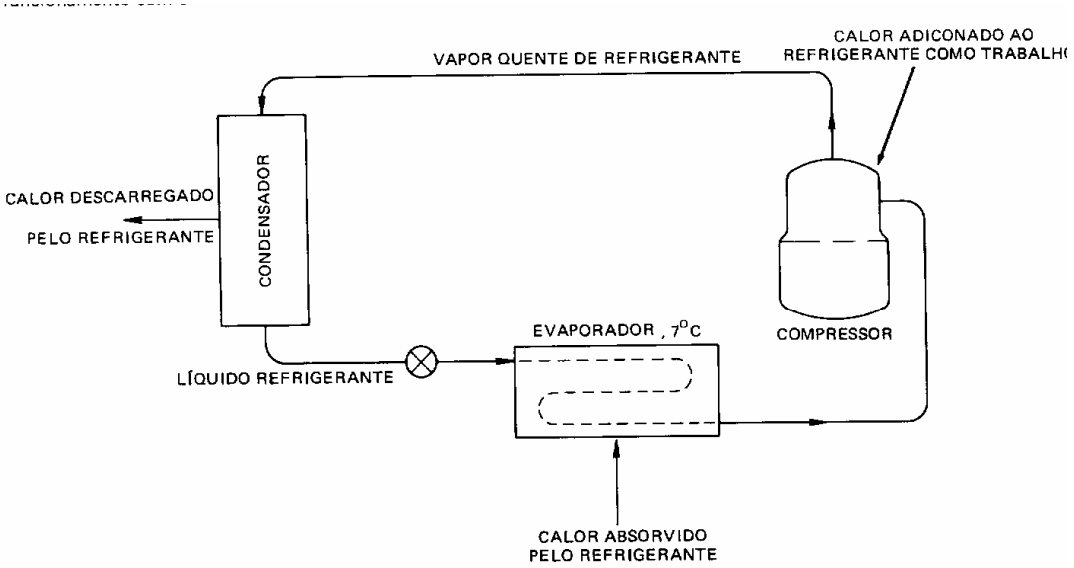
Este seria um Sistema Ineficiente e impraticável, apenas tem o objetivo de mostrar de maneira simples de refrigeração.



4.2 Funcionamento :

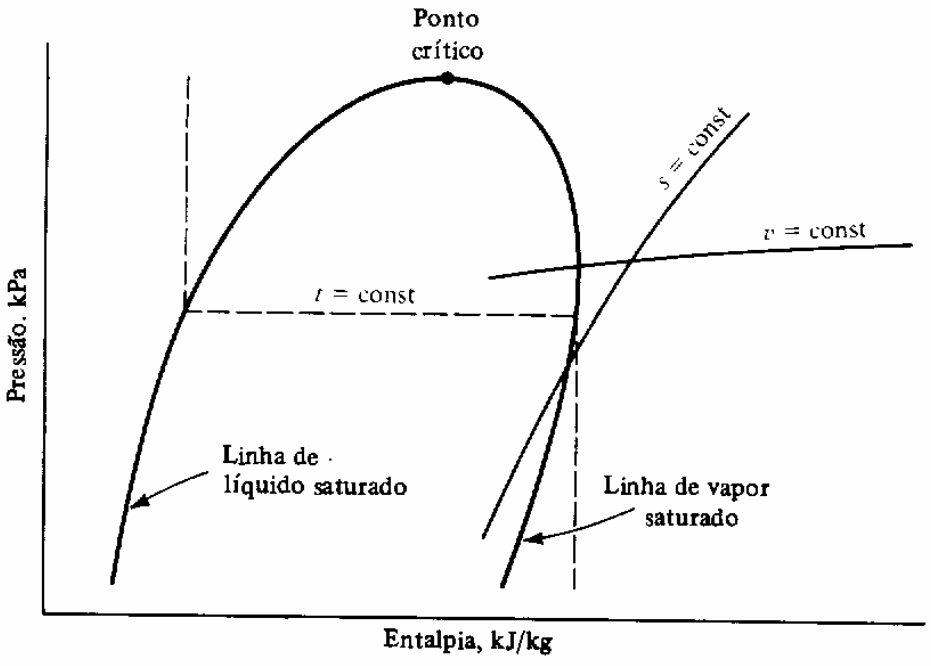
O refrigerante deve ser fornecido a um evaporador ou serpentina no estado líquido porque só a evaporação pode absorver grande quantidade de calor. O refrigerante na forma de vapor deverá ser reduzido a líquido antes de ser utilizado de novo.

Assim deve-se condensar o vapor de refrigerante, transferindo-se para qualquer outro meio (água ou ar) o calor Latente fornecido pelo vapor durante a condensação. No caso a água ou ar devem estar a temperatura inferior à temperatura de condensação do refrigerante. Como as temperaturas de condensação e vaporização são as mesmas e geralmente baixas, deve-se então aumentar a sua pressão de modo tal que sua temperatura de condensação seja superior a temperatura da água ou ar disponível. Para este fim há a necessidade de um compressor



4.3 Propriedades dos Refrigerantes:

As propriedades dos diferentes refrigerantes podem ser relacionados em tabelas ou diagramas. Desta forma com duas variáveis termodinâmicas poderão ser encontrados todas as outras propriedades.

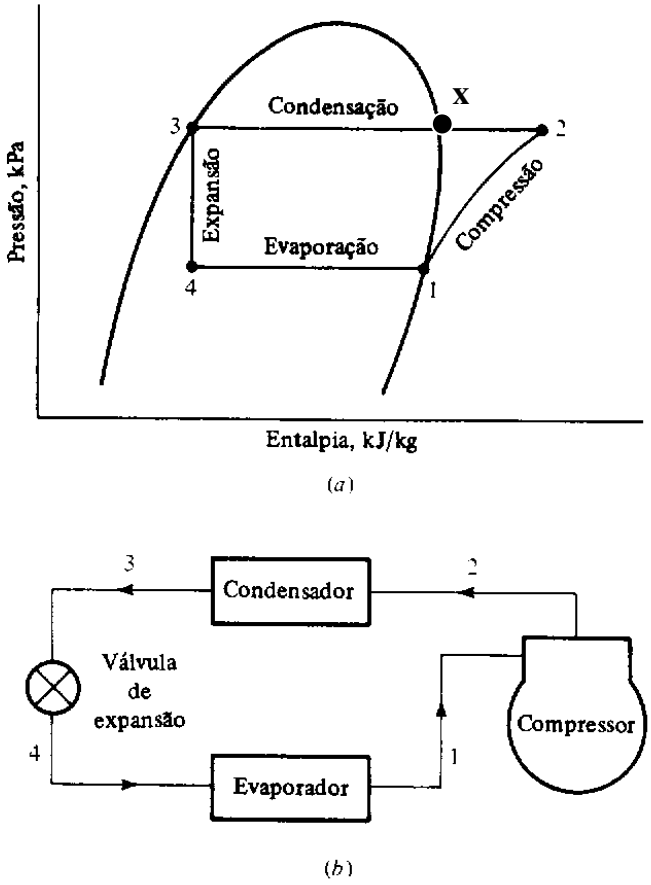


O diagrama pressão-entalpia de um refrigerante.

4.4 Ciclo Básico e Diagrama Pressão x Entalpia:

Este diagrama é muito útil no estudo de ciclos de refrigeração, onde são indicados graficamente valores de diversas tabelas, sendo assim fácil de visualizar as variações que ocorrem quando o refrigerante passa de uma parte do ciclo para outra.

São apresentados neste diagrama linhas de vapor e líquido saturado, linhas isotérmicas, isoentrópicas de volume específico constante.



(*a*) O diagrama pressão-entalpia do ciclo padrão de compressão a vapor; (*b*) esquema do ciclo.

Processos Termodinâmicos:

1-2→Compressão isoentrópica

2-3→De 2 a X: resfriamento isobárico, de X a 3: condensação isobárica e isotérmica

3-4→ Expansão adiabática ou isoentalpica

4-1→Evaporação isobárica e isotérmica.

4.5 Parâmetros Mais Importantes:

- Trabalho de compressão: É a variação de entalpia no processo 1-2.

$$W = h_1 - h_2$$

- Taxa de rejeição do calor: É o calor transferido do refrigerante no processo 2-3.

$$RC = h_3 - h_2$$

- Efeito de refrigeração: É a quantidade que cada Kg de refrigerante absorve ao passar pelo evaporador ou seja no processo 4-1.

$$E = h_1 - h_4$$

- Coeficiente de eficácia: É a razão entre o efeito de refrigeração e o trabalho de compressão.

$$C.E = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

- Potência de refrigeração: É o inverso do coeficiente de eficácia.

$$P.R. = \frac{h_2 - h_1}{h_1 - h_4} \left[Kw / Kw \right]$$

Vazão de refrigerante:

$$\dot{m} = \frac{\text{capacidade de refrigeracao}}{\text{efeito de refrigeracao } (h_1 - h_4)} = \frac{C}{E} \text{ (Kg/s)}$$

Vazão Volumétrica: É o produto entre a vazão mássica e o volume específico.

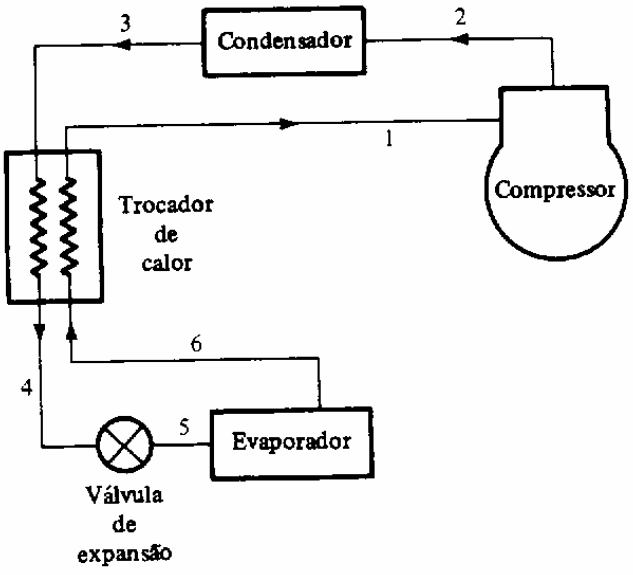
$$V = \dot{m}.v \ (m^3 / s)$$

Potência do compressor: É o produto do trabalho de compressão p/ vazão de refrigerante (em KW)

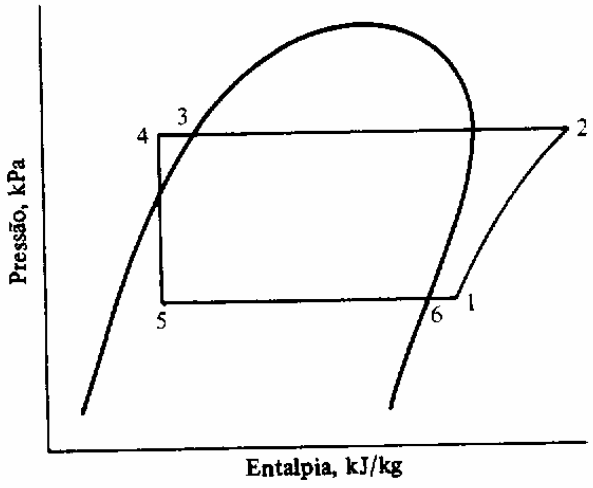
$$P = W \cdot m$$

4.6 Cíclos frigoríficos com trocadores de calor:

Alguns sistemas utilizam trocadores de calor que resfriam o líquido saído do condensador com vapor que se dirige para o compressor, vindo do evaporador.



(*a*)



(*b*)

(*a*) Sistema frigorífico com trocador de calor para sub-resfriamento do líquido do condensador
(*b*) diagrama pressão-entalpia do sistema com trocador de calor mostrado na

Efeito de refrigeração = h6-h5 = h1-h3

Este sistema é utilizado em situações onde o vapor aspirado pelo compressor deve ser superaquecido para garantir que o líquido não entre no compressor. Outra vantagem do sistema é o

sub-resfriamento do líquido vindo do condensador com a finalidade de evitar a formação de bolhas de vapor no refrigerante que poderá trazer problemas na passagem pelo dispositivo de expansão.

4.7 Ciclo Real de Compressão a Vapor:

Na verdade o Ciclo Real apresenta algumas ineficiências com relação ao ciclo padrão. As principais diferenças encontradas neste ciclo estão nas perdas de carga no evaporador e condensador, no sub-resfriamento do líquido que deixa o condensador e no superaquecimento do vapor na aspiração do compressor.

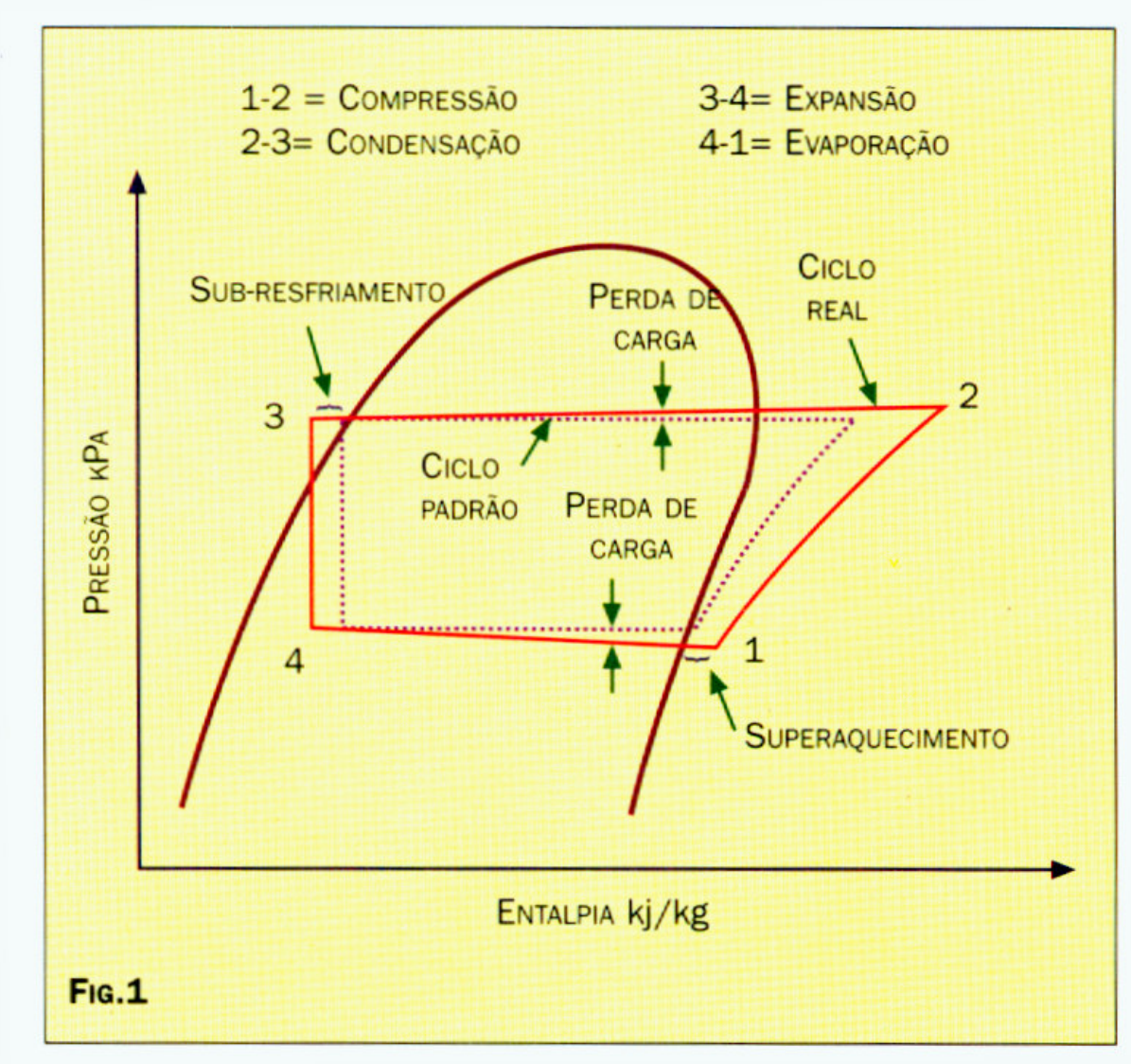


FIG.1

Exercícios:

1) Um ciclo padrão de compressão a vapor, utilizando refrigerante 22, desenvolve 50 Kw de refrigeração, operando a uma temperatura de condensação de 35^0C e uma temperatura de evaporação de 10^0C. Determine (a) o efeito de refrigeração, em KJ/Kg, (b) a vazão de refrigerante, em kg/s, *(c)* a potência do compressor, em KW, *(d)* o coeficiente de eficácia, *(e)* a vazão em volume medida na sucção do compressor, (f)a potência por KW de refrigeração e (g) a temperatura de descarga no compressor. Resp: (f) 0,212 kW/kW

2) Faça um diagrama esquemático de um ciclo padrão de compressão a vapor operando com refrigerante 22, para uma temperatura de evaporação de -5^0C e urna condensação de 30^0C, e calcule (a) o trabalho de compressor, *(b)* o efeito de refrigeração, (e) o calor rejeitado no condensador, todos em kJ/kg e *(d)* o coeficiente de eficácia.

3) Um sistema frigorífico, operando com refrigerante 22, deve apresentar uma capacidade de refrigeração de 80 kW. O ciclo é o padrão de compressão a vapor, com temperatura de evaporação de -8^0C e de condensação de 42^0C.

(a) Determine a vazão em volume de refrigerante em metros cúbicos por segundo referida à aspiração do compressor.
(b) Calcule a potência do compressor necessária.

(c) Qual é a fração de vapor na mistura na entrada do evaporador, expressa na razão em massa e em volume? *Resp.: (c)* 0,292; 0,971.

4) Um sistema de compressão a vapor, usando refrigerante 22, utiliza um trocador de calor entre o gás de aspiração e o líquido, o qual aquece o vapor saturado do evaporador de -10 a 5^0C com líquido do condensador a 30^0C. A compressão é isoentrópica para os casos a seguir.

(a) Calcule o coeficiente de eficácia do sistema sem trocador de calor, com temperatura de condensação de 30^0C e temperatura de evaporação de -10^0C. *Resp.:* 5,46.

(b) Calcule o coeficiente de eficácia do sistema com trocador de calor. *Resp.: 5,37.*

(c) Qual é a capacidade de refrigeração do sistema sem trocador de calor se o compressor bombeia 12,0 L/s, referidos ao estado do vapor na aspiração do compressor? Resp.:30,3kW.

(d) Qual é a capacidade de refrigeração do sistema com trocador de calor para um compressor com a mesma capacidade do caso *(c)? Resp.:* 29,9 kW

5) Uma Instalação de condicionamento de ar com capacidade de 352 kW de refrigeração, usa Refrigerante 12 e tem temperaturas de evaporação e condensação de 0 ^{o}C e 35 ^{o}C respectivamente.
Que massa deve ser circulada por segundo?
Qual a vazão volumétrica na sucção?
Qual é o trabalho de compressão isoentrópico?
Determine a quantidade total de calor dissipado no condensador?
Calcule o Coeficiente de Eficácia

5 COMPRESSORES:

Função: O Compressor toma o vapor do refrigerante a uma baixa pressão e temperatura, eleva-o a uma alta pressão e temperatura. Assim pode-se afirmar que ele 1) Reduz a pressão e a temperatura do refrigerante no evaporador, permitindo absorver calor das redondezas; 2) Aumenta a pressão e a temperatura do refrigerante no condensador o suficiente p/ permitir que dissipe calor p/ o ar ou água a temperatura existente; 3) Movimenta o fluido refrigerante através da tubulação e componentes do sistema.

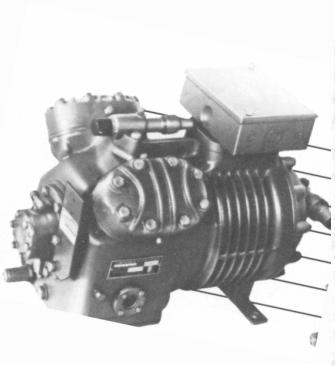
5.1 Tipos de compressores:

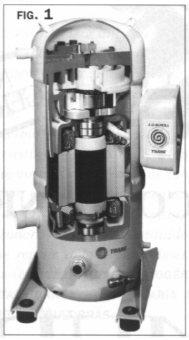
→ Compressores Alternativos
→ Compressores de Palhetas
→ Compressores Centrífugos
→ Compressores de Parafuso
→ Compressores Scroll



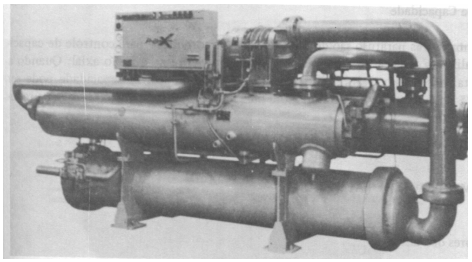
Compressor Alternativo Hermético

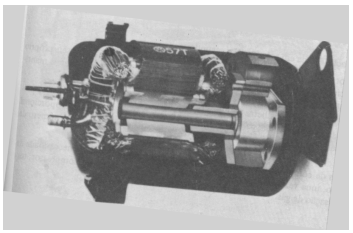

Compressor Alternativo Aberto

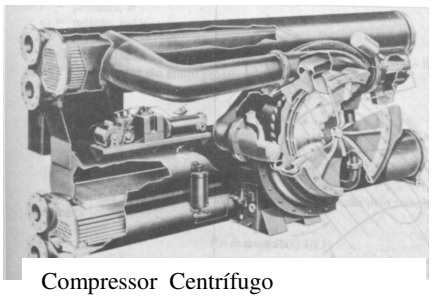

Compressor Alternativo Semi-hermétic



Compressor Scroll


Sistema com Compressor de Parafuso


Compressor de Palheta

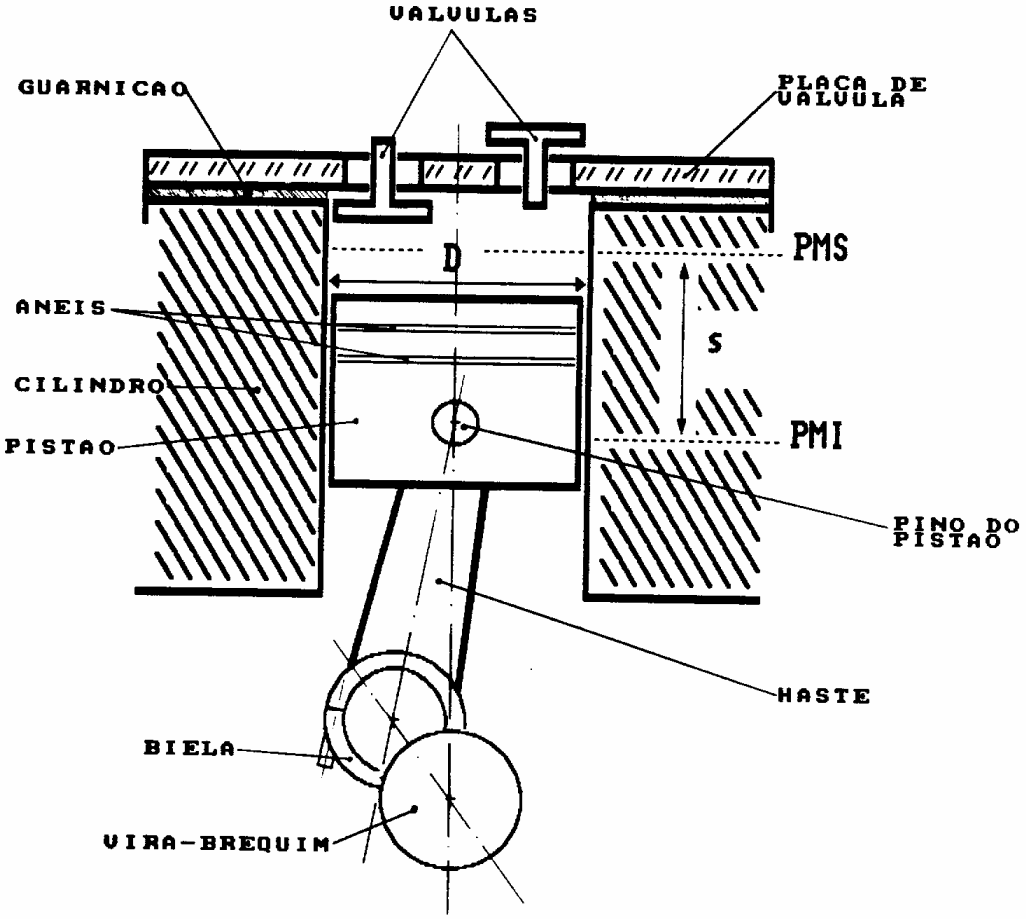

Compressor Centrífugo

5.2 Compressores Alternativos:

Sem dúvida os compressores alternativos são os mais utilizados, abrangendo a maioria das aplicações de refrigeração e ar condicionado.

São especialmente recomendados para sistemas com refrigerantes que requerem pequena vazão e com condensação e pressão relativamente altas.
Os compressores Alternativos podem mono ou multicilindros.
Durante a descida do êmbolo o refrigerante é aspirado p/ válvula de aspiração, e durante a subida o pistão comprime o refrigerante e posteriormente o empurra p/ fora através da válvula de descarga.

PARTES PRINCIPAIS DOS COMPRESSORES ALTERNATIVOS:

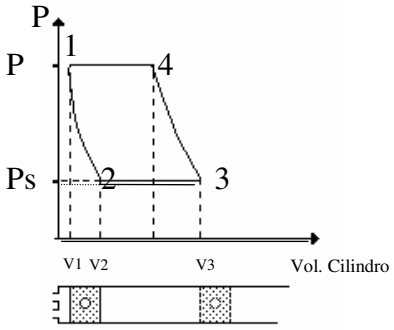


D = diametro do cilindro
s = curso do pistao
PMS = ponto morto superior
PMI = ponto morto inferior

Ciclo de compressão: P x volume:

$$VolumeDeslocado = \frac{\pi\ D^2.S.Z.n}{4}$$

D→diâmetro do cilindro
S→curso do pistão
n→rotação do compressor
Z→quantidade de pistões
→Há perdas



$$\underset{\text{Efetiva}}{\text{Eficiencia volumetrica}} = \frac{\text{Vazao Real}}{\text{Volume deslocado (teorico)}} \textbf{ .100}$$

Eficiência Volumétrica de espaço Nocivo:

$$\eta_{vn} = \frac{v_3 - v_2}{v_3 - v_1}.100$$

somando – se $v_1 - v_1$

$$\eta_{vn} = \frac{v_3 - v_1 + v_1 - v_2}{v_3 - v_1}.100 = 100 + \frac{v_1 - v_2}{v_3 - v_1}.100 \quad \text{ou}$$

$$\eta_{vn} = 100 - f\left(\frac{v_2 - 1}{v_1}\right)$$

V_1= Vol. de espaço nocivo (PMS)
V_2= Vol. ocupado pelo gás retido após a expansão.
V_3= Volume máximo do cilindro (PMI)

onde $f = \frac{v_1}{v_3 - v_1}.100$
↗
Fração de espaço

$$\eta_{vn} = 100 - f\left(\frac{Vasp - 1}{Vdesc}\right)$$

Onde *Vasp*= Vol. específico do valor admitido no compressor.
Vdesc= Vol. específico do vapor após a compressão esoentrópica.

Taxa de compressão::

$$i = \frac{\text{pressao de descarga}}{\text{pressao de succao}}$$

Essa taxa de compressão não deve ser superior a dez para um estágio de compressão.

Potência do compressor:

$\boxed{P = m\,\Delta hi}$

P = Potencia em Kw
m = Vazao em *Kg/s*
Δhi = Trab. compressao isoentropica Kj / Kg

onde $\boxed{m = \text{volume deslocado}.\frac{\eta_{vn}/100}{Vasp}}$

Eficiência do compressor:

$$\eta_c = \frac{\text{trabalho de compressao iso entropico}}{\text{Trabalho real de compressao}}$$

Trabalho de compressão Isoentrópico = $h_2 - h_1$

Trabalho real de compressão $\frac{\text{Potencia do compressor}}{\text{Vazao de refrigerante}}$

Temperatura de evaporação x capacidade do compressor:

→A potência exigida pelo compressor, de uma maneira geral aumenta com a temperatura de evaporação.

Controle de capacidade:

Para satisfazer a carga reduzida sem uma redução excessiva na temperatura de evaporação a capacidade do compressor pode ser reduzida, existe várias maneiras de realizar isto.

1 - Controle "ON - OFF" (liga desliga) → utilizado para pequenos sistema, e onde não ocorram flutuações rápidas na carga.

2 - Válvula reguladora de pressão antes do compressor→ ineficiente.

3 - By-Pass de gás da descarga do compressor para a linha de aspiração.

4 - Tirar de uso cilindros com compressores multicilindros.

5 - Compressores de várias velocidades.

6 - By-Pass para a entrada do evaporador.

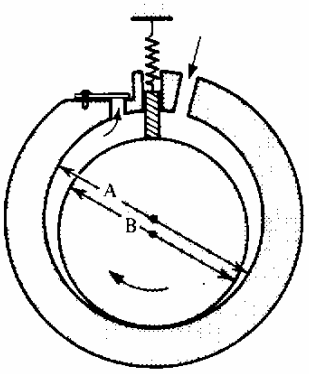
Tipos de compressores Alternativos:

Compressores Abertos: motor externo a carcaça
Compressores Herméticos: o motor opera em contato com o refrigerante
Compressores Semi - Herméticos: semelhantes aos Herméticos, apenas com cabeçotes removível.

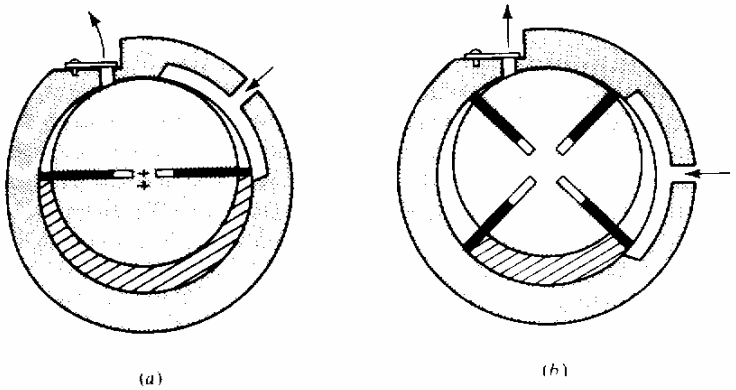
5.3 Compressores de Palheta:

Existem dois tipos básicos de compressores de palhetas: o de palhetas simples e o de múltiplas palhetas.

No compressor de palheta simples. A linha de centro do eixo de acionamento coincide com a do cilindro mas é excêntrica com relação ao rotor. De modo que este compressor apresenta um



Compressor de palheta simples



Compressores de múltiplas palhetas: (*a*) 2 palhetas; (*b*) quatro palhetas.

diviso atuado por mola, dividindo as câmaras de aspiração e descarga.

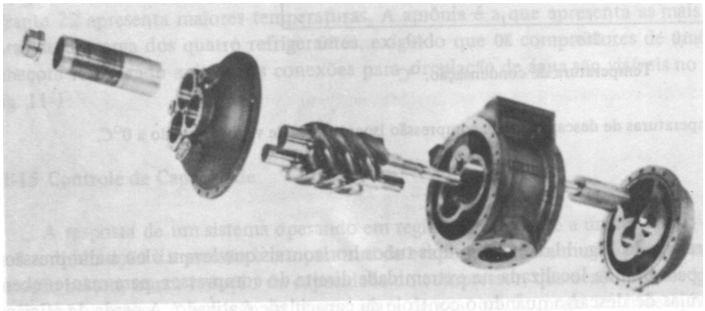
No compressor de múltiplas palhetas o rotor gira em torno do seu próprio eixo, que não coincide com o do cilindro. O rotor é provido de palhetas que se mantém permanentemente em contato com a superfície do cilindro pela força centrífuga.

Nestes compressores não há necessidade de válvulas de aspiração.

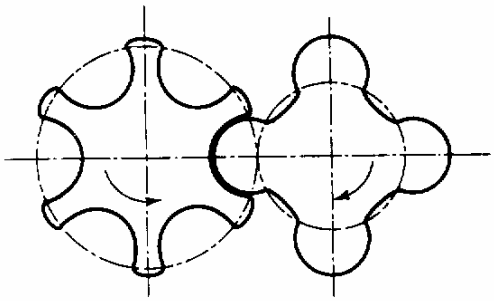
São utilizados principalmente em geladeiras, congeladores, condicionadores de ar, competindo com os comp.ressores Alternativos.

5.4 Compressores de Parafuso:

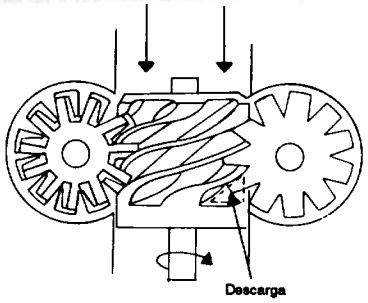
No compressor de parafuso a compressão á obtida pelo engrenamento de 2 rotores conjugados, dispostos em um cilindro apropriado, equipado com orifício de entrada e saída. O rotor macho normalmente é o rotor de acionamento e consiste de uma série de ressaltos ao longo do comprimento do rotor que se engrenam com os sulcos helicoidais correspondentes, formado



Vista explodida dos componentes principais de um compressor parafuso.



Corte transversal dos rotores de um compressor parafuso.



O parafuso do compressor de parafuso simples no centro com as rodas planetárias lateralmente.

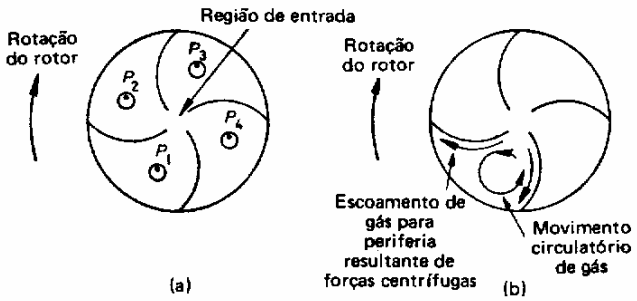
de modo semelhante no rotor fêmea, comprimindo o refrigerante. Na região de aspiração do compressor é produzido vácuo, induzindo a entrada do vapor de refrigerante.

A utilização deste tipo de compressor se dá na faixa de 300 à 500 KW de refrigeração, normalmente para resfriamento da água.

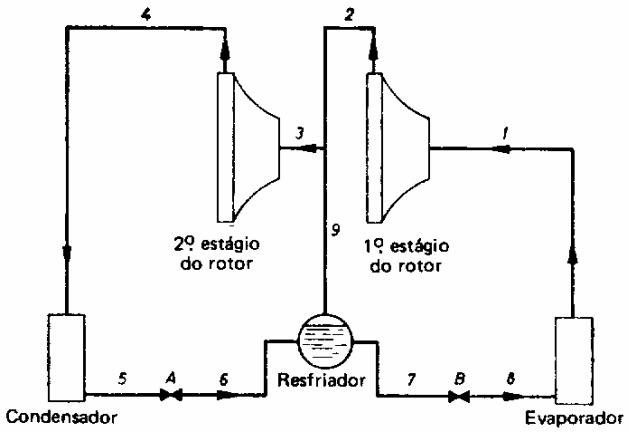
O centro de capacidade é realizado pelo uso de uma válvula corrediça que é localizada na carcaça do compressor. Quando a válvula está aberta, ocorre um retardamento do início de compressão. A capacidade pode ser modulada até 10% da capacidade máxima.

5.5 Compressores Centrífugos:

No compressor centrífugo o fluido penetra pela abertura central do rotor e pela ação da força centrífuga desloca-se para a periferia. Assim, os pás imprimem uma grande velocidade ao gás e elevam sua pressão. O gás se dirige para o invólucro da pá ou voluta que converte a pressão dinâmica do vapor que sai do rotor em pressão estática.



Os compressores centrífugos podem ser de um ou múltiplos estágios ou seja com um ou vários rotores.



A eficiência de compressão adiabática dos compressores frigoríficos com capacidade de refrigeração acima de 500 KW.

Relação entre a velocidade periférica e a pressão: O momento torsor que o motor exerce sobre o gás é:

$$\mathbf{T= m(v_2.r_2 - v_1.r_1)}$$

T→ momento torsor, N.M
m→ vazão, Kg/s
v_2→ velocidade tangencial do refrigerante na m/s
r_2→ raio externo do rotor, m.
v_1→ velocidade tangencial do refrigerante na entrada do rotor (m/s)
r_1→ raio média da seção de entrada do rotor, m.

Como o refrigerante entra no rotor na direção radial. $V_1=0$

$$\mathbf{T= m.v_2.r_2}$$

A potência no eixo é o produto do momento torsor pela rotação.

$$\mathbf{P= T.w= m.v_2.r_2.w}$$

P→ potência em w
w→ rotação em, rad/s

em baixas rotações e velocidade periférica do rotor e a velocidade tangencial do refrigerante na saída do rotor são praticamente iguais, então:

$$r_2.w = v_2$$

$$P = m.v_2^2$$

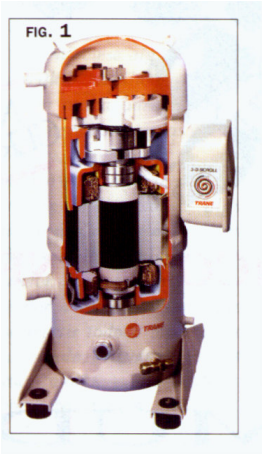
A potência ideal também pode ser dado pelo produto da vazão pelo trabalho de compressão.

$$P = m\,\Delta h_i(1000)$$

comparando as duas equações de potência temos

$$v_2^2 = 1000\,\Delta h_i$$

5.6 Compressores Scroll:

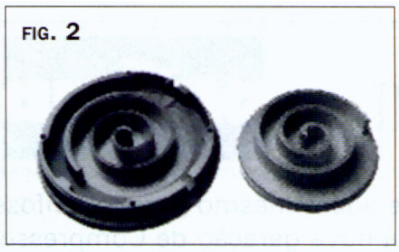


O conceito básico do compressor scroll (espiral) existe desde 1886, quando uma patente italiana foi requerida. Devido a problemas de estanqueidade, a aplicação do mesmo foi retardada. Hoje, a nova tecnologia de máquinas operadoras e processos de manufatura tornou possível a solução deste problema. A partir da última década. o compressor scroll passou a participar das linhas de produção seriada. sendo instalado em condicionadores de ar *e* resfriadores de líquido (fig.1)

O compressor scroll oferece muitos benefícios aos usuários de sistemas de ar condicionado:

- em média é 5% a 10% mais eficiente que um compressor recíproco de igual capacidade;
- não possui válvulas. sendo extremamente resistente a golpes de liquido;
- possui 64% menos partes móveis que um compressor recíproco de igual capacidade;
- Operação extremamente suave e silenciosa, comparável à de um compressor centrífugo;
- Baixa variação de torque, o que propicia um aumento na vida útil do motor, reduzindo a sua vibração;
- O resfriamento do motor feito pelo refrigerante na forma gasosa resulta em baixa temperatura dos enrolamentos do motor, o que aumenta a sua eficiência e confiabilidade.

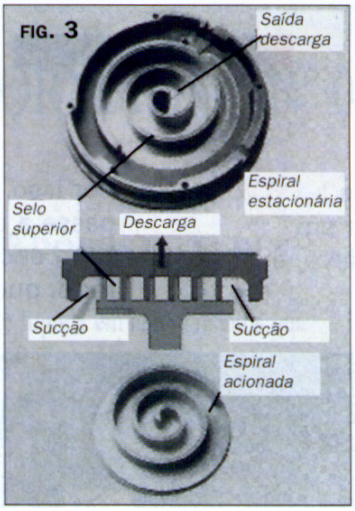
O compressor scroll utiliza duas peças em forma de espiral para realizar o trabalho da compressão do gás

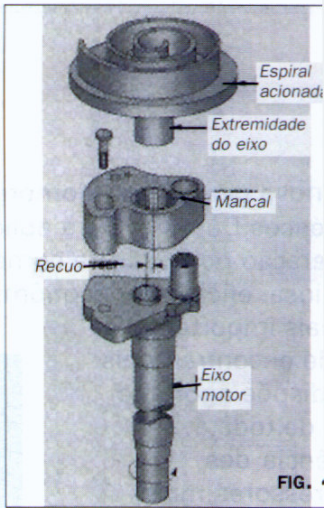


(fig.2)

As espirais estão acasaladas face a face. A espiral superior é a espiral fixa onde está a abertura de descarga do gás. A espiral inferior é a espiral acionada pelo motor (fig. 3).

A sucção do refrigerante na forma gasosa acontece na orla externa do conjunto da espiral e a descarga acontece através da abertura existente no centro da





espiral estacionária.

Note que a borda superior das espirais é ajustada com selos que correm sobre a superfície da espiral oposta. Eles atuam de forma semelhante aos anéis do pistão de um compressor alternativo, lacrando o refrigerante na forma gasosa. entre as superfícies em contato.

O centro do mancal do eixo da espiral e o centro do eixo do motor do conjunto de acionamento têm um recuo. Este recuo permite um movimento excêntrico ou orbitante para a espiral conduzida (fig. 4).

Vamos mostrar que a rotação do eixo do motor causa na espiral um movimento orbital - não circular - ao redor do centro do eixo (fig. 5).

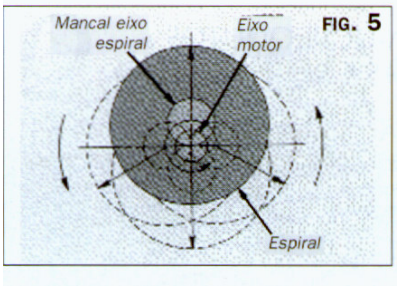


FIG. 5

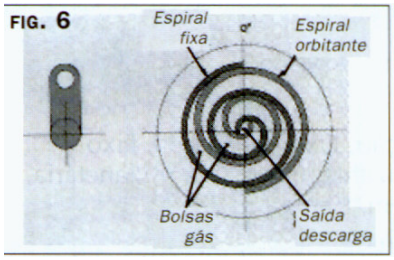


FIG. 6

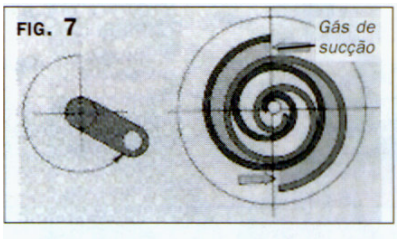
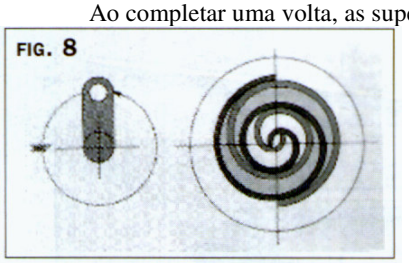


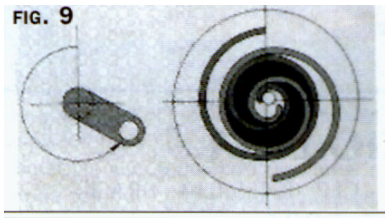
FIG. 7

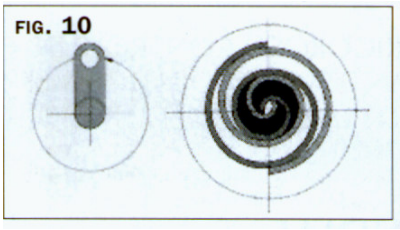
O movimento orbital faz com que o par de scrolls forme bolsas de refrigerante na forma gasosa. Como este movimento é contínuo, o movimento relativo entre a espiral orbitante e a espiral fixa faz com que as bolsas se desloquem para a abertura de descarga situada no centro do conjunto, com um decréscimo constante de volume (fig. 6).

Por exemplo, durante a primeira volta do eixo, ou fase de sucção, a parte da superfície lateral da espiral permite a entrada do refrigerante na forma gasosa, succionando o mesmo (fig. 7).

Ao completar uma volta, as superfícies das espirais novamente se encontram formando bolsas (fig. 8).


FIG. 8


FIG. 9


FIG. 10

Durante a segunda volta do eixo, ou fase de compressão, o volume das bolsas com refrigerante na forma gasosa é progressivamente reduzido (fig. 9).

Completando a segunda volta chega-se à máxima compressão (fig. 10).

Durante a terceira volta, ou fase de descarga, a parte final da espiral libera o refrigerante na forma gasosa, comprimido-o através da abertura de descarga (fig. 11)

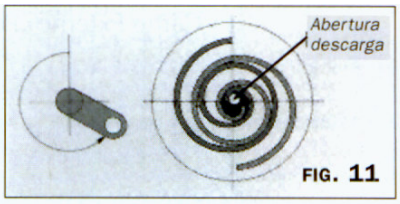
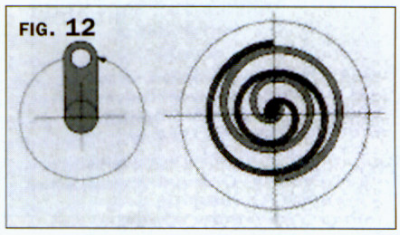


FIG. 11


FIG. 12

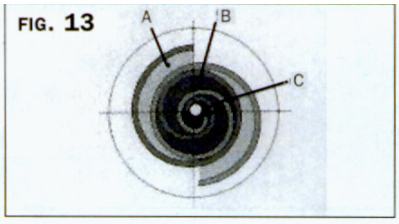


FIG. 13

Finalmente, ao completar a volta, o volume da bolsa é reduzido a zero, comprimindo o refrigerante na forma gasosa remanescente na espiral (fig. 12).

Veja o final do ciclo e observe as três fases: sendo que a compressão e descarga acontecem simultaneamente em uma seqüência continua (fig. 13).

FASE	TRABALHO
A	Sucção
B	Compressão
C	Descarga

Vamos analisar como funciona o conjunto orbitante, união oscilante, que protege o compressor contra golpes de líquido (fig. 14).

FIG. 14

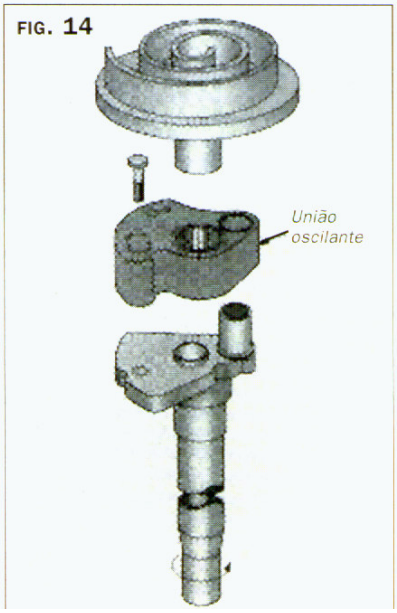


FIG. 15

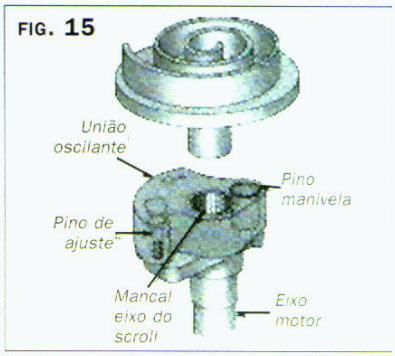


FIG. 17

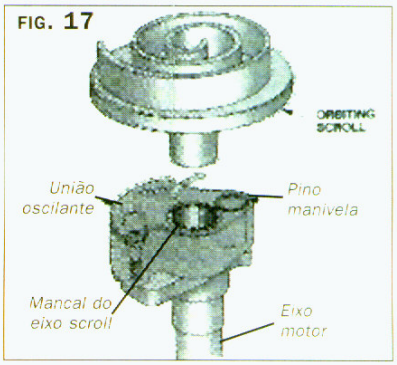
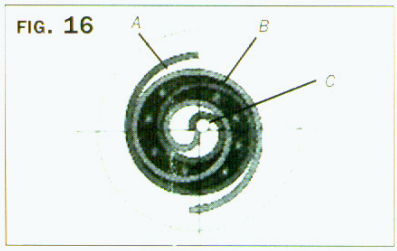


FIG. 16



A união oscilante gira no pino da manivela. O total do deslocamento é limitado por um pino de ajuste que está situado em uma ranhura no lado oposto do mesmo (fig. 15).

A união oscilante funciona para proporcionar urna melhor força de contato balanceada entre as superfícies laterais das espirais fixa e orbitante. Além disso, ela permite a separação dos espirais no caso de alguma quantidade de óleo ou refrigerante liquido entrar no conjunto de espirais.

Por exemplo, assumimos que uma pequena quantidade de óleo liquido entrou no conjunto de espirais. Como o líquido não é compressível, acontece uma excessiva pressão entre as mesmas. A componente lateral desta pressão atua para separar as duas espirais (fig. 16).

Esta força faz com que a união oscilante gire sobre o pino da manivela, que por sua vez muda a posição da espiral orbitante (fig. 17).

A mudança de posição faz com que as espirais se separem momentaneamente. A separação também permite que o refrigerante pressurizado na forma gasosa seja liberado para a sucção, limpando as espirais do óleo líquido

LUBRIFICAÇÃO

O óleo se movimenta em sentido ascendente através de uma passagem existente no interior do eixo do motor Isto permite a passagem do óleo para lubrificar os mancais superior e inferior do eixo através de orifícios existentes

em sua parede. Finalmente, o óleo sai pela parte superior da passagem para lubrificar o mancal da extremidade da espiral orbitante.

Exercícios sobre Compressores:

1) Dados de catálogo para um compressor de seis cilindros, operando com refrigerante 22 e 29 rps, indicam uma capacidade de refrigeração de 96,4 KW potência de 28,9 KW para uma temperatura de evaporação de 5 ^{o}C e uma temperatura de condensação de 50 ^{o}C. O desempenho é baseado em 3 ^{o}C de sub-resfriamento do líquido e 8 ^{o}C de superaquecimento do gás de aspiração no compressor. O diâmetro do cilindro é de 67 mm e o percurso é de 57 mm. Calcule (a) a eficiência volumétrica de espaço nocivo se a fração deste espaço é 4,8, (b) a eficiência volumétrica efetiva e (c) a eficiência de compressão.

2) Um compressor de amônia com 5% de fração de espaço nocivo e uma taxa de deslocamento de 80 L/s, opera a uma temperatura de condensação de 40 ^{o}C. Admitindo a eficiência volumétrica de espaço nocivo, determine a vazão de refrigerante para as temperaturas de evaporação de - 10 ^{o}C e 10 ^{o}C.

3) Um catálogo mostra uma capacidade de refrigeração de 115 KW para um compressor hermético de quatro cilindros, rotação de 29 rps e operando com refrigerante 22 às temperaturas de evaporação e condensação de -4 ^{o}C e 40 ^{o}C. Nesse ponto de operação, o motor, cuja eficiência é de 90 % , exige 34,5 KW. O diâmetro do cilindro é de 87 mm e o deslocamento do êmbolo é de 70 mm entre pontos mortos. Os dados de desempenho são baseados em 8 ^{o}C de sub-resfriamento do líquido que deixa o condensador. Determine (a) a eficiência volumétrica efetiva e (b) a eficiência de compressão.

4) Estime qual deve ser a potência de compressão entre as temperaturas de evaporação e de condensação, respectivamente de -24 ^{o}C (11,2 F) e 15 ^{o}C (59.0 F) desenvolvida por um compressor de amônia cuja capacidade de refrigeração é de 163 KW (46,3 TR).

5) Qual deve ser a máxima diferença entre as temperaturas de saturação na descarga e na aspiração de um compressor de R-22, para o qual a diferença de pressão deve ser limitada a 1.500 KPa (218 Psi)? As seguintes temperaturas de evaporação devem ser adotadas:
   a) - 10 ^{o}C
   b) 20 ^{o}C

4) O catálogo de um fabricante especifica que o desempenho de um compressor de amônia foi levantado para condições de líquido saturado na saída do condensador e de vapor saturado na aspiração do compressor. Para temperaturas de evaporação e de condensação de -10 ^{o}C (14 F) e 30 ^{o}C (86 F), respectivamente, qual dever ser a variação percentual da capacidade de refrigeração e da potência em relação aos valores de catálogo se:
   a) o refrigerante deixa o condensador 5 ^{o}C (9 F) sub-resfriado.

o vapor que deixa o evaporador e entra no compressor apresenta 10 ^{o}C (18 F) de superaquecimento.

6 CONDENSADORES:

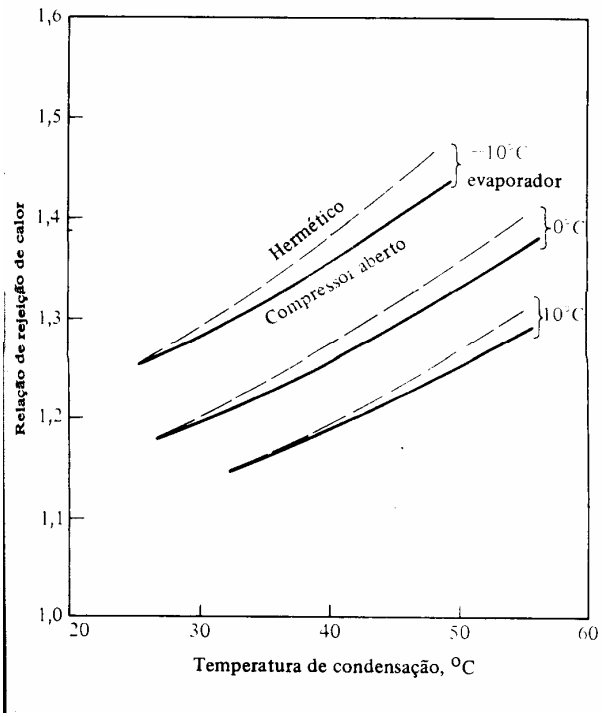
Os condensadores são trocadores de calor onde ocorre a condensação do refrigerante. Todos os ganhos de calor de um sistema de refrigeração devem ser rejeitados no condensador. Sendo portanto sua função básica liquefazer o fluido refrigerante.

6.1 Capacidade dos Condensadores:

O calor total a ser rejeitado pelo condensador consiste no calor ganho no processo de refrigeração mais o calor adicionado ao refrigerante pela operação do equipamento frigorífico . O calor gerado em cumprir o gás refrigerante, o calor de fricção do compressor e no caso de compressor hermético e semi-hermético o calor gerado pelos enrolamentos do motor.

A seleção consiste em escolher um condensador com capacidade de rejeição de calor total do sistema. Desde que a rejeição varia conforme o compressor recomenda-se que as curvas de capacidades do fabricante sejam utilizados quando possível para a determinação da relação de rejeição de calor.

Na falta destes dados utilize o gráfico a baixo, o qual apresenta os valores típicos da relação de rejeição de Calor no condensador em função das temperaturas de condensação e evaporação. O gráfico é válido para refrigerantes R-12 e R-22.



$$\text{Relação de Rejeição de Calor} = \frac{\text{Capacidade de refrigeração} + \text{Potência de Compressão}}{\text{Capacidade de refrigeração}}$$

Da mesma forma poderão ser utilizadas fórmulas práticas para se determinar o calor total a ser rejeitado

$$Q_{tr} = \text{capacidade do compressor}\,(kcal/h) + 641.P(BHP)$$

$$Q_{tr} = \text{capacidade do compressor}\,(kcal/h) + 860.P(KW)$$

6.2 Tipos de Condensadores:

Os três tipos de condensadores em uso na refrigeração industrial e no condicionamento de ar são:

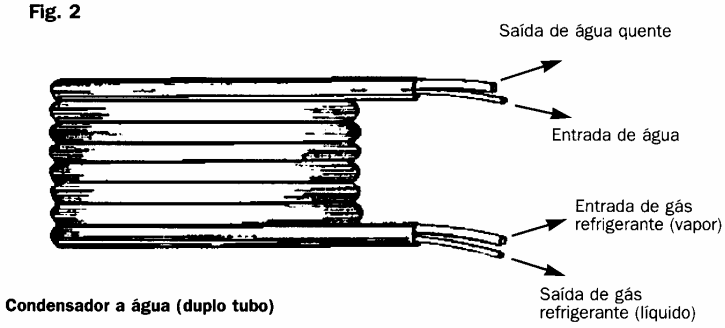
- Resfriados a água
- Resfriados a ar
- Evaporativo

A água utilizada nos condensadores deve ser limpa e não corrosiva. Para garantir essas condições e evitar estragos no equipamento, recomenda-se filtrar e tratar quimicamente a água.

Os tipos principais de condensadores a água são:

- Duplo tubo
- "Shell and tube"
- "Shell and Coil"

Fig. 2



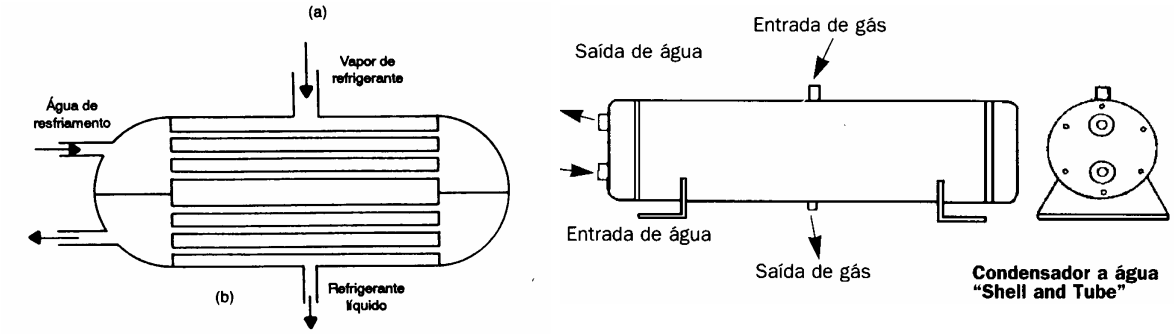
Condensador a água (duplo tubo)

- **Condensadores resfriados a água de Duplo Tubo:**

O duplo tubo é usado para sistemas até 7,5 TR (toneladas de refrigeração). Os condensadores desse tipo são fabricados com tubos de cobre ou aço. O duplo tubo consiste num tubo dentro do outro. Normalmente a água corre no tubo de menor diâmetro. No outro corre o refrigerante.

- **Condensadores resfriados água de Carcaça e Tubo (Shell and Tube):**

Este tipo de condensador é usado somente para grandes instalações frigoríficas. Consiste num recipiente

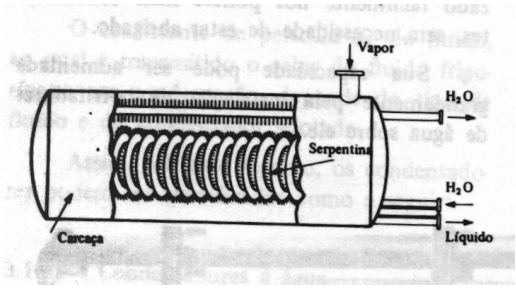


Condensador a água "Shell and Tube"

cilíndrico, no qual circula água através de uma tubulação em forma de serpentina. A água, ao circular, retira o calor do fluido, condensando-o.

- **Condensadores resfriados água de Carcaça e Serpentina (Shell and Coil)**

Um condensador de carcaça e serpentina não é mais do que uma serpentina de cobre montada dentro de uma carcaça de aço. A água passa através da serpentina e o gás refrigerante vindo do compressor é descarregado dentro da carcaça para se condensar no exterior dos tubos frios. Em muitos projetos, a carcaça serve também como receptor de líquido.



Quantidade de Água em Circulação:

Num condensador resfriado a agua : $Q=m.4{,}19\ \Delta T$

$$m = \frac{Q}{4{,}19\Delta T}$$

m = massa de agua kg / h
Q = calor transferido da refrigerante para agua
ΔT = diferenca da temperatura da agua na entrada e saida do condensador

- **Condensadores a ar**

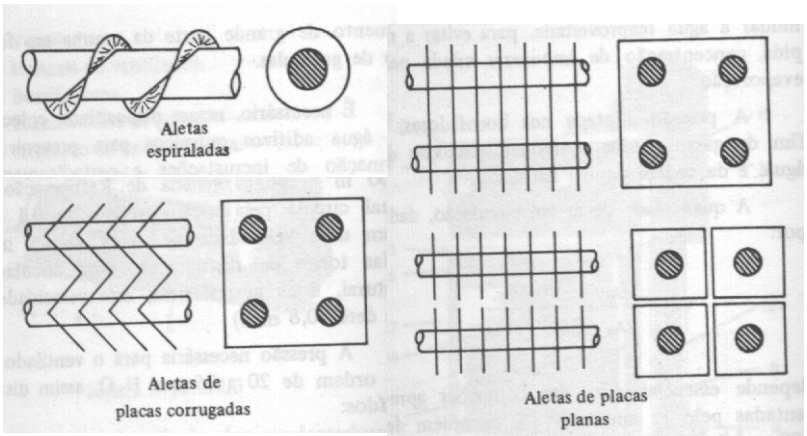
Os condensadores a ar podem ser de dois tipos: com ou sem circulação forçada a ar. Consiste em tubos de cobre ou de aço aletados, no interior dos quais circula o refrigerante. O ar ambiente, circulando através do mesmo, troca calor com o refrigerante, condensando-o (fig. 4).

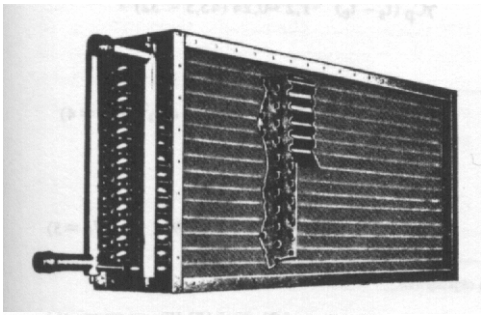
Uma grande vantagem desses condensadores é a de dispensarem a água. Outras vantagens:

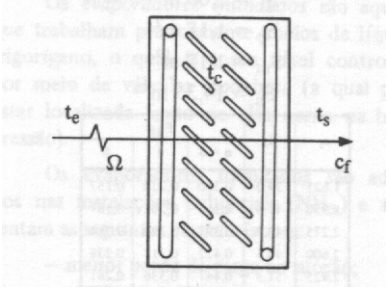
a) Custo inicial baixo;
b) Reduzido custo de manutenção.

Desvantagens:

a) Necessitam de grandes volumes de ar, cuja movimentação produz muito ruído;
b) Custo operacional elevado, pois o compressor absorve mais energia;
c) A eficiência diminui quando a temperatura ambiente aumenta;
d) Problemas de funcionamento inicial nos climas frios. É comum o equipamento desarmar por baixa pressão, devido ao excesso de condensação.







6.3 Coeficiente Médio de Transferência de Calor:

O coeficiente de transfer6encia de calor médio, extensivo a superfície

$$h_c = 0{,}943\left(\frac{g\rho^2 h_{lv} k^3}{\mu \Delta T N D}\right)^{1/4}$$

h_c = coeficiente de transferência de calor mdio $(\mathrm{W/m^{2o}}C)$

g = aceleração de gravidade = $9{,}81\ \mathrm{m/s^2}$

ρ = densidadedocondensado $(\mathrm{Kg/m^3})$

$\mathrm{h_{lv}}$ = calor latente de vaporização do vapor (KJ/Kg)

k = condutividade térmica do condensado $(\mathrm{W/m\ ^oC})$

μ = viscosidade dinâmica do condensado (Pa.s)

ΔT = diferença entre as temperaturas do vapor e a superfície da placa (^oC)

N = número de tubos

D = Diâmetro dos tubos verticais (m)

6.4 Coeficiente Global de Transferência de Calor:

O coeficiente global de transferência de calor para um condensador é a constante de proporcionalidade que quando multiplicada pela área de troca de calor e pela diferença média de temperatura entre os fluidos fornece a taxa de troca de calor. As expressões para o coeficiente global de transferência de calor são:

$q = U_e A_e (T_e - T_i) \rightarrow$ externo

$q = U_i A_i (T_e - T_i) \rightarrow$ interno

$$\frac{1}{\mathrm{U_e} A_e} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_e A_e} + \frac{x}{kA_m} + \frac{1}{H_i A_i}$$

q = taxa e transferência de calor (W)

$\mathrm{h_e}$ = coeficiente de troca de calor na superfíce extern do tubo ($\mathrm{W/m^2}$)

$\mathrm{A_e}$ = Área externa do tubo ($\mathrm{m^2}$)

T_e = temperatura do refrigerante (^oC)

K = condutibilidade térmica do tubo (W/m.K)

x = espessura do tubo (m)

$\mathrm{T_i}$ = Temperatura da água (^oC)

A_m = área circunferencial média do tubo ($\mathrm{m^2}$)

A_i = área interna do tubo ($\mathrm{m^2}$)

h_i = coeficiente de transfer6encia de calor na superfície interna do tubo ($\mathrm{W/m^2}.K$)

6.5 Diferença Média Logarítmica de temperatura:

A distribuição de temperatura ao longo do condensador é relativamente complexa, em virtude do ocorrência de regiões em que o refrigerante se encontra no estado de vapor superaquecido e de líquido condensado subresfriado. Para se obter a diferença de temperatura mais próximo do real, calcula-se a diferença média logarítmica de temperatura:

$$DMLT = \frac{(T_c - T_i) - (T_c - T_e)}{\ln\left(\frac{(t_c - t_i)}{(t_c - t_e)}\right)}$$

$\mathrm{T_c}$ =Temperatura condensação
$\mathrm{T_i}$ =Temperatura entrada do fluido de resfriamento
$\mathrm{T_e}$ =Temperatura de saída do fluido de resfriamento

6.6 Dimensionamento de Condensadores:

Geralmente seleciona-se um condensador a partir de um catálogo de fabricante, mas algumas vezes temos que dimensioná-lo. Então as fórmulas a seguir podem ser utilizadas para determinar a área do condensador:

$$A = \frac{q}{U_e DMLT}$$

$$A = \frac{Q_{TR}}{K\Delta \mathrm{T}}$$ (fórmula prática)

Em resumo, os valores de K, referidos à superfície interna (K_1) ou referido à superfície externa (K_2) dos intercambiadores mais usados na técnica da refrigeração, estão assim limitados:

	EQUIPAMENTO – TIPO	FLUIDO	K Kcal/m²h°C	VALORES LIMITES
I – CONDENSADORES	Submersos	$NH_3 - H_2O$	K_1	150 – 200
	Duplo tubo	$NH_3 - H_2O$	K_1	1500 – 2000
	Duplo tubo	F-12 – H_2O	K_1	850 – 950
	Duplo tubo	F-22 – H_2O	K_1	1000 – 1150
	Shell and coil aletado	F-12 – H_2O	K_1	2125 – 2375
	Shell and coil aletado	F-22 – H_2O	K_1	2500 – 2875
	Shell and tube horizontal	$NH_3 - H_2O$	K_1	1500 – 2000
	Shell and tube horizontal	F-12 – H_2O	K_1	850 – 950
	Shell and tube horizontal	F-22 – H_2O	K_1	1000 – 1150
	Shell and tube horizontal aletado	F-12 – H_2O	K_1	2975 – 3325
	Shell and tube horizontal aletado	F-22 – H_2O	K_1	3500 – 4025
	Shell and tube vertical	$NH_3 - H_2O$	K_1	600 – 1200
	Atmosférico (Sumak, Block, Bleeder)	$NH_3 - H_2O$	K_1	380 – 880
	Evaporativo	NH_3 – TTU Ar	K_2	200
	Evaporativo	F-12 – TTU Ar	K_2	200
	Serpentinas lisas – CN	Fluido – Ar	K_2	16 – 18
	Serpentinas lisas – CF	Fluido – Ar	K_2	24 – 78
	Serpentinas aletadas – CN	Fluido – Ar	K_2	8 – 12
	Serpentinas aletadas – CF	Fluido – Ar	K_2	14 – 54
II – RESFRIADORES	Tipo placa – Para gêneros em contato com a placa	Ar – Fluido	K_2	10 – 14
	Tipo placa – CN	Ar – Fluido	K_2	5 – 6
	Tipo placa – CF	Ar – Fluido	K_2	8 – 24
	Tubos lisos – CN	Ar – Fluido	K_2	5 – 12
	Tubos lisos – CF	Ar – Fluido	K_2	30 – 90
	Tubos aletados – CN	Ar – Fluido	K_2	3 – 7
	Tubos aletados – CF	Ar – Fluido	K_2	15 – 45
	Tubos lisos molhados – CN	Ar – Fluido	K_2	8 – 20
	Tubos aletados molhados – CF	Ar – Fluido	K_2	25 – 80
	Submersos	Salmoura – NH_3	K_1	150 – 180
	Submersos	Salmoura – Salmoura	K_1	50 – 120
	Duplo tubo (inundado)	H_2O – F-12	K_1	650 – 850
	Duplo tubo (inundado)	Salmoura – F-12	K_1	450 – 750
	Duplo tubo (inundado)	$H_2O - NH_3$	K_1	850 – 1200
	Duplo tubo (inundado)	Salmoura – NH_3	K_1	550 – 1000
	Duplo tubo (inundado)	H_2O – Salmoura	K_1	500 – 1000
	Shell and tube (inundado)	H_2O – F-12	K_1	650 – 800
	Shell and tube (inundado)	Salmoura – F-12	K_1	500 – 750
	Shell and tube (inundado)	$H_2O - NH_3$	K_1	850 – 1100
	Shell and tube (inundado)	Salmoura – NH_3	K_1	600 – 1000
	Shell and tube (inundado)	Salmoura – H_2O	K_1	500 – 900
	Shell and tube liso (seco)	H_2O – F-12	K_1	650 – 800
	Shell and tube aletado (seco)	H_2O – F-12	K_1	2000 – 2500
	Baudelot (inundado)	$H_2O - NH_3$	K_1	310 – 360
	Baudelot (inundado)	H_2O – Salmoura	K_1	300 – 350
	Baudelot (inundado)	Creme – Salmoura	K_1	250 – 300
	Baudelot (inundado)	Leite – Salmoura	K_1	300 – 350
	Tanque aberto (inundado)	$H_2O - NH_3$	K_1	600 – 800
	Tanque aberto (inundado)	Salmoura – NH_3	K_1	400 – 700
	Tanque aberto (inundado)	$H_2O - H_2O$	K_1	500 – 750
	Tanque aberto (inundado)	Salmoura – Salmoura	K_1	400 – 700
	Tanque aberto – CN no exterior	$H_2O - H_2O$	K_1	190 – 210
	Tanque aberto – CN no exterior	Salmoura – Salmoura	K_1	80 – 150

CN = Circulação normal
CF = Circulação forçada

Observação: Com o uso e com a possibilidade de formação de película de óleo espessa, os valores registrados, podem sofrer reduções de até 30%.

7 EVAPORADORES:

São trocadores de calor onde ocorre a evaporação do refrigerante, ou seja, onde o líquido refrigerante evapora, absorvendo calor com esta mudança de estado. Na maioria dos evaporadores utilizados em refrigeração o refrigerante muda de fase ocorre nos tubos e refrigera o fluído que passa por fora dos tubos.

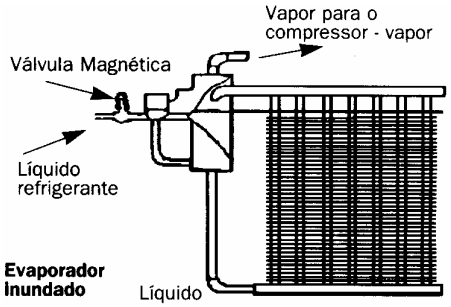
Evaporador de Expansão direta→ a retirada de calor e feita diretamente pelo fluido frigorígeno

Ebulição na carcaça→ a retirada de calor e realizada indiretamente por meio de um fluido intermediário.

7.1 Evaporadores de Expansão Direta:

- **Evaporador inundado**

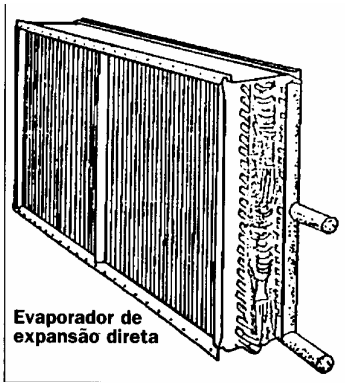
É aquele no qual é mantido determinado nível de liquido no seu interior, por meio de uma válvula de bóia.



Funcionamento - a válvula de bóia mantém constante o nível do refrigerante no interior do evaporador, em outras palavras, quando parte do líquido evapora, mais liquido é admitido pela válvula. Isto resulta que o interior do evaporador fica cheio de liquido até o nível determinado pela bóia; a circulação do refrigerante através do evaporador é feita por gravidade. O gás evaporado é aspirado então pelo compressor

- **Evaporador seco:**

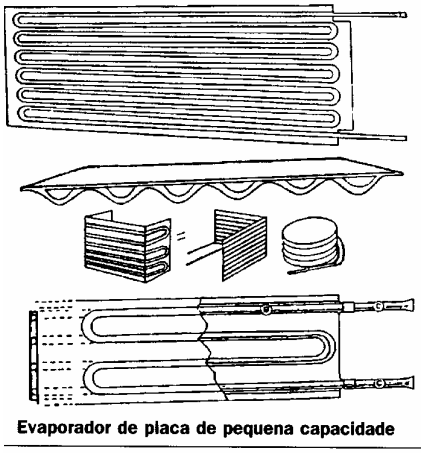
Neste tipo, a admissão de refrigerante é feita por meio de uma válvula de expansão ou de um tubo capilar. A válvula de expansão termostática permite passar apenas a quantidade de refrigerante requerida.



- **Evaporador de tubos lisos**

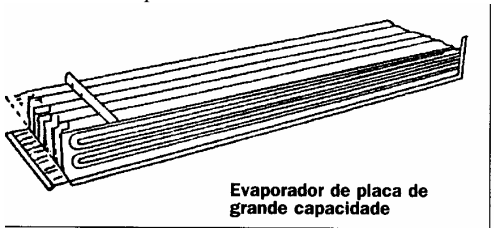
São fabricados em aço ou em cobre. Os fabricantes com tubos de aço são empregados em grandes instalações, principalmente com amônia. Os construídos com tubos de cobre prestam-se principalmente para resfriamento de líquidos.

- **Evaporador de tubos alhetados**



São fabricados com tubos de cobre ou aço. Estes tubos recebem alhetas que têm a função de aumentar a eficiência da troca de calor entre o evaporador e o fluído a ser resfriado. As alhetas são de cobre, alumínio ou aço. As alhetas podem ser soldadas aos tubos ou então são juntadas aos tubos e estes sofrem uma expansão, permitindo um perfeito contato do tubo com alheta.

Importante - *o evaporador que estiver com as alhetas frouxas, isto é, sem um bom contato com o tubo, está trabalhando com baixa eficiência. Deve ser reparado imediatamente.*



• **Evaporador tipo Tubo e Carcaça (Casco Tubo):**

São semelhantes aos condensadores deste tipo. Podem ser tipo seco ou inundado.



Chiller com evaporador casco e tubo acoplado

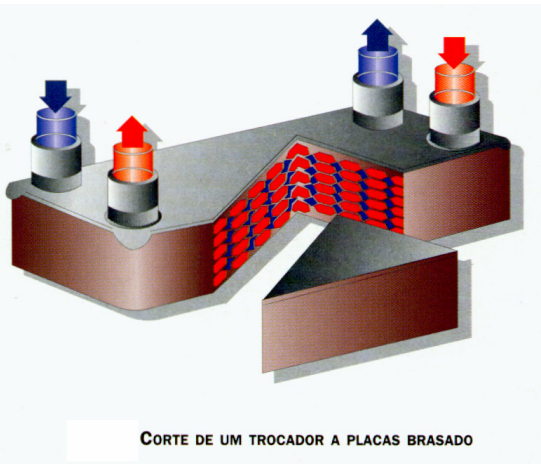
• **Evaporador de placas**

Como exemplo podemos citar o evaporador de uma geladeira doméstica. Consistem em 2 placas que são unidas de forma a permitir o fluxo do refrigerante entre elas.

- Evaporadores de placas de pequena capacidade.
- Evaporadores de placas de grande capacidade.



VISÃO DO TROCADOR DE CALOR A PLACAS



CORTE DE UM TROCADOR A PLACAS BRASADO

7.2 Evaporadores de Expansão Indireta:

Estes evaporadores são semelhantes aos de expansão direta , apenas resfriam fluídos intermediários (salmoras), os quais são circulados em trocadores de calores que estão diretamente nos ambientes a serem refrigerados.

7.3 Dimensionamento de um Evaporador:

A seleção de um evaporador se faz em função da carga térmica e do ΔT (diferença de temperatura do ar ambiente e temperatura de evaporação do refrigerante fixado no projeto). Podem seu utilizadas as mesmas fórmulas utilizadas para dimensionamento de um Condensador, simplesmente considerando as diferenças.

Usualmente se utiliza um ΔT igual a 6 ^{o}C para evaporadores com ventilação forçada e de 12 a 18 ^{o}C para evaporadores estáticos.

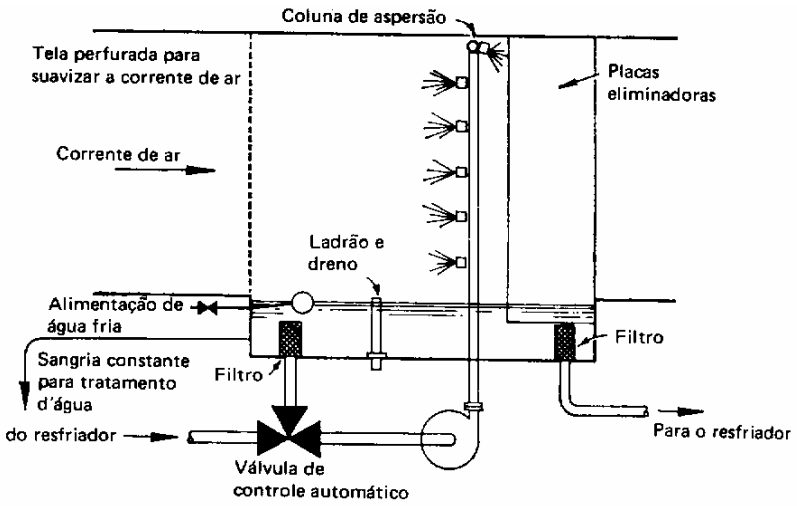
Quanto maior o ΔT menores os níveis de umidade dentro do ambiente refrigerado.

Quando a temperatura da superfície de um evaporador que resfria ar se estiver a uma temperatura abaixo de 0 ^{o}C ocorrerá a formação de gelo na superfície do mesmo, atuando com isolamento térmico e reduzindo a circulação de ar. Neste caso recomenda- se adotar um sistema de degelo.

7.4 Lavadores de Ar:

Uma figura esquemática de um lavador de ar está mostrada na figura a baixo. Os lavadores de ar são utilizados para umidificar e limpar o ar.

Essencialmente um lavador de ar consiste de uma câmara de aspersão na qual uma nuvem densa de água em aspersão finamente dividida é conseguida bombeando água pelos bocais. Em sua trajetória o ar passa primeiro por uma matriz de placas defletoras ou uma tela metálica perfurada, para garantir uma distribuição uniforme do



escoamento do ar sobre a secção transversal do lavador e impeça que qualquer umidade penetre no duto.

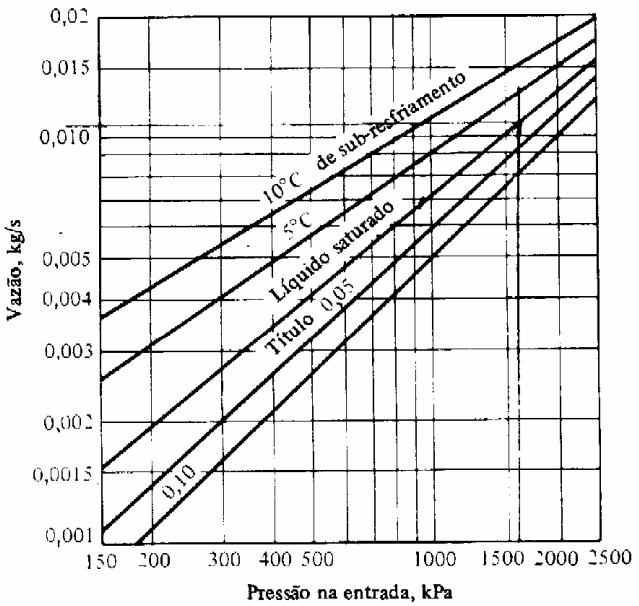
8 DISPOSITIVOS DE EXPANÇÃO :

A função dos dispositivos de expansão é reduzir a pressão no sistema entre o maior valor no condensador e menor valor no evaporador de modo que possa ser obtido uma baixa temperatura no evaporador e regular a vazão que entra no evaporador.

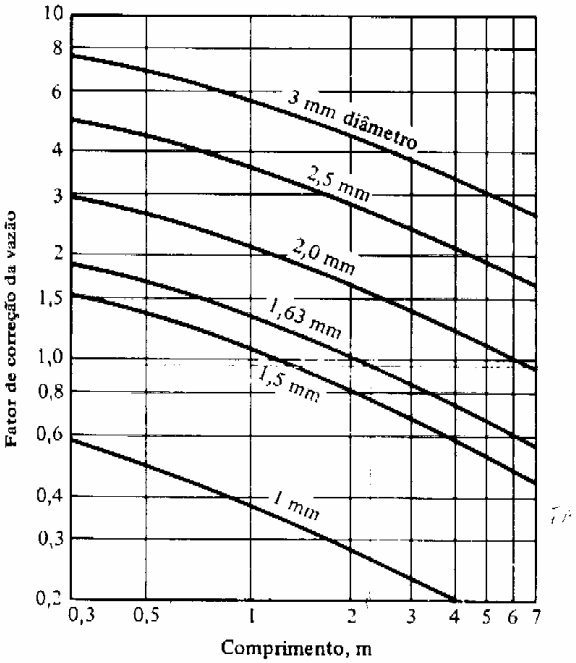
8.1 Tubos Capilares:

São usados em sistemas frigoríficos pequenos (até 10 KW). Tubo capilar é um tubo de 1 a 6m de comprimento e diâmetro interno variando de 0,5 a 2 mm. O refrigerante líquido que entra no tubo perde pressão a medida que escoa por ele, em virtude do atrito e da aceleração do fluído, resultando na evaporação de parte do refrigerante.
O compressor e o dispositivo de expansão devem atingir uma condição de equilíbrio na qual as pressões de aspiração e de descarga são tais que o compressor bombeia exatamente a quantidade de refrigerante com que o dispositivo de expansão alimenta o evaporador.

Seleção do tubo capilar
O projetista de uma instalação frigorífica deve escolher o diâmetro e o comprimento do duto de modo que o ponto de equilíbrio corresponda à temperatura de evaporação desejada o método mais simples de seleção é o apresentado pelos diagramas das figuras abaixo.



Vazão de refrigerante 12 ou 22 para um tubo capilar de 1,63mm de diâmetro primento, sob condições de escoamento blocado.



Fator de correção dos resultados da figura ao lado para diâmetros e comprimentos distintos dos da figura

e 2,03, de com-

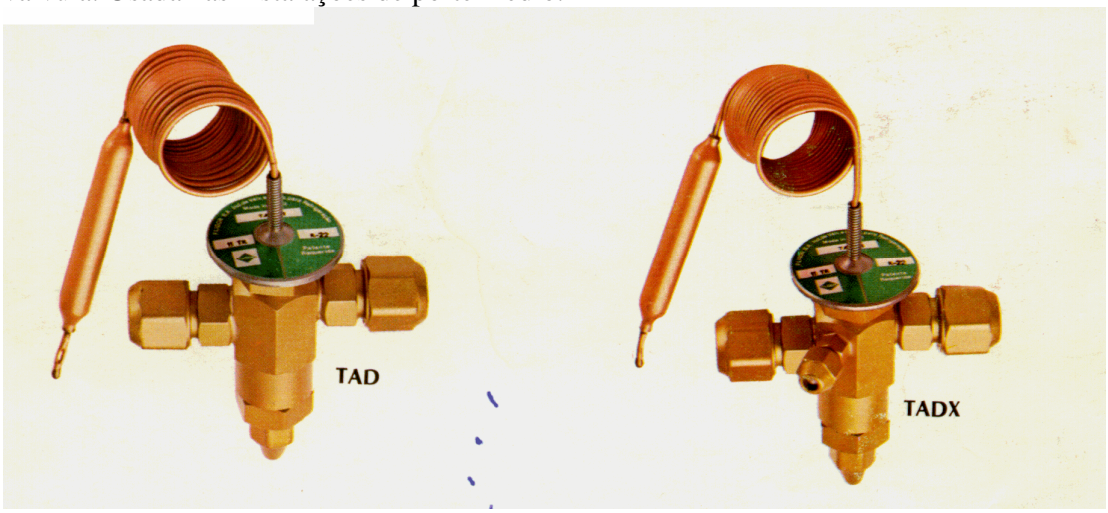
$$\text{Fator de correção} = \frac{\text{Vazão Real}}{\text{Vazão Padrão (gráfico)}}$$

8.2 Válvula de Expansão Termostática

O controle desta válvula é realizado para superaquecimento do gás de aspiração que deixa o evaporador regulando assim a vazão do refrigerante líquido em função da taxa de evaporação.

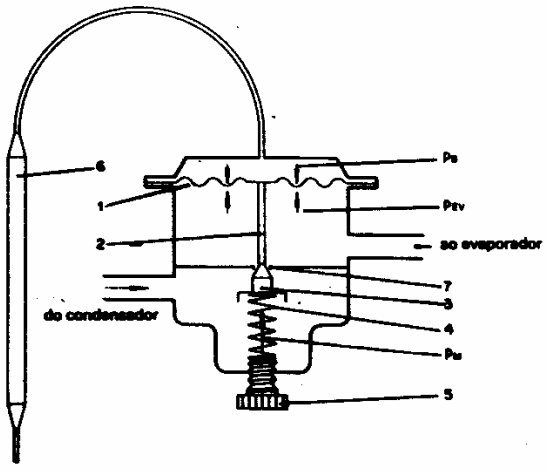
A válvula de expansão termostática opera no sentido de manter aproximadamente a mesma quantidade de líquido no evaporador uma vez se a quantidade de líquido diminuiu, uma superfície maior do evaporador será exposta ao vapor superaquecendo- o em maior grau e portanto propiciando a abertura da válvula.

Geralmente os catálogos de fabricantes trazem a capacidade associada a vazão da válvula. Usada nas instalações de porte médio.



- **Válvula de expansão termostática com equalizador Interno**

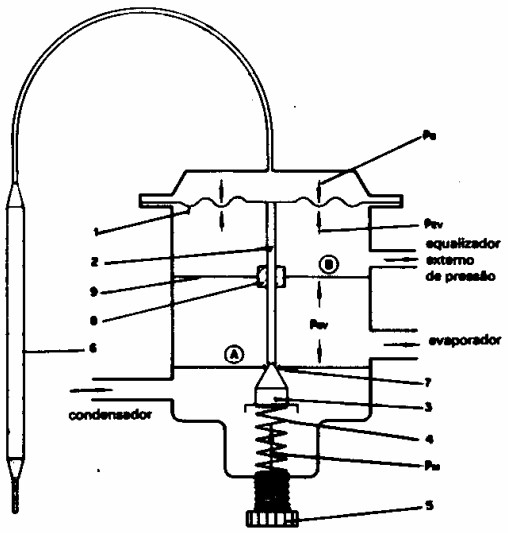
O grau de abertura da válvula é regulado pela pressão Pb no bulbo e tubo capilar atuando no lado superior do diafragma. É determinado pela temperatura do bulbo. A pressão Po na saída da válvula, atuando sob o diafragma, é determinada pela temperatura do evaporador. A pressão da mola atuando sob o diafragma é de regulagem manual.



1 - diafragma
2 - pino de transmissão
3 - agulha
4 - mola de regulagem
5 - haste de regulagem
6 - bulbo termostático
7 - orifício
Pb - pressão do bulbo
Pev - pressão do evaporador
Pm - pressão da mola

• Válvula de expansão termostática com equalizador externo

O grau de abertura da válvula é regulado pela pressão Pb no bulbo e tubo capilar, atuando no lado superior do diafragma. É determinada pela temperatura do bulbo. A pressão Po-AP na saída do evaporador, atuando sob o diafragma, é determinada pela temperatura de evaporação e perda de pressão no evaporador, mais a pressão da mola que também atua sob o diafragma, é regulável manualmente. As válvulas de expansão termostáticas com equalizador externo são usadas nos evaporadores com grande perda de pressão, como é o caso dos que têm distribuidor de líquido.

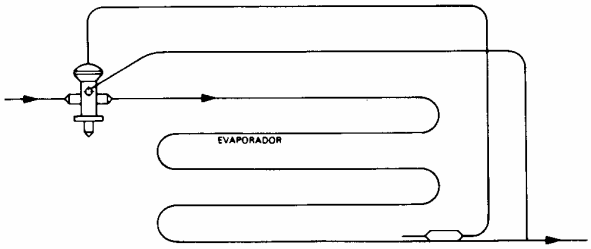


(A) câmara inferior
(B) câmara superior

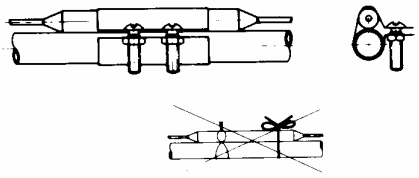
1 - diafragma
2 - pino de transmissão
3 - agulha
4 - mola de regulagem
5 - haste de regulagem
6 - bulbo termostático
7 - orifício
8 - gaveta
9 - parede divisória
Pb - pressão do bulbo
Pov - pressão de entrada do evaporador
Pev - pressão de saída do evaporador
Pm - pressão

CUIDADOS

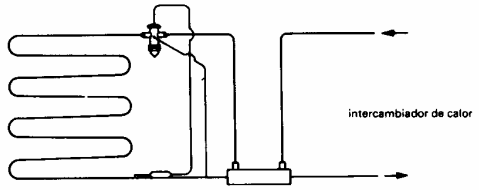
- O bulbo termostático deve estar fixado na saída do evaporador.
- O tubo do equalizador externo deve ser instalado após o bulbo (10 a 20 cm).



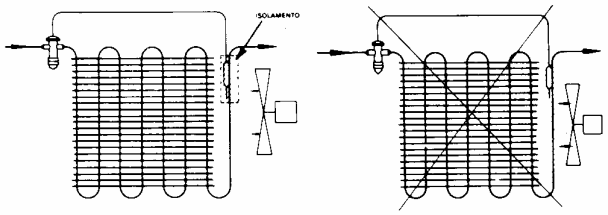
- O bulbo termostático deve estar preso por braçadeiras sobre uma superfície limpa e plana, para que haja um contato térmico ideal com a tubulação de sucção.



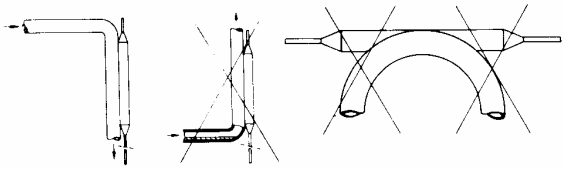
- Deve-se tomar o cuidado de não instalar o bulbo e o equalizador após o intercambiador de calor.



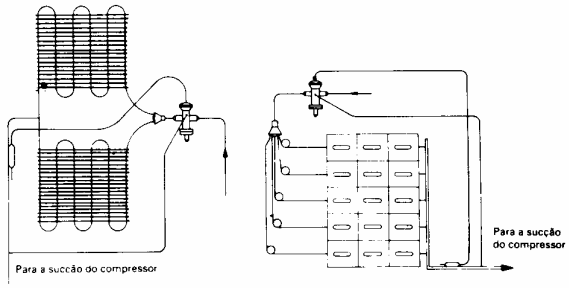
- O bulbo termostático deve estar fora das correntes de ar e totalmente isolado, para evitar impulsos falsos na válvula de expansão.



- O bulbo deve ser instalado sempre na parte horizontal da tubulação de sucção.
Deve-se evitar a colocação em curvas ou vertical. Caso seja necessária a instalação do bulbo numa linha vertical, seguir a indicação da figura abaixo.



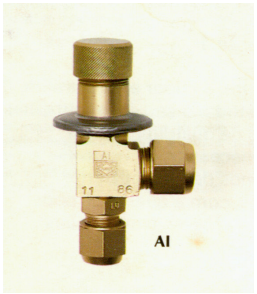
- Se uma válvula de expansão estiver alimentando mais de um evaporador, instalar o bulbo termostático e o equalizador externo na saída do coletor que contém a tubulacão de succão.



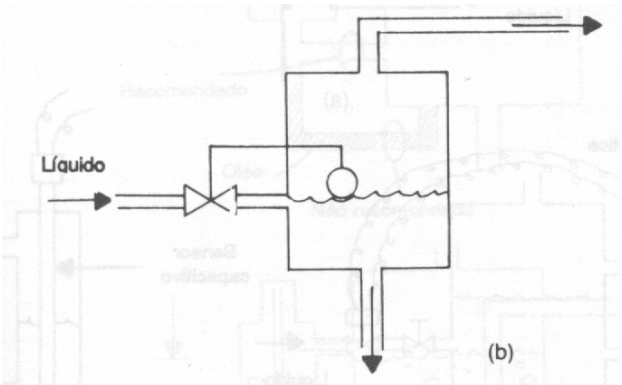
8.3 Válvula Manual

As válvulas de expansão manual são de agulha acionada à mão. A quantidade de refrigerante que passa através do orifício da válvula depende da abertura da válvula, que é ajustável manualmente. A maior desvantagem da válvula de expansão manual é ser inflexível.

8.4 Válvula de Expansão Constante ou Automática:



Esta válvula mantém constante a pressão na sua descarga, à entrada do evaporador . Usada nas instalações menores de 30 KW. As válvulas automáticas se destinam a manter uma pressão de sucção constante no evaporador, independente das variações de carga de calor. São válvulas de funcionamento muito preciso. Uma vez bem reguladas, mantêm praticamente constante a temperatura do evaporador. Daí serem usadas quando se deseja um controle exato de temperatura.

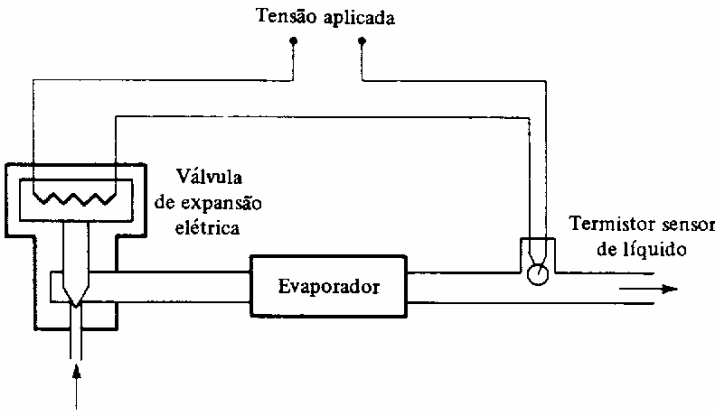


8.5 Válvulas de Bóia:

Este dispositivo de expansão mantém constante o nível de líquido em um recipiente ou um evaporador.

8.6 Válvulas de Expansão Elétrica:

Esta válvula utiliza um sensor de líquido para detectar a presença de refrigerante líquido na saída do evaporador, que abre a válvula quando diminui a presença de líquido.



9 REFRIGERANTES:

Os refrigerantes ou fluidos frigorígenos são substâncias empregadas como veículo térmico na realização dos ciclos de refrigeração.

9.1 Compostos Halocarbônicos:

Os compostos Halocarbônicos ou Hidrocarbonetos Halogenados possuem em sua composição cloro, flúor e/ou bromo.

Sistema de numeração:

1º algarismo = Nº de átomos de carbono -1 (C - 1)
2º algarismo = Nº de átomos de hidrogênio + 1 (H + 1)
3º algarismo = Nº de átomos de flúor (F)
ex.:

Designação numérica	Nº Químico	Fórmula Química
Refrigerante 11	Tricloromonofluormetano	$C Cl_3 F$
Refrigerante 12	Diclorodifluormetano	$C Cl_2 F_2$
Refrigerante 22	Monoclorodifluormetano	$CHCl F_2$
Refrigerante 115	Dicloropentafluoretano	$C_2 Cl F_5$

9.2 Compostos Inorgânicos

Os compostos inorgânicos foram os primeiros refrigerantes utilizados e alguns continuam com grande utilização até hoje.

Sistema de numeração:

1º algarismo = 7
2º algarismo e 3º algarismo = peso molecular
ex.:

R-717	Amônia	$N H_3$
R-718	Água	H2 O
R-729	Ar	
R-744	Dióxido de Carbono	$C O_2$
R-764	Dióxido de Enxofre	$S O_2$

9.3 Hidrocarbonetos:

Os hidrocarbonetos são utilizados especialmente em indústrias de petróleo e petroquímicos. Ex.:

R-50	Metano	$C H_4$
R-170	Etano	$C_2 H_6$
R-290	Propano	C_3H_8

Sistema de numeração: segue o mesmo sistema de numeração dos compostos Halocarbônicos

9.4 Azeotropos:

Uma mistura azeotrópica é aquela que não pode ser separada em seus componentes em destilação. O azeotropo mais conhecido é o refrigerante 502, que é uma mistura de 48,8% refrigerante 22 e 51,2% de refrigerante 115.

9.5 Características Termodinâmicas:

O desempenho comparativo de refrigerantes facilmente usado em ciclos de compressão o vapor é dado na tabela a baixo. Adotou-se uma temperatura de evaporação de 15 ^{o}C, T^{o} de condensação de 30 ^{o}C e considerando-se compressão isentrópica.

Refrige-rante	Nome	Pressão de vapo-rizaçao (kPa)	Pressão de con-densação (kPa)	Relação de Pres-são	Efeito de refrigera-ção (kj/kg)	Vazão de vapor na sucção p/kW refrige-ção (L/s)	CDE
11	Tricloromonofluormetano	20,4	125,5	6,15	155,4	4,90	5,03
12	Diclorofluormetano	182,7	744,6	4,08	116,3	0,782	4,70
22	Monoclorofluormetano	295,8	1192,1	4,03	162,8	0,476	4,66
502	Mistura Azeotrópica	349,6	1308,6	3,74	106,2	0,484	4,37
717	Amônia	236,5	1166,6	4,93	1103,4	0,462	4,76

Para Temperatura de Vaporização= -15 ^{o}C e Temperatura de Condensação de 30 ^{o}C.

Alguns fatores tem de ser levados em conta quando as características termodinâmicas listados na tabela são avaliadas.

Por exemplo se as pressões de operação forem elevadas, os componentes do sistema de refrigeração deverão ser mais resistentes empregando mais materiais, e os equipamentos serão caros. O depósito do refrigerante será também robusto e isto aumenta o custo de transporte. Pressões de operação abaixo da atmosfera significou p/ outro lado, que qualquer vazamento resulta na entrada de ar p/ o sistema.

Em compressores alternativos, a vazão deve ser baixa de modo que o desempenho seja alcançado com uma máquina pequena. Para um compressor centrífugo, p/ outro lado grandes deslocamentos são desejados a fim de permitir o uso de grandes passagens de vazão. A resistência reduzida ou atrito p/ tais passagens aumenta a eficiência do **compressor.**

Embora não listadas na tabela, as temperaturas críticas e de solidificação de uma substância devem ser consideradas ao se analisar a escolha do fluido com refrigerante.

9.6 Propriedades Físicas e Químicas:

Inflamabilidade → Os halocarbônicos não são inflamáveis. A amônia é considerada inflamável em uma mistura de 16 a 25% em volume com o ar.

Toxidade → Os halocarbônicos não são tóxicos. A amônia é altamente tóxica.

Reações com materiais de construção → A amônia ataca o cobre e o latão e outras ligas, não atacando o ferro, aço e alumínio. Os halocarbônicos podem reagir com o zinco magnésio, mas não com cobre, alumínio, ferro ou aço.

Detecção de fugas → A amônia é facilmente detectada pelo cheiro; os halocarbônicos podem ser detectados por meio de lamparinas de Helide ou detectores eletrônicos.

Ação sobre óleos → A amônia não é miscível com o óleo, arrastando parcialmente o óleo. Os halocarbônicos e o óleo são miscíveis onde o R-22 é menos miscível. Devendo ser instalado separador de óleo na linha de descarga para que o mesmo retorne ao compressor.

9.7 Escolha de Refrigerantes:

As características dos refrigerantes são fatores dominantes na escolha. A seguir apresentamos resumidamente os principais aplicações do refrigerantes meio comuns.

Ar →O maior uso com refrigerante é em aviões, onde o peso reduzido de um sistema o ar compensa seu baixo coeficiente de eficácia

Amônia →É mais freqüente o seu uso em grandes instalações industriais de baixa temperatura.

Dióxido de carbono →Usado as vezes p/ congelar alimentos p/ contato direto, sua aplicação é limitada p/ sua alta pressão de condensação sendo aplicada na parte de baixa temperatura no sistema de cascata..

Refrigerante 11 → Utilizados em sistemas com compressores centrífugos.

Refrigerante 12 → Está sendo evitado o seu uso pelos grandes danos que provoca na camada de Ozônio. Era usado principalmente em compressores alternativos de equipamentos de refrigeração doméstica e condicionadores de ar de automóveis.

Refrigerante 22 → A sua maior aplicação em condicionadores de Ar. O seu uso tem aumentado em substituição ao refrigerante 12 porque utiliza um compressor menor e mais barato, e não é tão agressivo a camada de ozônio.

Refrigerante 502→é um dos refrigerantes mais novos que exibe algumas vantagens do refrigerante 22 e apresenta vantagens adicionais de melhor comportamento com o óleo e T^o de descarga do compressor inferior às do refrigerante 22**.**

9.8 Fluídos Alternativos:

O CFC mais importante é o R-12, usado principalmente em sistemas de ar condicionado automotivo, refrigeração doméstica, comercial, etc. O alternativo isento de cloro para o R-12 é o R-134a (tetrafluoretano), com propriedades físicas e termodinâmicas similares ao R-12.

O R-134a pertence ao grupo dos HFCs, fluorcarbonos parcialmente halogenados. Com potencial de destruição do Ozônio igual a zero, devido ao menor tempo de vida na atmosfera. Apresenta uma redução no potencial de efeito estufa de 90% comparado ao R-12.

A Hoechst e a DuPont, grandes fabricantes de fluidos frigoríficos, produzem o R-134a. A DuPont começou produzindo quantidades comerciais em dezembro de 1990 em Corpus Christ, Texas (Estados Unidos).

Na primavera de 1991, certos veículos europeus começaram a ser equipados com sistemas HFC-134a. A transição na Europa terminou em 1994, com a maioria dos veículos novos sendo convertida até 1993. No Japão, a transição começou em fins de 1991 e também terminou em 1994.

A DuPont desenvolveu também outros refrigerantes alternativos. O SUVA MP 39, MP 66, para substituir o R-12. o SUVA HP 80, HP 81, HP 62 para substituir o R-502.

Prevê-se que haverá disponibilidade do SUVA para atender a vida útil restante dos equipamentos existentes. Todos esses refrigerantes (exceto HP 62) contêm tanto refrigerantes de hidroclorofluorcarbono (HCFC) como de hidrofluorcarbono (HFC). As diretrizes do Protocolo de Montreal permitem o uso e produção de HCFC até o ano **2030.**

TABELA DOS ALTERNATIVOS

Nome	Substitui
R-123	R-11
R-124	R-114
R-134a	R-12
R-401	R-12
R-401B	R-12
R-404A	R-502
R-402A	R-502
R-402B	R-502

COMPOSIÇÃO QUIMICA

	HCFC-22	HFC-125	Propano
R-402 A	38%	60%	2%
R-402 B	60%	38%	2%
	HFC-125	HFC-143a	HFC-134a
R-404 A	44%	52%	4%
	HCFC22	HFC-152a	HCFC-124
R-409	53%	13%	34%
R-401 B	61%	11%	28%

COMPOSIÇÂO/INFORMAÇÔES SOBRE INGREDIENTES

Refrigerante	Nomenclatura	Fórmula
HCFC-22	Clorodifluormetano	$CHCIF_3$
HCFC-125	Pentafluoretano	$CF_3CH\ F_2$
HFC-143a	1,1,1-Trifluoretano	CF_3CH_3
HFC-134a	1,1,1,2Tetrafluoretano	CF_3CH_2F
HC-290	Propano	C_3H_8
HFC-152a	1,1-Difluoretano	CH_3CHF_2
HCFC-124	2clorol,1,1,2Tetrafluoretano	$CHCIFCF_3$

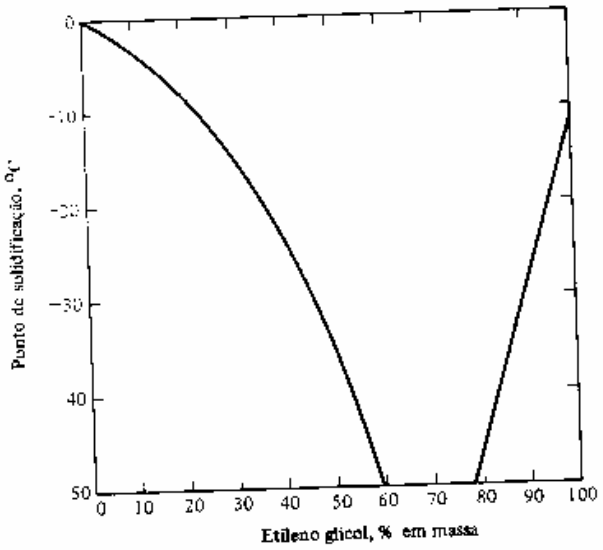
9.9 Refrigerantes Secundários :

Refrigerantes secundários são fluidos que transferem energia da substância que está sendo resfriada para o evaporador de sistema de refrigeração. O refrigerante secundário sofre uma variação na temperatura quando absorve calor e o libera no evaporador, não ocorrendo nenhuma mudança de fase. A Água poderia ser um refrigerante secundário mas seu uso é

limitado pelo seu baixo ponto de congelamento. Assim as substâncias utilizadas são soluções tais como salmoras e anticongelantes.

Os anticongelantes mais utilizados são soluções de água e etileno glicol, propileno glicol e cloreto de cálcio.

Uma das propriedades mais importantes dos refrigerantes secundários é o ponto de



Ponto de solidificação de soluções de etileno glicol

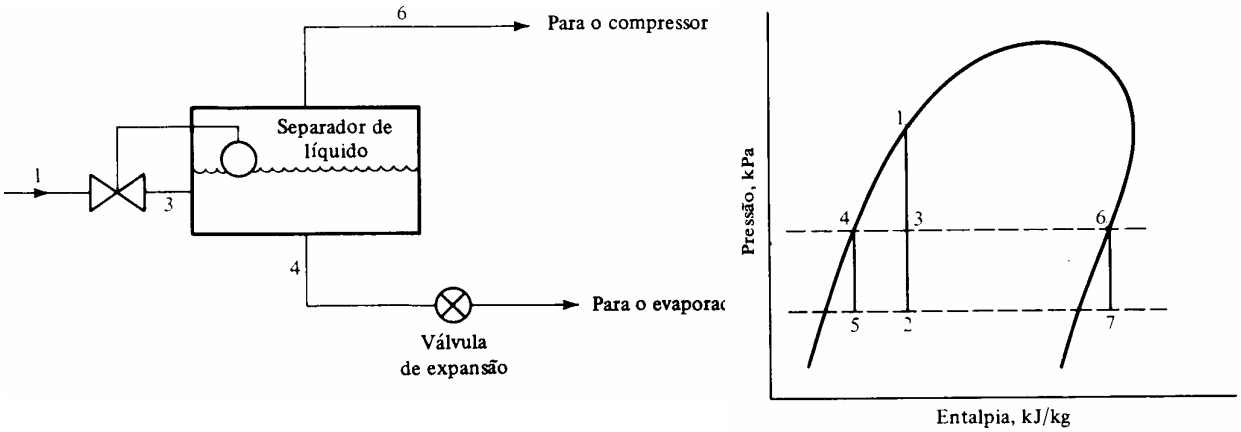
solidificação, o qual varia com o percentual de anticongelante misturado, conforme mostrado na figura abaixo.

10 SISTEMAS MULTI PRESSÃO:

O sistema multipressão ou sistema com compressão em múltiplos estágios é um sistema de refrigeração que possui 2 ou mais níveis de baixa pressão. Este sistema é utilizado quando a diferença entre as temperaturas das fontes fria e quente é muito elevada e a relação de compressão a ser vencida pelo compressor atinge valores que torna aconselhável o uso da compressão por estágios. Outra razão seria quando se deseja com um conjunto servir 2 ou mais ambientes com temperaturas diferentes.

10.1 Separador de Líquidos:

É um equipamento utilizado em sistemas de refrigeração para separar a fração de vapor gerado no processo de expansão. A expansão ocorre através de uma válvula de bóia que também mantém um nível constante no separador de líquido.



Por outro lado são necessários 2 compressores no sistema ou 2 válvulas redutoras de pressão.

10.2 Resfriamento Intermediário:

O resfriamento intermediário entre dois estágios de compressão reduz o trabalho de compressão p/ Kg de vapor. Podemos ver no diagrama abaixo que no processo 4- 5 ocorre:
um menor aumento de entalpia do que no processo de compressão reversível e politrópico de um gás perfeito.

$$W = \int vdp = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{P2}{P1} \right)^{(n-1)/n} \right]$$

P= pressão em P_a
v= volume específico em m^3/Kg
n= expoente politrópico relacionando a pressão e volume específico durante o processo de compressão, $pv^3 = const.$

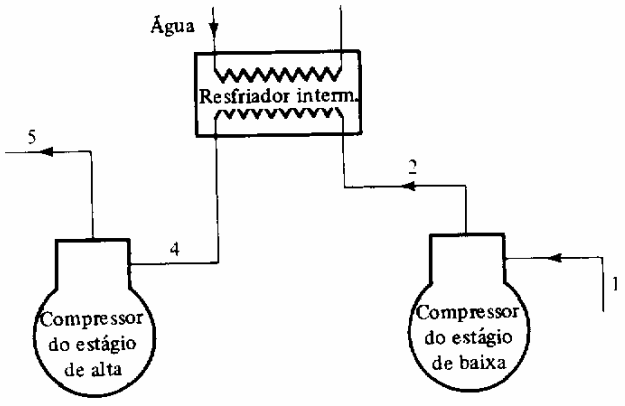


Figura 9-2.

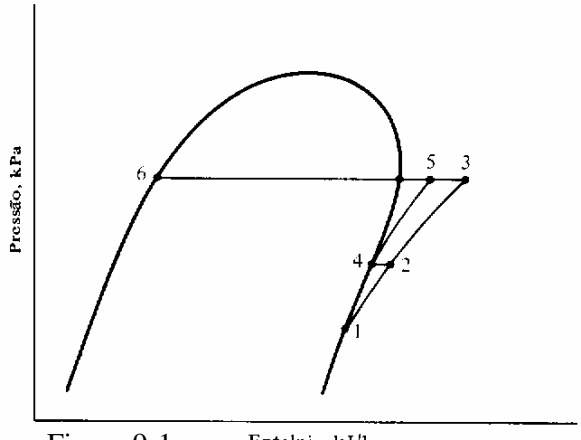


Figura 9-1.

Da mesma forma o trabalho de compressão é proporcional ao volume específico do gás na entrada na figura acima. O volume específico em 2 é maior que em 4.

→O resfriamento intermediário em um sistema de refrigeração pode ser conseguido com um trocador de calor resfriado à água ou com a utilização do resfriamento líquido.

Para o refrigerante 22 e 12 o resfriamento intermediário é ineficaz, pelas propriedades características que podem ser vistas no diagrama.

Em um sistema com refrigerante 22 e 12 a economia no trabalho p/ Kg durante a compressão não compensa a vazão aumentada que precisa ser comprimida p/ compressor p/ estágio de alta.

Para um sistema com amônia, existe uma pressão ótima na geral o resfriamento intermediário deve ocorrer a qual pode ser determinado com aproximação p/ equação:

$$P_i = \sqrt{P_s\, P_d}$$

P_i = Pressão de resfriamento intermediário em KPa.
P_s = Pressão de sucção de compressor no estágio de baixa em KPa.
P_d = Pressão de descarga do compressor no estagio de alta em KPa.

10.3 Sistema com Um Evaporador e Um Compressor:

O separador de líquido e o resfriador intermediário que apareceu na maioria dos sistemas multipressão serão examinados agora em várias combinações:

> O sistema com um evaporador e um compressor e um separador de líquidos é pouco usado, pois o separador de líquidos não melhora o desempenho do sistema é adotada uma válvula redutora de pressão que expande o gás, baixando a pressão do mesmo já que não há um compressor com pressão de sucção alta.

A única razão de uso deste sistema seria manter o vapor na casa de máquina evitando aumento na perda de pressão em longas linhas de sucção.

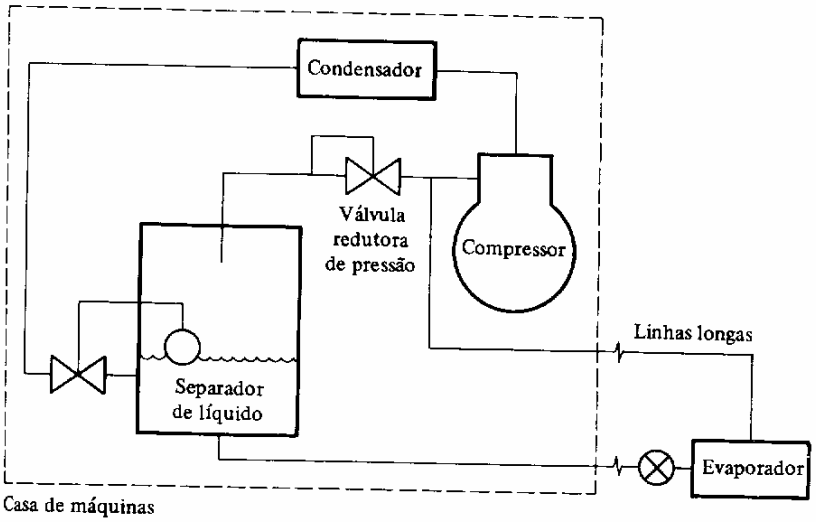
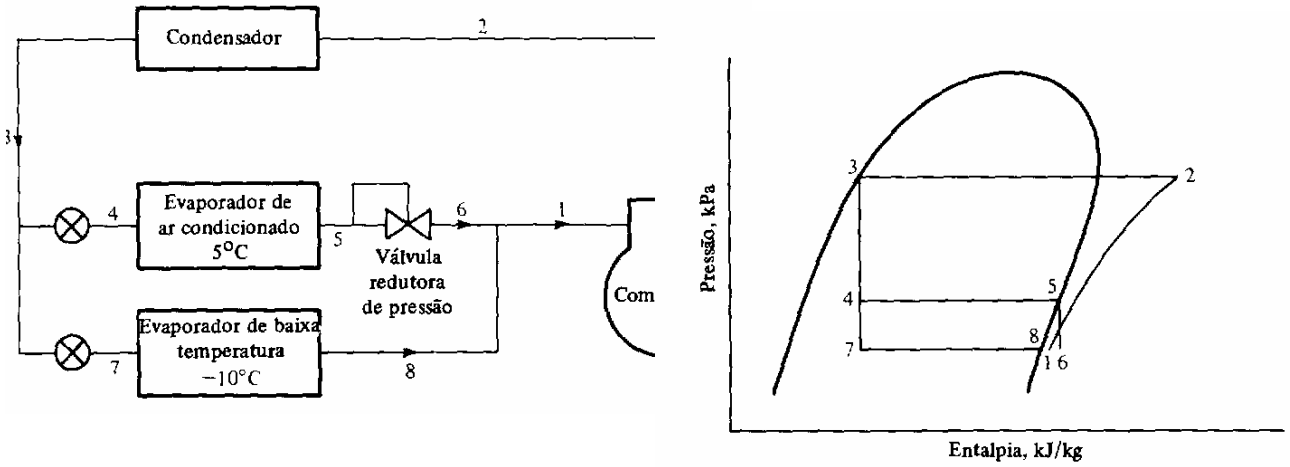


Figura 9-3.

10.4 Sistema com Dois Evaporadores e Um Compressor:

Em muitas situações um compressor serve dois evaporadores que requerem temperaturas diferentes p/ ex. um evaporador para ar condicionado em escritório e um para baixa temperatura em processos industriais.

No sistema mostrado na fig., uma válvula redutora de pressão é instalada depois do evaporador de alta temperatura p/ regular a pressão e manter a temperatura desejada.



10.5 Sistema com Dois Compressores e Um Evaporador:

Compressão de dois estágios com resfriamento intermediário e remoção de gás é a forma mais utilizada p/ servir um evaporador de baixa temperatura.

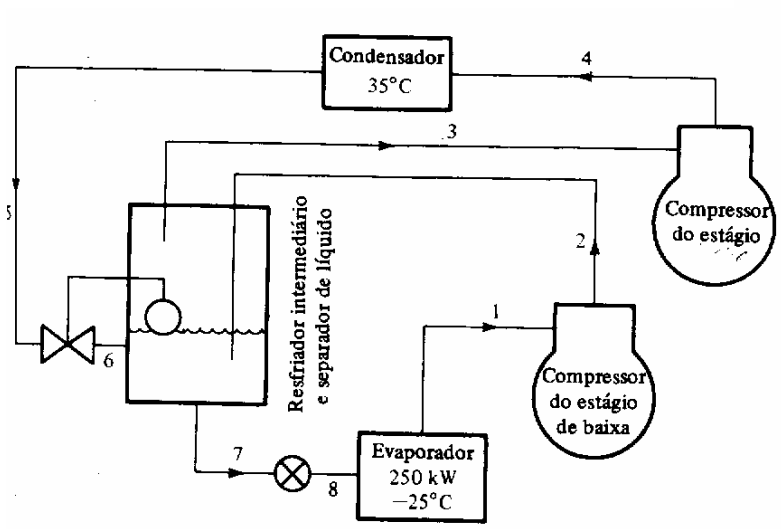


Figura 9-5.

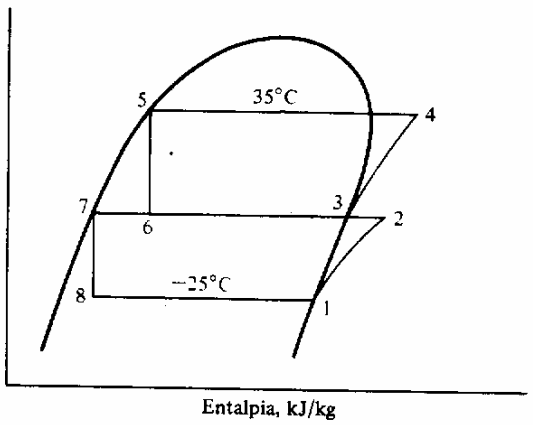


Figura 9-4.

10.6 Sistema de Dois Compressores e Dois Evaporadores:

Evaporadores a 2 temperaturas diferentes podem ser operados com eficiência p/ um sistema de 2 estágios, que emprega resfriamento intermediário e remoção do vapor produzido p/ redução de pressão.

Este sistema é muito comum na refrigeração industrial.

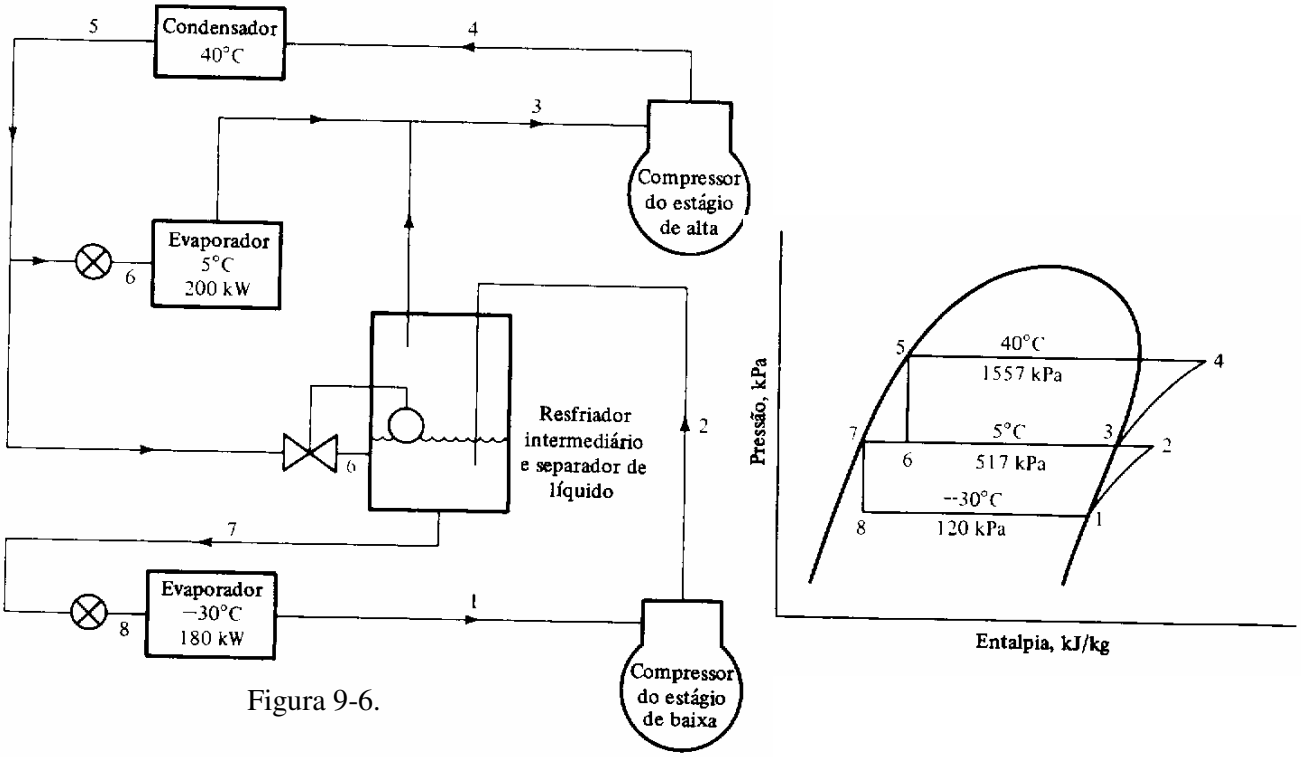


Figura 9-6.

10.7 Ciclo Binário ou em Cascata:

Quando tivermos um ΔT maior que 100 °C a pressão superior torna-se tão baixa que cria problemas de vedação difíceis de contornar. Nestas condições se adotam 2 fluidos frigorígenos que funcionam na seguinte condição binária. Um 1º fluido com temperatura crítica bastante elevada funciona em ciclo de refrigeração que cria diferenças de t° entre o meio ambiente e uma temperatura intermediária que servirá com fonte quente do ciclo de refrigeração de um 2º fluido que se caracteriza por ter elevadas pressões de saturação, mesmo a baixa temperaturas.

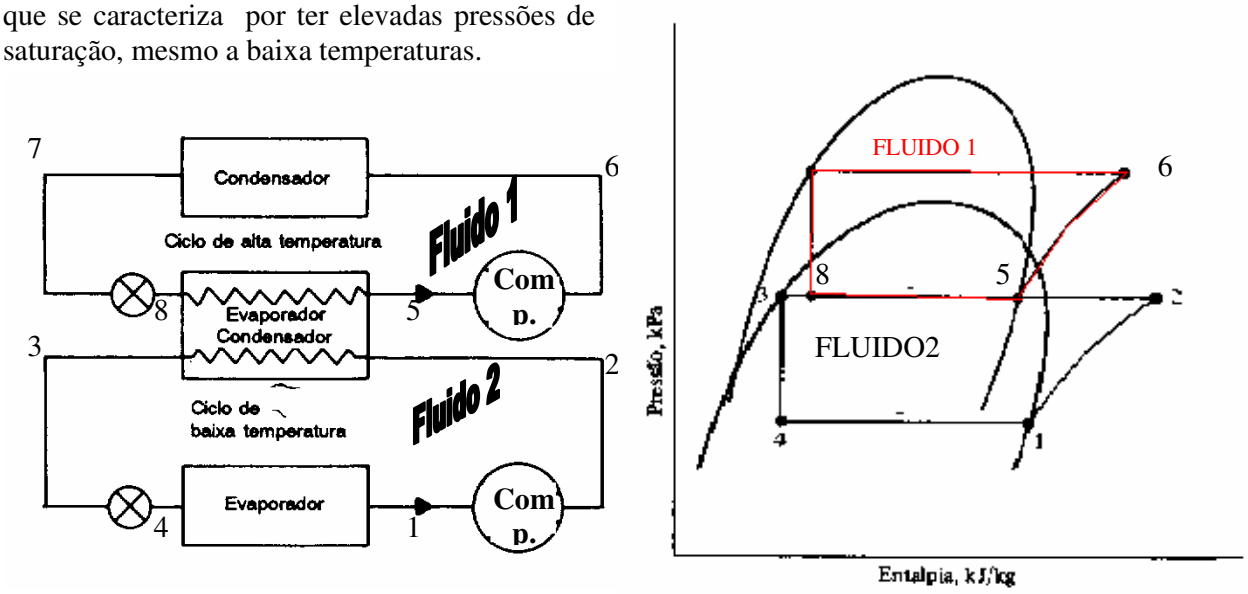


Figura 9-7.

Exercícios:

1- Calcule a potência requerida pelos dois compressores em um sistema com amônia que serve um evaporador de 250 kW a -25^{0}C. O sistema usa compressão de dois estágios com resfriamento intermediário e remoção do vapor produzido pela redução de pressão. A temperatura de condensação é 35^{0}C. *Resp.: 29,2 KW e 40,0 KW*

2- Em um sistema com amônia um evaporador deve prover 180 kW de refrigeração a -30^{0}C e um outro deve prover 200 kW a 5^{0}C. O sistema usa compressão em dois estágios com resfriamento intermediário e é arranjado como na Fig. 9-6. A temperatura de condensação é 40^{0}C. Calcule a potência requerida pelos compressores. *Resp.: 68,2 kW e 97,6 kW*

3- Em um sistema de refrigeração no refrigerante 22 a capacidade é 180 kW à temperatura de –30 ^{o}C. O Vapor do evaporador é comprimido a uma pressão de condensação, de 1500 kPa. Mais tarde o sistema é modificado para uma compressão de duplo estágio operando no ciclo mostrado na Fig. 9-8 com resfriamento intermediário a 600 Kpa, mas sem remoção do vapor produzido pela redução de pressão.

Calcule a potência requerida pelo compressor simples do sistema original.

Calcu1e a potência total requerida pelos dois compressores no sistema modificado. *Resp.:70,9kW.*

4 - Um sistema de dois estágios a amônia usando remoção de vapor produzido pela redução de pressão e resfriamento intermediário opera com o ciclo mostrado na Fig. 9-9. A temperatura de condensação é 35^{0}C. A temperatura de saturação do evaporador de temperatura intermediária é 0 ^{o}C, e sua capacidade é de 150 kW. A temperatura de saturação do evaporador de baixa temperatura é –40 ^{o}C, e sua capacidade é de 250 kW. Qual é a vazão de refrigerante comprimido pelo compressor do estágio de alta? *Resp.:0,411kg/s.*

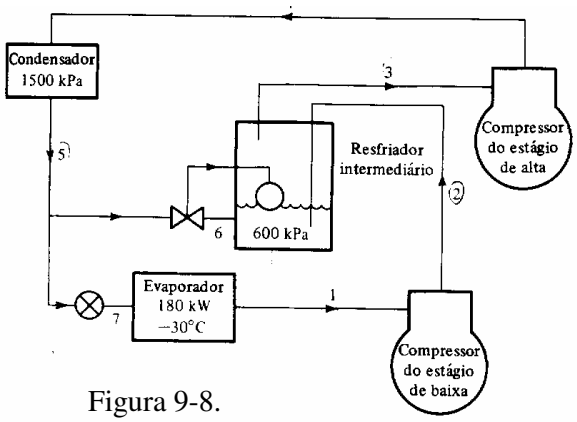


Figura 9-8.

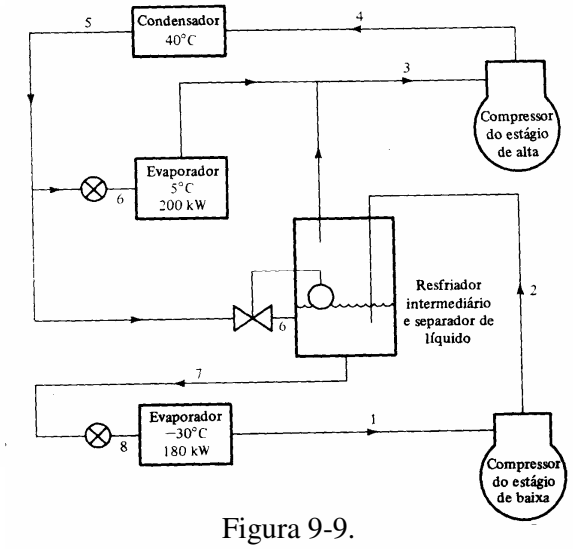


Figura 9-9.

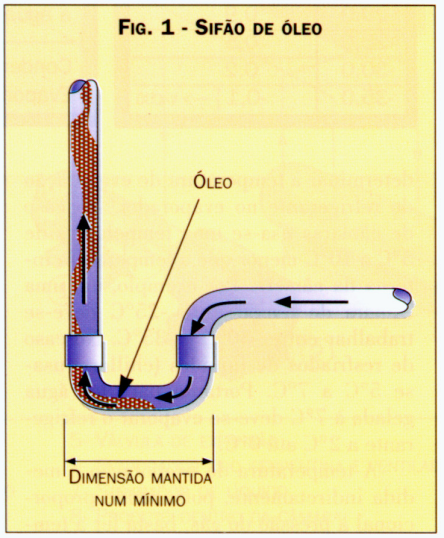
11 TUBULAÇÕES DE REFRIGERANTE:

Apesar dos cuidados na seleção e aplicação de equipamentos encontrar-se-ão dificuldades na operação de um sistema frigorífico se as tubulações do refrigerante forem mal projetadas e montadas.

Um dos principais fatores a serem considerados quando do projeto de um sistema de tubulações de refrigeração é o movimento do óleo.

11.1 Movimento do Óleo:

Dado que um compressor tem que ser lubrificado, mas o refrigerante entra em contato com o óleo de lubrificação, arrastando-o para as tubulações e componentes do sistema frigorífico. Desta forma a tubulação deve ser dimensionada, de modo a produzir velocidades adequadas do fluído e com inclinações capazes de facilitar o retorno no óleo para o cárter do compressor.



Sifão de Óleo: É instalado na base de linhas verticais de gás quente e sucção (que conduzem um fluxo ascendente de gás). Nas linhas de descarga o sifão destina-se a acumular o óleo drenado do tubo vertical durante a parada, evitando que ele volte ao cabeçote do compressor. De modo idêntico nas linhas de sucção. Ajudam o óleo a iniciar a subida nos tubos verticais. O número de sifões em uma instalação vertical deve obedecer a seguinte escala:

Linhas de até 2,5m→sem sifão
De 2,5 à 8m→1 sifão
De 8 a 25m →2 sifão

Separador de Óleo: Um outro elemento que se pode ser utilizado é o separador de óleo. O separador de óleo é um recipiente que recolhe o óleo oriundo do compressor. O óleo recolhido é enviado novamente ao cárter do compressor. Apesar do separador reduzir a quantidade de óleo em circulação, aso outras providências são necessárias.

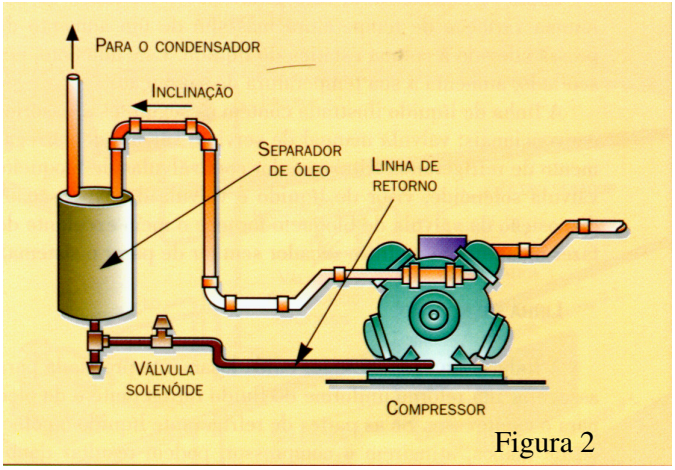


Figura 2

11.2 Sistema com Compressores com Modulação de Capacidade:

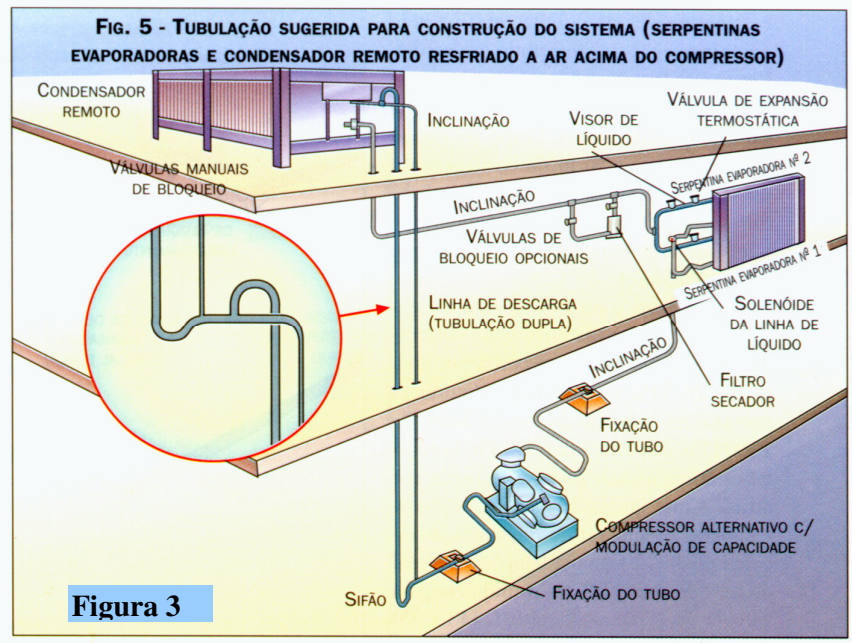


Figura 3

O Estágio de capacidade mínima de um compressor com modulação de capacidade produz normalmente velocidades do fluído que não são adequadas para o movimento correto do óleo nos tubos verticais. Para promover o movimento do óleo o sifão é modificado de modo a incluir um segundo tubo vertical. Este conjunto é denominado um sistema de tubo vertical duplo.

No estágio de capacida-de mínima de um compressor, a velocidade reduzida do fluido faz com que o óleo drene dos tubos verticais enchendo o sifão de óleo. Isso desvia o fluxo restante do fluido para o tubo de menor diâmetro, que tem uma dimensão adequada para manter a velocidade do fluido necessária para o arrastamento do óleo no estágio de capacidade mínima do compressor.

O aumento de carga do sistema limpa o sifão de óleo fazendo o fluxo do fluido passar novamente pelo tubo vertical maior. O tubo vertical de maior diâmetro é dimensionado para produzir uma taxa razoável de fluxo não inferior a 5 m/s e nem superior a 20 m/s dentro dos dois tubos verticais, à capacidade total.

11.3 Linha de descarga:

A função da linha de descarga consiste em transportar o gás refrigerante comprimido e o óleo arrastado desde o compressor até o condensador.

A linha de gás quente deve ser dimensionada para produzir uma velocidade de gás a carga mínima não inferior à 5m/s em tubulação verticais e 2,5m/s em trechos horizontais. Além disso o diâmetro selecionado de tubo não deve produzir uma perda de pressão superior à 28 KPa para R-12 e 42 KPa para R-22. A velocidade máxima do gás com carga total não deve ser superior a 20m/s, pois originariam perdas de pressão e ruídos.

11.4 Linha de líquido:

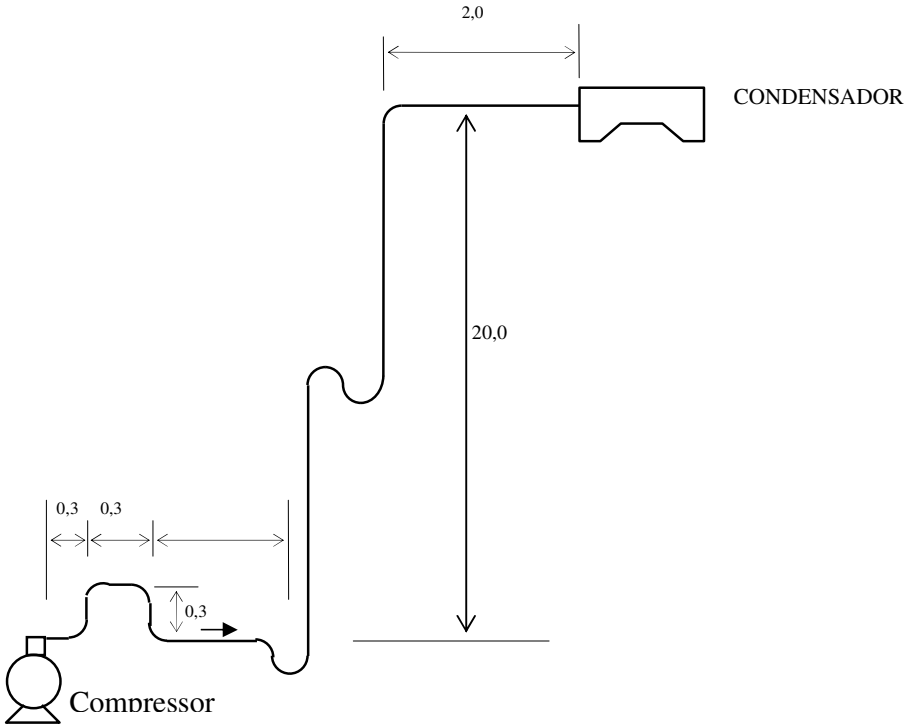
As linhas de líquidos não apresentam problemas de movimento de óleo, pois geralmente este mistura-se com o refrigerante. Contudo podem apresentar problemas se provocarem mudanças radicais de temperatura ou pressão. Ocorrendo isto poderá resultar a formação de gás, indesejável na válvula de expansão. As perdas de pressão máximas recomendadas na linha de líquido são de 28 kPa para R-12 e 42 kPa para R- 22.

11.5 Linha de sucção:

A linha de sucção deve ser cuidadosamente projetada para assegurar um retorno uniforme do gás refrigerante seco e do óleo arrastado para o compressor. As velocidades recomendadas são as mesmas das linhas de descarga. As perdas de pressão máximas são de 14 KPa para o R-12 e 21 KPa para o R-22.

Exercício:

1) Selecione a linha de descarga de um sistema de refrigeração (sem modulação de capacidade) que utiliza R-22 da figura à baixo e com as seguintes característica carga = 20 TR; temperatura de evaporação -10 ^{o}C; temperatura de condensação = 41 ^{o}C; subresfriamento = 5 ^{o}C.



Obs.: Medidas em metros

2) Selecione a linha de líquido de um sistema de refrigeração (sem modulação de capacidade) que utiliza R-22, conforme desenho da figura acima, tendo no lugar do compressor o condensador e no lugar do condensador a válvula de expansão e o evaporador. Tendo as mesmas características do exercícios número 1.

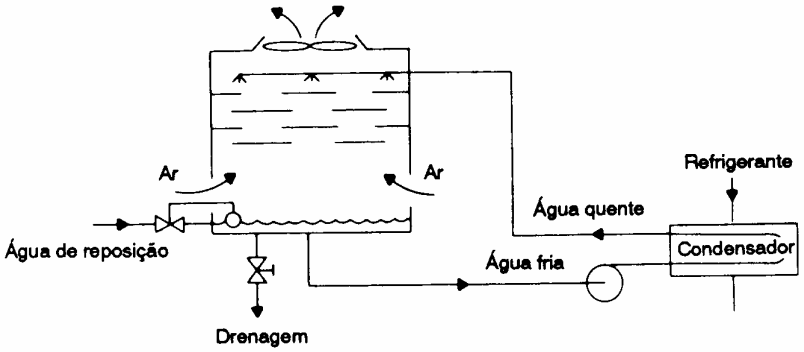
3) Selecione a linha de sucção de um sistema de refrigeração (sem modulação de capacidade) que utiliza R-22, conforme desenho da figura acima, tendo no lugar do compressor o evaporador e no lugar do condensador o compressor. Tendo as mesmas características do exercícios número 1.

12 TORRES DE ARREFECIMENTO E CONDENSADORES EVAPORATIVOS:

Todos os ganhos de calor em um sistema de refrigeração ou ar condicionado devem ser rejeitados no condensador. Para se conseguir isso, o condensador deve ser resfriado a água, resfriado evaporativamente ou resfriado a ar.

12.1 Torres de Arrefecimento:

As torres de arrefecimento mais usuais são trocadores de calor de tiragem mecânica de ar forçado ou por indução com o fluxo do ar em contra corrente ou correntes mistas ou ainda torres atmosféricas.



A água quente oriunda do condensador circula pela torre, entrando pela parte superior, é distribuída através de borrifadores pela gravidade desde ao tanque coletor, onde é succionada por uma bomba. O nível do tanque é mantido com torneira de bóia. Assim a água resfriada volta ao condensador de modo contínuo e uniforme, de que o calor cedido pelo fluído frigorígeno a água de circulação é lançado ao ar na torre.

Torres atmosféricas: é geralmente colocada na cobertura dos prédios de modo a receber a incidência direta dos ventos já que não possui ventiladores.

Torre de corrente de ar forçado: Pode ser localizada em qualquer lugar desde que em contato com o ar exterior. Possui um ventilador lateral na parte inferior. O ar é forçado contra a água borrifada que cai.

Torre de corrente de ar induzido: Instalada geralmente na cobertura dos prédios. O ventilador fica localizado acima dos borrifadores possuindo venezianas laterais na parte inferior, para a entrada do ar.

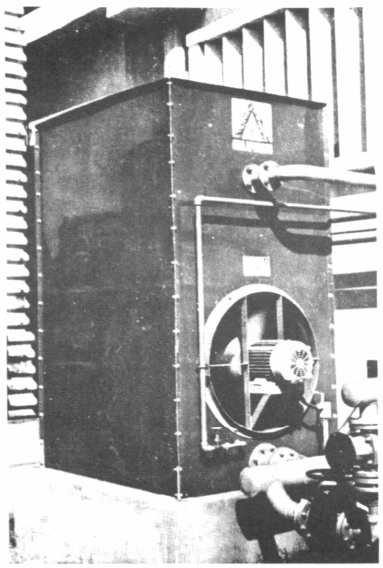


Fig. 6.3 Torre de corrente de ar forçado.
Fonte: Alpina e Balcke. Resfriadores de água compactos de fiberglass.

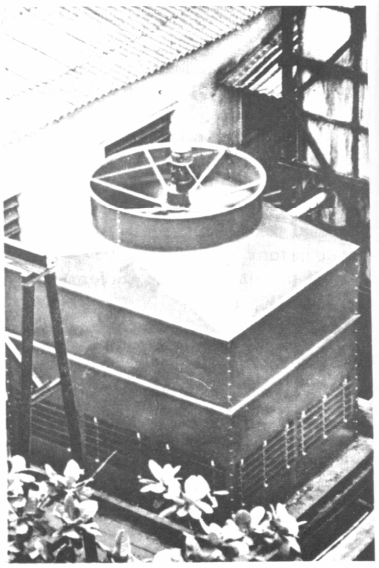
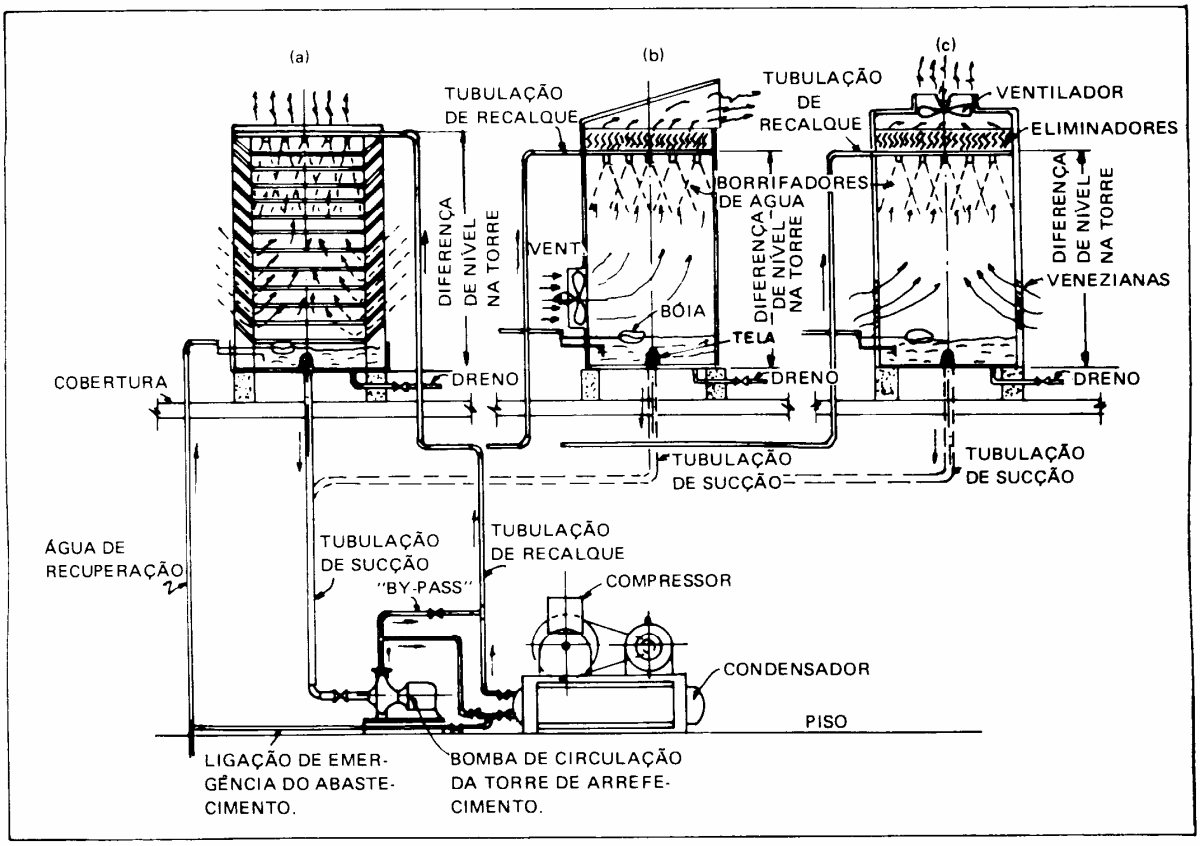


Fig. 6.4 Torre de corrente de ar induzido.
Fonte: Alpina e Balcke. Resfriadores de água compactos de fiberglass.

Atmosférica Corrente de ar forçado Corrente de ar Induzido



Escolha de uma torre de arrefecimento:

Para a escolha correta de uma torre, devemos saber a quantidade total de calor a ser dissipada, **Q**, a temperatura da água quente (entrada) em ^{o}c (t_{w1}) é a temperatura de bulbo úmido do ar ambiente (t_u). Podem ser usados os seguintes valores:

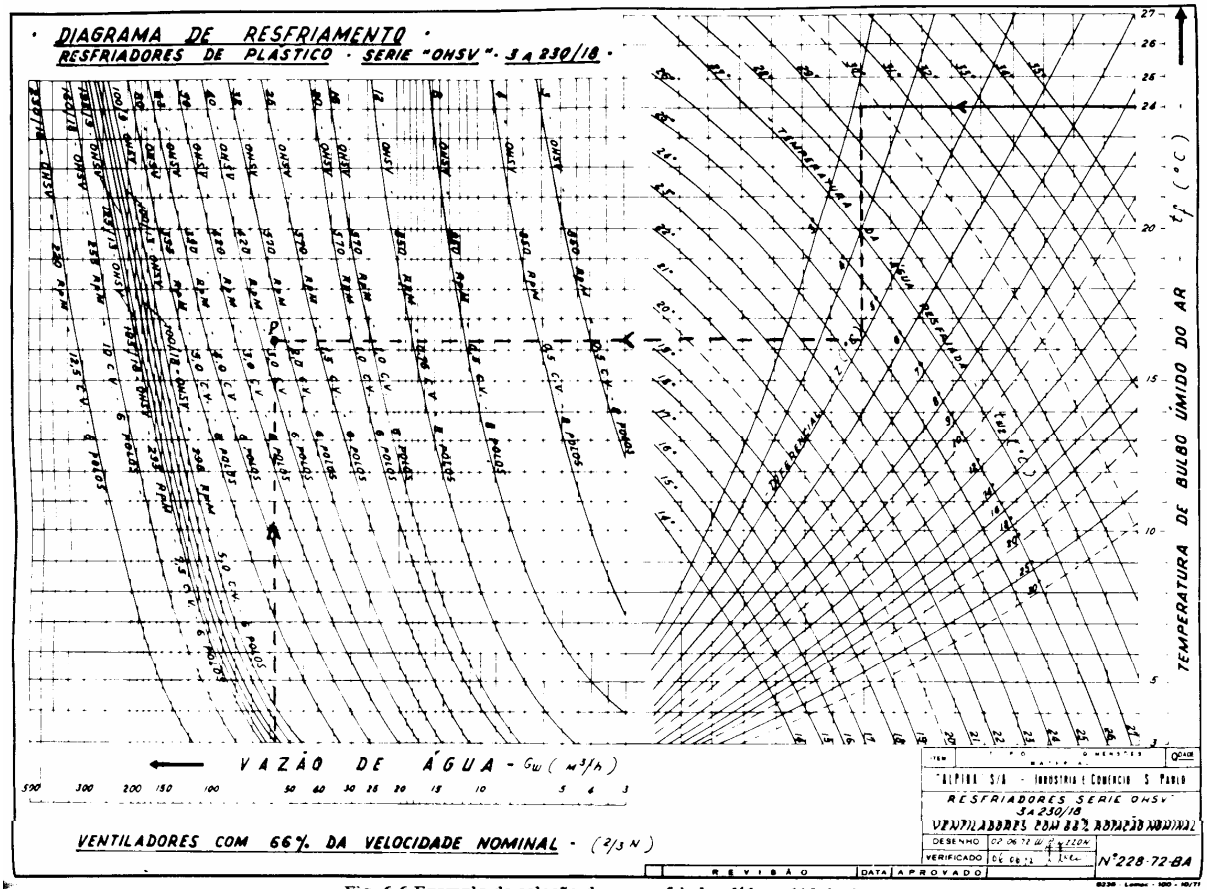
$a = t_{w2} - t_u \rightarrow$ de 3 a 5,5 ^{o}c

$t_{w1} - t_{w2} = 4$ a 5,5 ^{o}c

t_{w2} = temperatura da agua resfriada (saida da torre)

a= temperatura diferencial = aproach= diferença entre a temperatura da água resfriada (t_{w2}) e a temperatura de bulbo úmido do ar. (T_u)

Com estes dados seleciona-se uma torre através de tabelas e diagramas do fabricante.



Quantidade de água em circulação:

Em dados práticos a quantidade de água de circulação deve ser de 11,4 a 22,8 l por minuto por tonelada de refrigeração (TR) ou seja: 0,68 ou 1,36 m^3/h

Escolha de bomba de água de circulação:

Para a escolha de uma bomba d'água, devemos conhecer os seguinte parâmetros:
altura manométrica em metros (H_m)
vazão em m^3/h

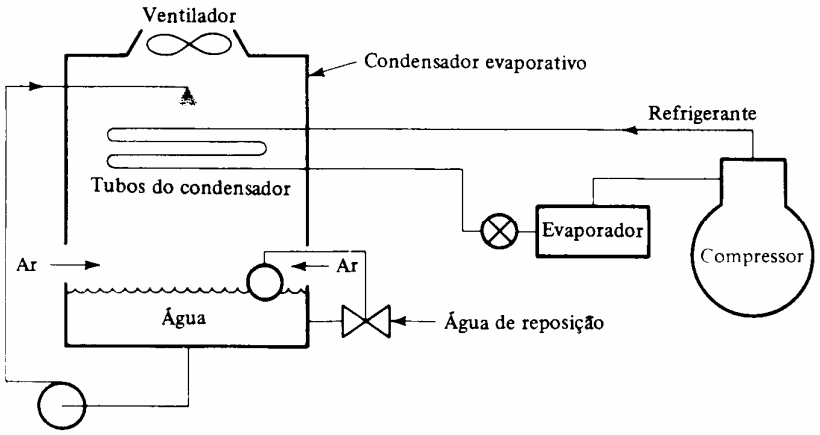
12.2 Condensadores Evaporativos:

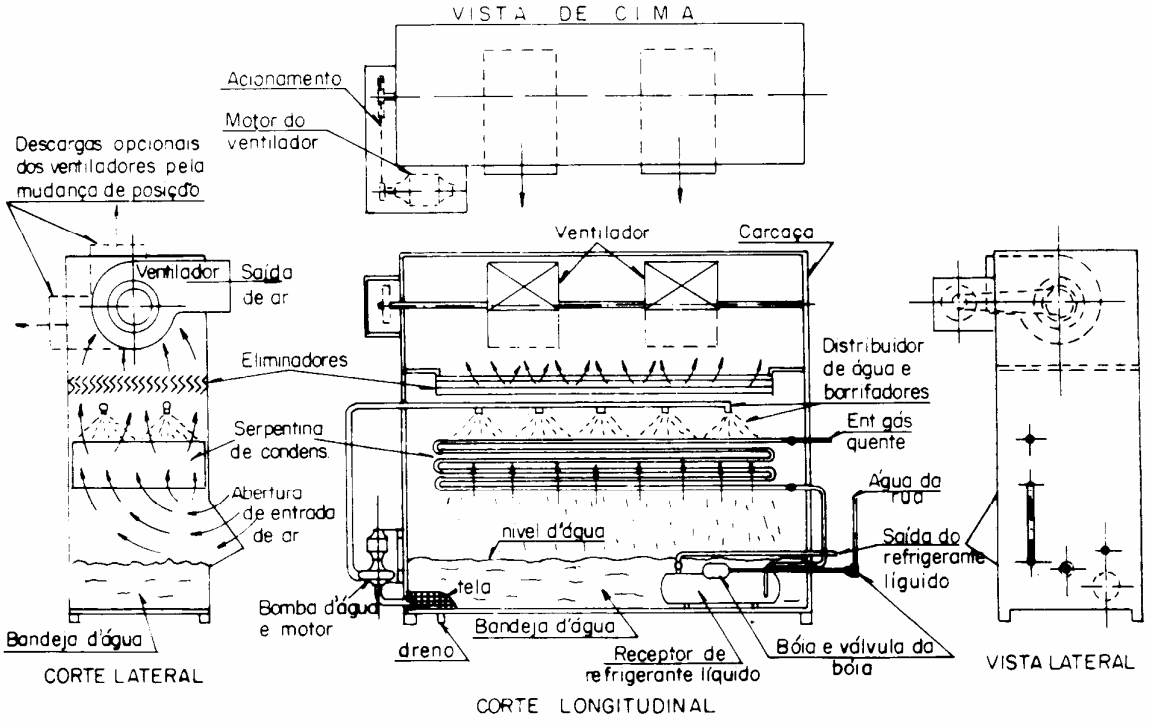
É uma composição de condensador e torre em uma só peça similar a torre, mas mais diretamente os tubos de serpentina do condensador está diretamente na trajetória das correntes de ar e da água e o resfriamento evaporativo ocorre diretamente na superfície externas dos tubos. Uma instalação que usa o condensador evaporativo dispensa o condensador normal.

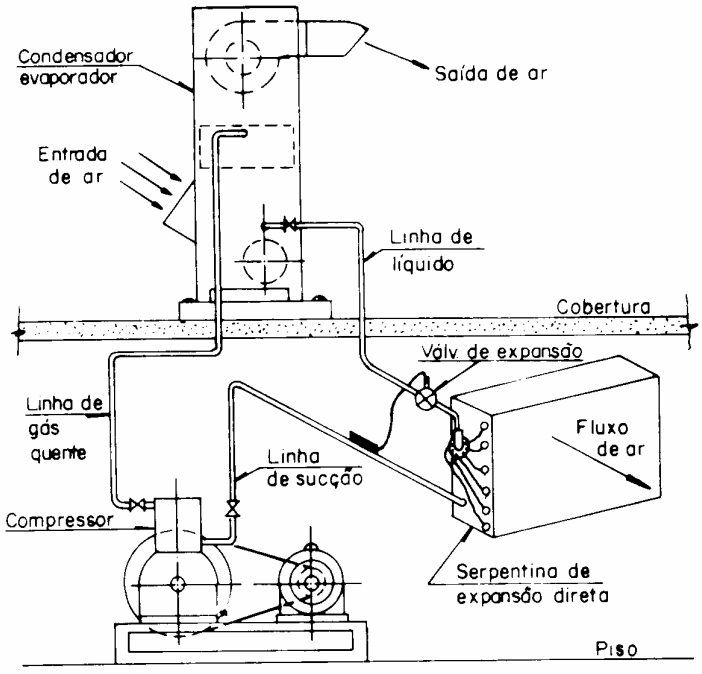
O gás quente vindo do compressor passa p/ serpentinas de condensação, onde recebe a água e o ar e se condensa, sendo depositada no receptor de líquido em alta pressão e daí p/ a válvula de expansão.

A vazão do ar dos ventiladores (que são colocadas em parte superior) deve ser em tomada $7,07 m^3/min$ p/TR

A quantidade de água de circulação deve ser de 3,78 l/min p/ TR.


Ventilador
Condensador evaporativo
Refrigerante
Tubos do condensador
Evaporador
Compressor
Ar
Ar
Água
Água de reposição

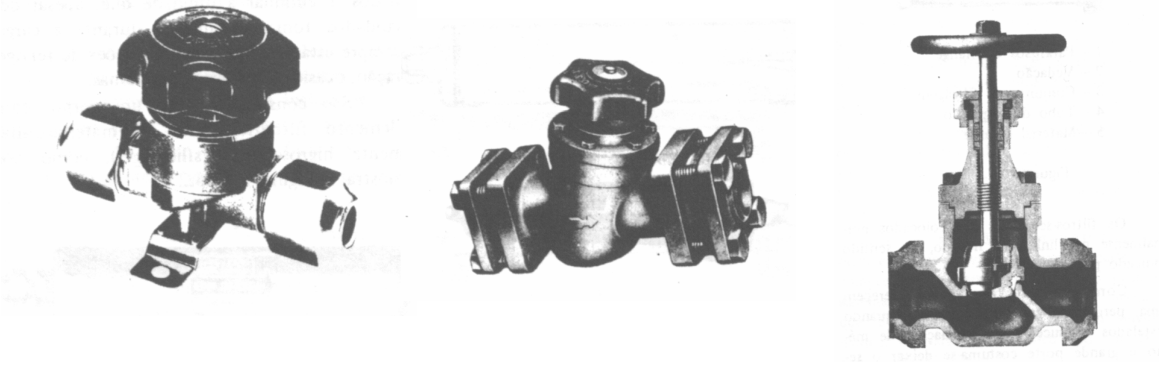

VISTA DE CIMA
Acionamento
Motor do ventilador
Descargas opcionais dos ventiladores pela mudança de posição
Ventilador
Saída de ar
Eliminadores
Serpentina de condens.
Abertura de entrada de ar
Bandeja d'água
CORTE LATERAL
Ventilador
Carcaça
Distribuidor de água e borrifadores
Ent gás quente
Água da rua
nível d'água
Saída do refrigerante líquido
tela
Bomba d'água e motor
Bandeja d'água
dreno
Receptor de refrigerante líquido
Bóia e válvula da bóia
CORTE LONGITUDINAL
VISTA LATERAL


Condensador evaporador
Saída de ar
Entrada de ar
Linha de líquido
Cobertura
Válv. de expansão
Linha de gás quente
Linha de sucção
Fluxo de ar
Compressor
Serpentina de expansão direta
Piso

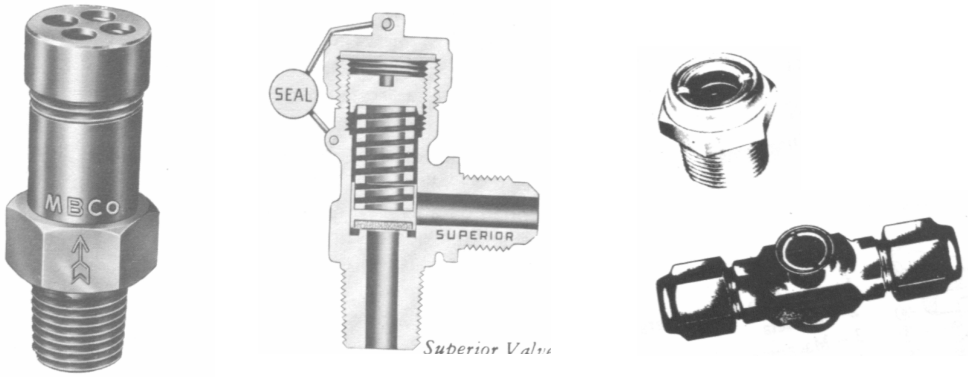
13 OUTROS ELEMENTOS DE REFRIGERAÇÃO:

Uma instalação de refrigeração ou ar condicionado dispõe além de compressor, condensador, evaporador, dispositivo de expansão, já estudados, de outros elementos auxiliares e de controle, que dão muitas vezes fundamentais para o funcionamento e controle da sistema:

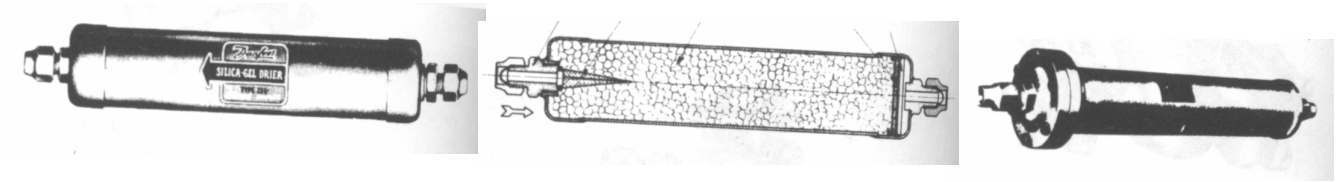
Registros e Válvulas Manuais: são válvulas de fechamento nas canalizações frigoríficas são do tipo globo.



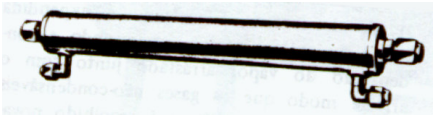
Válvula de Segurança: São válvulas de alívio de proteção contra a sobre pressão.

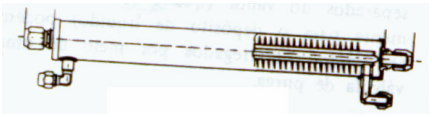


Indicador de Líquido: serve para verificar a passagem do líquido da instalação.
Filtros Secadores: eliminar partículas estranhas e e umidade das canalizações.

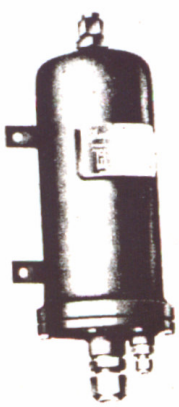


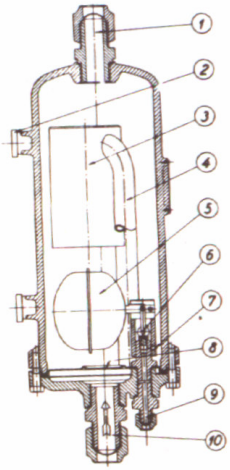
Trocadores de Calor: utilizados para o resfriamento intermediário do fluído frigorígeno. São geralmente dispositivos do tipo duplo tubo com refrigerante líquido no interior e no exterior passa o vapor aspirado pelo compressor.





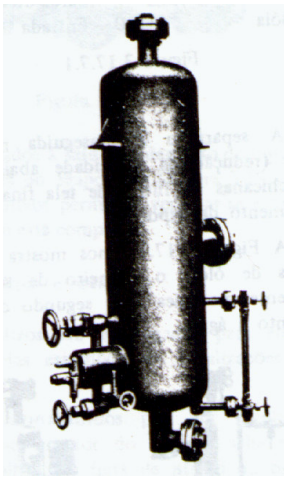
Separador de Óleo: dispositivo colocado entre o condensador evitando que o óleo do compressor se misture com o refrigerante e penetre no evaporador.

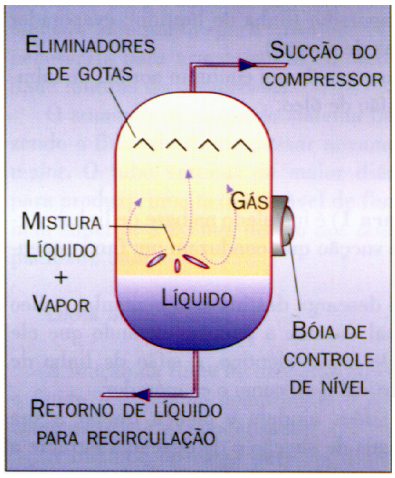




1 – Saída
2 – Suporte
3 – Separador
4 – Cano de ligação
5 – Bóia
6 – Válvula de agulha
7 – Parafuso de fixação
8 – Diafragma
9 – Saída do óleo
10 – Entrada

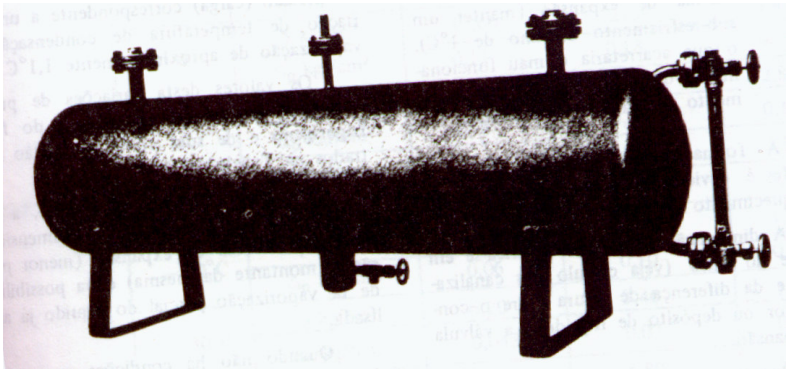
Separador de Líquido: dispositivo usado p/ evitar a entrada de líquido no compressor.





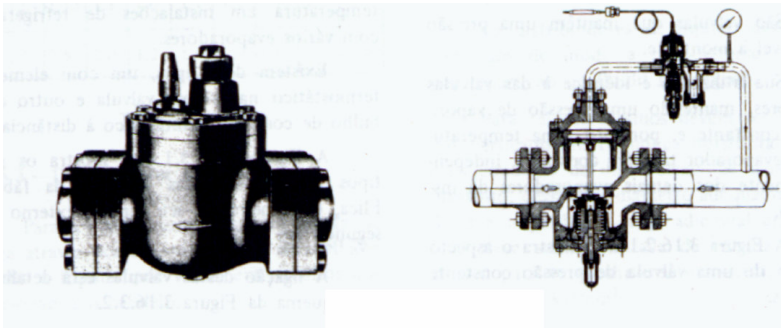
Purgadores de Incondensáveis: visa eliminar gases não condensáveis

Depósito de líquidos: recipiente de forma cilíndrica destinado recolher o líquido frigorígeno condensando p/ condensador evitando a entrada de vapor na válvula de expansão, mantendo também o condensador seco.

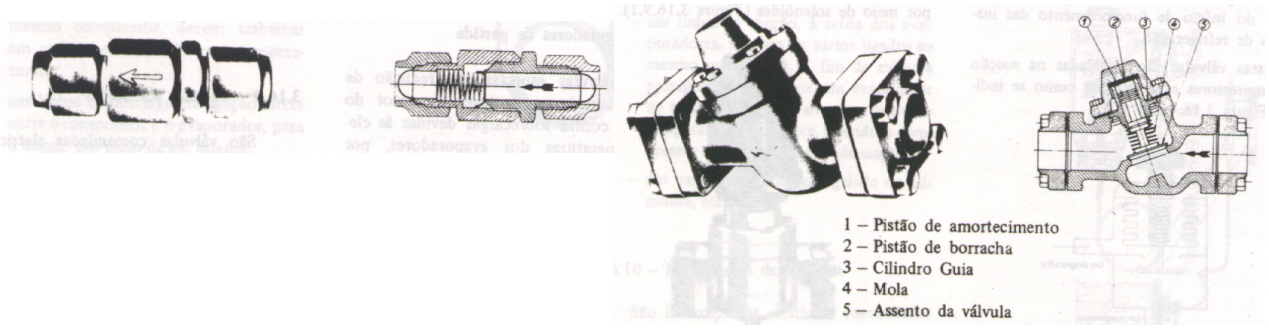


<u>Elementos de controle:</u>

<u>Válvula de ação instantânea</u>: fechar de acordo com a pressão
<u>Válvula de pressão constante</u>: mantém a pressão invariável
<u>Válvula de e aspiração:</u> controla temperatura e pressão
<u>regulador sevo- controlador da pressão da aspiração</u>: controle de pressão e aspiração



Válvula de retenção: deixa passar fluído num só sentido.



Válvula de injeção termostática: permite a abertura quando a temperatura de descarga do compressor torna- se excessiva

Reguladores de partida: válvulas de redução de pressão destinada a proteger o motor do compressor contra sobre cargas.

Reguladores de capacidade: válvulas especiais de redução da pressão utilizada nas instalações onde os compressores dispõe de dispositivos p/ redução de capacidade.

Termostatos: interruptores elétricos comandados p/ temperatura.

Pressostatos: interruptores elétricos comandados p/pressão.

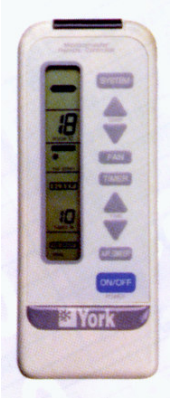
Monômetros: usado p/ medir a pressão de alta e baixa e também do óleo.

Termômetros: medir a temperatura de sucção, descarga e do líquido.

Umidostato: interruptor elétrico comandado p/ umidade.

Além destes elementos em ar condicionado existem: chaves de fluxo de ar e de água, registros de ar, dampers etc**...**







14 AR CONDICIONADO:

Define-se ar condicionado como o ar resultante do processo onde são controladas a sua temperatura, a unidade, a movimentação e a pureza do ar, etc.

Os parâmetros para ar condicionado são determinados através de normas existentes. No Brasil estas definições se dão de acordo com a ABNT na NBR-640.

14.1 Conforto Térmico:

É a sensação de bem estar revelada por uma pessoa em um grupo de pessoas, com relação às condições do ambiente térmico. Parâmetros indicadores da sensação de conforto térmico, temperatura do bulbo seco, e úmido.

14.2 Metabolismo Humano:

O homem comporta-se com um motor térmico no meio em que vive, recebendo um calor Q_1 proveniente da queima de alimentos em suas células e liberando continuamente um calor Q_2 para o meio tem com trabalho e resíduos.

Ao conjunto de transformações de matéria e energia relacionados com os processos vitais dá- se o nome geral de metabolismo.

A energia produzida pelo organismo, pode ser avaliada em função do oxigênio consumido na respiração depende de diversos fatores.

- natureza, constituição, raça, sexo, idade, peso, altura
- clima, habitação e vestuário
- saúde, nutrição e atividade.

O metabolismo básico, que determina a dissipação de energia térmica por um indivíduo, por m^2 de superfície do corpo em repouso absoluto (após 12 hs de jejum deitado, normalmente vestido em condições ambientais de conforto) é de ± 40 Kcal/h m^2

$$S(m^2) = 0{,}203 P(Kgf)^{0{,}4266} . H(m)^{0{,}7246}$$

14.3 Trocas Térmicas do Corpo:

Uma vez que não só as atividades dos organismos animais, com também as condições climáticas são altamente variáveis, necessitam lançar mão de um mecanismo de adaptação térmica para proporcionar a sua sobrevivência este mecanismo é a regulação térmica.

A regulação térmica se verifica praticamente através de trocas térmicas, em forma de calor sensível, Q_s e calor latente Ql.

O homem com homeotermo (temperatura constante), para manter a sua temperatura constante efetua trocas térmicas com o ambiente. As trocas térmicas com o meio podem ser expressas através da chamada equação do metabolismo:

$$\boxed{Qm = \pm Q_o \pm Q_s \pm Q_r \pm Q_l}$$

Sendo que:

$\rightarrow Q_o$ = m c Δ tc (kcal / h) $\rightarrow$ expressa o calor necessario para variar de Δ tc a temperatura tc do corpo.

m= massa do corpo
cp= calor específico do corpo
Δ tc= variação em torno da temperatura tc do corpo para tc= cte, Δ tc=0 e Q_o=0

$Q_s = A\ S(t_s - t_a) \rightarrow (Kcal/h) \rightarrow$ expressa as trocas termicas em forma de calor sensivel.

A = u (1+0,13 v) para temperatura de 18 a 30 ^oC e v=2 a 3 pra pele branca e mormasmente vestida
S = superficie do corpo (m^2)
T_s = temperatura do corpo (^oC)
T_a = temperatura ambiente (^oC)
v = velocidade do ar (m/s)

$Q_r = S\ H_r(t_s - t_p)\ Kcal\ /\ h$

S = superficie do corpo (m^2)
H_r = coeficiente de peliculo
t_s = temperatura media da pele
t_p = temperatura media das paredes

Q_l= $B\ r\ E\ S\ (P_s - P_v) \rightarrow$ Kcal / h calor latente liberada para o meio em forma de exalacao e exsudacao.

B = 0 a 1 - coeficiente de utilizacao da possibilidade de evaporacao com relacao ao meio para B = 0,13 $\rightarrow$ zona de conforto
r = 0,6 Kcal/g
E = coeficiente de evaporacao = 22,9+17,4 v (m/s)
S = superficie do corpo
P_s = pressao de saturacao da agua na temperatura do corpo (para 37 ^oC - 47 mm hg)
P_v = pressao parcial do vapor d´agua no ar

14.4 Escalas de Conforto

Várias tentativas têm sido feitas, com considerável sucesso, para correlacionar fatores do meio que influenciam o equilíbrio térmico do corpo. A escolha da combinação de fatores que em cada caso produza uma sensação de conforto tem sido baseada numa evidência estatística resultante de experiências com um número grande de pessoas. As quatro escalas de conforto que têm sido estabelecidas são:

(a) temperatura equivalente,
(b) temperatura efetiva,
(c) temperatura efetiva corrigida,
(d) temperatura resultante de bulbo seco ou úmido.

A primeira destas é um conceito britânico resultante de trabalhos experimentais realizados com uma espécie de ser humano artificial, denominada de "eupateoscópio". Em resumo, isto é meramente um cilindro escurecido, com 55 cm de altura e 20 cm de diâmetro. O cilindro é aquecido eletricamente em seu interior e a potência calorífica é relacionada com a forma com que o cilindro perde calor para o meio por radiação e convecção. Um controle termostático mantém a temperatura da superfície do cilindro em 24^0C num meio com ar parado a $18,5^0$C. A temperatura da superfície do

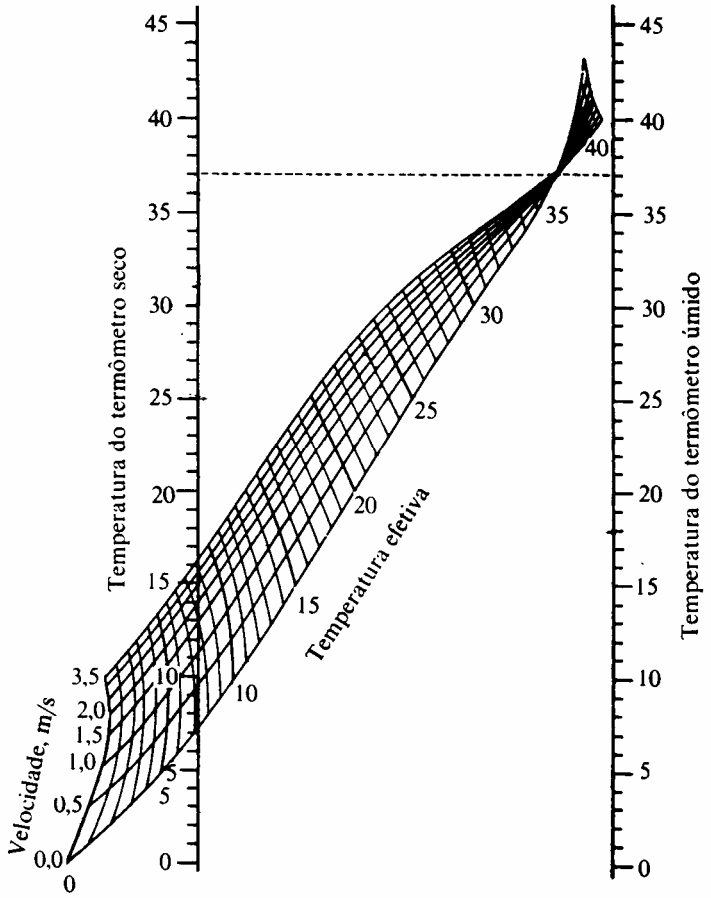
cilindro, portanto, corresponde a temperatura média da superfície de um ser humano vestido em ambientes semelhantes. Daí, a escala de temperatura equivalente (que leva em consideração a temperatura radiante média, temperatura de bulbo seco e velocidade do ar, mas não umidade relativa) foi estabelecida.

Esta escala não se tem mostrado muito popular fora do Reino Unido e seu lugar em aplicações modernas de condicionamento de ar tem sido tomado pelo conceito americano de temperatura efetiva que tem estado em uso por muitos anos. Em sua forma original, ela especifica a temperatura de um ar parado, saturado, que dê uma sensação de conforto igual a combinação dada de movimentação de ar, temperaturas de bulbo seco e úmido. Assim, o efeito da umidade é superenfatizado em temperaturas baixas e subestimado para valores elevados. Um novo conceito americano de temperatura efetiva se refere ao ar com 50% de umidade relativa e dá resultados muito melhores, sendo associada com ambientes encontrados mais usualmente. Um trabalho independente feito por Fanger tem produzido cartas de conforto que dos bons resultados com a mais nova temperatura efetiva para pessoas vestidas com roupa leve, em atividade sedentária e com uma velocidade de ar de 0,1 m/s. Seus resultados sugerem que, a despeito da idade, sexo ou raça, existe uma única e confortável temperatura de bulbo seco com qualquer combinação de parâmetros ambientais, para uma dada atividade e modo de vestir. A temperatura efetiva corrigida leva em consideração a radiação substituindo a leitura do termômetro de globo pela de bulbo seco, portanto considerando todos os quatro fatores ambientais. A temperatura seca resultante é a temperatura medida por um termômetro colocado no centro de uma esfera escura com 100 mm de diâmetro (termômetro de globo) e para uma velocidade de ar 0,1 m/s é0,5 (t_{rm} + t). É mais amplamente usada na Europa do que temperaturas equivalentes ou de globo. Está claro do exposto que, infelizmente, não existe até agora nenhum índice de conforto completamente satisfatório.

14.4.1 Temperatura Efetiva:

Embora o equilíbrio homotérmico possa ser obtido para várias condições de receptividade térmica do ambiente, nem sempre estas oferecem a mesma sensação de bem-estar ao organismo humano. Para caracterizar a sensação de bem-estar ocasionada por um ambiente, em função de sua temperatura, umidade e deslocamento do ar adota-se o conceito de temperatura efetiva. A temperatura efetiva de um ambiente qualquer pode ser definida como sendo a temperatura de um recinto que, contendo ar praticamente em repouso (velocidades compreendidas entre 0,1 e 0,15 m/s) e completamente saturado de umidade, proporciona a mesma sensação de frio ou calor que o ambiente em consideração.

O gráfico da Figura abaixo determinado experimentalmente com o auxílio de grande número de pessoas, fornece as temperaturas efetivas correspondentes a diversas condições ambientes, caracterizadas pela temperatura T_s e T_u e deslocamento do ar, para pessoas normalmente vestidas e em repouso (ASHRAE).



A temperatura efetiva de máximo conforto está relacionada com as condições de despesa mínima de energia do organismo, a qual, conforme vimos, se verifica quando o mesmo não tem de lutar contra o frio ou o calor. Essas condições, ditas de *neutralidade térmica,* dependem dos mesmos fatores que influem sobre o metabolismo, de modo que, na realidade, não podemos falar de uma temperatura efetiva de máximo conforto, mas sim de uma zona de conforto. Assim, dá-se o nome de zona de conforto ao conjunto de condições distintas do ar, caracterizadas na carta Psicrométrica, capaz de proporcionar sensações de bem-estar consideradas como ótimas para a maioria das pessoas. Tal zona, além de ter limites variáveis de pessoa para pessoa, só tendo sentido como elemento estatístico, varia com o vestuário, atividade, clima, estação do ano, idade, sexo etc.

A zona de conforto, determinada estatisticamente por vários experimentadores, para os E.U.A., tem como limites de temperaturas efetivas, mínimo *18.5* ^{0}C e máximo 24,5 ^{o}C, correspondendo o valor médio para o conforto de inverno, a 20 ^{0}C e o valor médio para o conforto de verão a 22 ^{0}C. Quanto à umidade, o grau higrométrico deve estar compreendido entre 40 e 60 %, a fim de permitir uma boa regulação térmica no caso de variação de atividade orgânica.

Para a escolha da temperatura efetiva de conforto para o verão deve ser, entretanto, levado em contato ainda o choque das pessoas ao entrarem nos recintos refrigerados, devido à rápida evaporação do suor acumulado nas roupas e pele, devido ao calor e umidade exteriores. Assim, além de uma diferença de temperatura dos termômetros secos interior e exterior máxima aconselhável de 8 ^{0}C, deve ser julgada satisfatória para pessoas que permanecem no recinto por espaço de te
mpo pequenos, uma temperatura efetiva superior à indicada como de máximo conforto, enquanto que, para pessoas que permanecem no recinto por espaços de tempo superiores a 40 min., a temperatura efetiva indicada deve estar situada na zona correspondente ao máximo conforto.

Para o Brasil, onde o metabolismo, de um modo geral, é inferior ao verificado nos E.U.A., a zona de conforto deve apresentar, para limite mínimo, uma temperatura efetiva superior, sendo indicado pelas normas brasileiras NBR-6401.

14.5 *Condições de Projeto:*

As condições de conforto a serem utilizadas em projetos, para o Brasil, são fixadas pela NBR-6401 da ABNT, intitulada "Instalações de ar condicionado para conforto:, a qual especifica as condições externas e internas de projeto para verão e inverno.

14.6 Tratamento do Ar:

As operações de tratamento de ar podem ser classificadas em: purificação, aquecimento, umidificação, refrigeração, desumidificação e mistura.

→**Purificação**: consiste eliminação das partículas sólidas e impurezas a serem executadas com o seguintes dispositivos: câmara de retenção de pó, filtros secos, filtros de carvão ativado, filtros úmidos, lavadores de ar, filtros eletrostático.

→**Aquecimento**: é obtido por meio de um sistema de calefação.

→**Umidificação**: consiste no aumento da umidade do ar e se consegue por meio de injetores de vapor, recipientes com água e borrifadores de água.

→**Refrigeração**: o resfriamento do ar é obtida através de serpentinas evaporadoras, serpentinas com água gelada e borrifadores de água gelada.

→**Desumidificação**: consiste na redução da umidade do ar e pode ser obtida através de refrigeração, por absorção ou meios químicos.

→**Mistura**: consiste na mistura de duas parcelas de ar em condição físicas diversas.

14.7 Sistema de Condicionamento de Ar:

As instalações de condicionamento de ar podem ser classificadas da seguinte maneira:

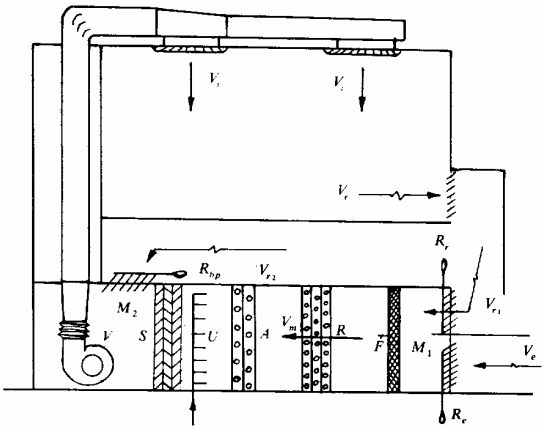
Quanto ao tratamento do ar:

→instalação para aquecimento do ar.

→instalação para refrigeração do ar.

→instalação para desumidificação do ar.

→instalação para a umidificação ar etc.



Quanto a localização ao distribuição dos equipamentos:

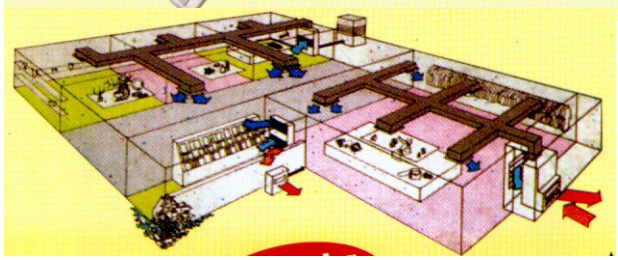


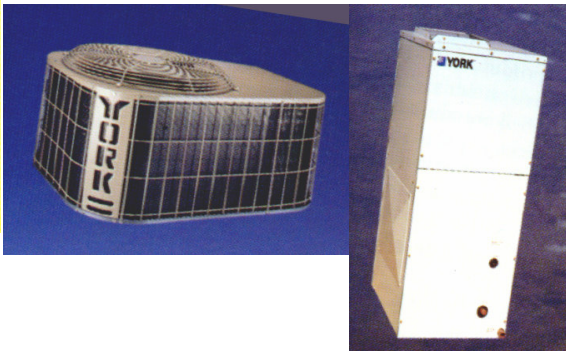
→**instalações locais:** condicionador de ar de janela.

→**instalações semi centrais**.

→**instalações centrais:** com condensação a água e ar ou central de água gelada.

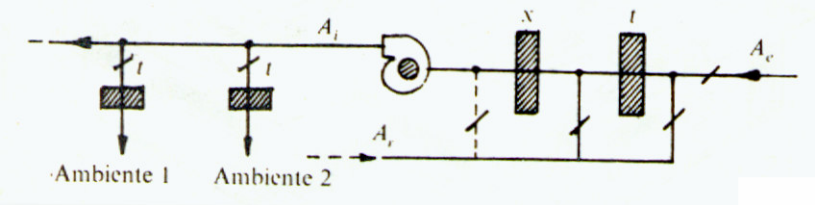




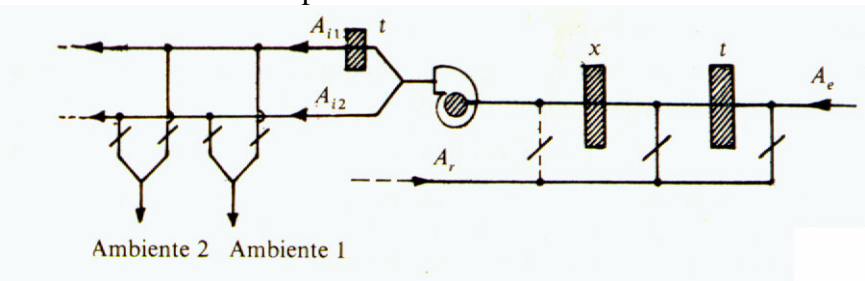


Quanto ao ar insuflado:

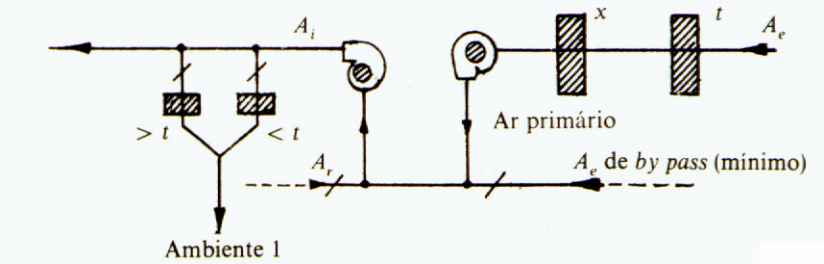
→com insuflamento único.



→com insuflamento duplo.



→com tratamento de ar primário.



14.8 Projeto de instalação de ar condicionado:

No planejamento de uma instalação de ar condicionado devem ser observados os seguintes itens:

→Dados: dados construtivos sobre as recintos a condicionar sobre os recintos a condicionar (plantas, cortes, orientação, especificação de materiais das paredes - limites, finalidade das peças e nº de ocupantes, equipamentos e iluminação, etc.)

→Condições de funcionamento: condições internas e externas - limites de acordo com NBR 6401.

→Escolha do_sistema: atendendo a qualidade, finalidade e natureza do prédio em que será executada a instalação, será escolhido o sistema de ar condicionado, quanto ao tratamento, localização sistema de distribuição, etc.

→Levantamento da carga térmica: cálculo das cargas térmicas de refrigeração e aquecimento.

→Cálculo da temperatura de orvalho (t_o) da instalação: a fim de permitir a retirada do calor latente e calor sensível na proporção necessária para manter as condições de conforto nos recintos condicionados a temperatura de orvalho da instalação (t_o) deve ser escolhido criteriosamente. Para

retirar as parcelas de calor sensível (Q_s) e latente Q_l na proporção desejada calculamos o fator de calor latente (F.C.L).

$$F\ C\ L = \frac{Q_l}{Q_s + Q_l}$$

Proporções entre o calor latente ambiente e o calor total ambiente superior a 42,5% (t_o = 0 ^oC) não podem ser retiradas por simples refrigeração. Como a temperatura de refrigeração deve ser 3 a 9 ^oC inferior a temperatura do orvalho, o rendimento frigorífico da instalação de refrigeração cai rapidamente com T_o. Nessas condições para possibilitar o condicionamento do ar para ambientes cujo o F C L é superior à 42,5%, e mesmo evitar a quebra do rendimento frigorífico pela adoção de temperaturas de orvalho muito baixas adotam-se o reaquecimento, ou escolha de condição de conforto próximos da linha de saturação.

$$V = \frac{Q_S}{g\ C_p\ (t_r - t_s)} \cong \frac{Q_S}{0{,}288(t_r - t_s)} \left(m^3/h \right)$$

$$onde\ t_s = t_o + F_{BP}(t_r - t_o)$$

Q_S = calor sensivel ambiente

t_r = temperatura de retorno

t_s = temperatura de insuflamento de ar

t_o = temeratura de orvalho

F_{BP} = Fator de by pass, e que depende do tipo de sepentina, do numero de foleiras de tubos e da velocidade do ar atraves da mesma (estando na ordem de Fbp = 0,05 a 0,25).

$$t_s = t_r - \frac{Q_S}{0{,}288\ V_i}$$

$\begin{cases} t_s = \text{temperatura de insuflamento} \\ V_i = \text{volume de insuflamento} \end{cases}$

Seleção de equipamentos: A seleção de equipamentos é realizada conforme as exigências nas condições de funcionamento e de acordo com os valores calculados anteriormente.

Circuitos de distribuição do ar: O sistema de circulação do ar, numa instalação de ar condicionado é semelhante ao de uma instalação de ventilação, levando-se em conta os elementos adicionais (serpentinas, borrifadores, etc.).

Isolamento térmico: Todas as partes da instalação do ar condicionado que mantém diferença de temperatura útil em relação ao exterior ou ao meio devem ser isolados. Ex.: canalização de fluido frigorígenos ou água gelada, dutos, os próprios recintos quando houver justificativos econômicos.

Sistema de controle e segurança:

→chaves magnéticas dos ventiladores, bombas, elementos de aquecimento, compressores etc.
→pressostato de alta e baixa nos compressores que agem sobre as chaves magnéticas.
→termostato ambientes para controle de temperatura.
→umidostato: controla a umidade.
→chave de fluxo

→termostato de calor.

Casa de máquinas: A casa de máquinas de uma instalação deve apresentar condições de ligação, localização e espaço indispensáveis e suas funções. Assim deve ser de fácil acesso, deve dispor da ligação da potência elétrica necessária, dreno, alimentação de água de condensação e/ou umidificação (se for o caso). O espaço deve ser suficiente para a instalação e manutenção adequada dos equipamentos, permitindo a fácil remoção de seus elementos.

De um modo geral podem ser utilizadas as formas a seguir para o cálculo da área de uma casa de máquinas:

$$S = \frac{P}{3} + 1$$ (Pequenas Centrais com ciclo reverso ou aquecimento elétrico)

$$S = \frac{P}{2} + 2$$ (Pequenas Centrais com aquecimento por meio de água quente)

S = área em m^2
P = Potência em TR

14.9 Dados práticos

Unicamente como orientação inicial de projeto e localização das instalações de ar condicionado compactos ou centrais, relacionamos a seguir os valores médios de suas características mais importantes por T.R. de potência frigorífica.

Compressores

P_m = 1 a 1,2 cv/T.R. (veja a Tab. 7-2)
t_E = 0 a 10 °C (em média, 4,5 °C)
t_c = 35 °C, 40 °C, 55 °C (água, ar-água, ar).

Evaporadores ou resfriadores

Para o ar (expansão direta ou indireta):

serpentinas de quatro fileiras de tubos de cobre de 3/8" ou 5/8" com 10 aletas por polegada,

Ω_f = 0,05 a 0,09 m²/T.R.
t_o = 2 a 15 °C (depende do F.C.L., veja a Tab. 10-11).

Para a água (*shell and tube*):

S = 0,6 a 1,5 m²/T.R. (volume ≅ 0,025 m³/T.R.)
t_e = 2 a 8 °C (depende do F.C.L., aspectos econômicos entre o ηf e o custo das canalizações)

t_s = 5 a 13 °C
$t_s - t_e$ = 3 a 5 °C
Δt = 4 a 6 °C
K = 500 a 800 kcal/m²h °C
V_{H_2O} = 600 a 1 000 litros/h T.R.
$\Omega_{\text{canalização}}$ = 1 a 1,5 cm²/T.R.
P_{bomba} ≅ 0,04 a 0,1 cv/T.R.
Δp = 10 a 40 m H_2O.

Ventiladores de insuflamento

V = 300 a 700 m³/h T.R.
Δp_t = 20 a 50 mm H_2O

$$P_m = 0{,}05 \text{ a } 0{,}2 \text{ HP/T.R.}$$
$$D_{\text{dupla aspiração}} = 0{,}12 \text{ a } 0{,}15 \sqrt{\text{T.R.}}\ \text{m}$$
$$H = 2{,}2D$$
$$L = 1{,}44D$$
$$\Omega_{\text{canalização}} = 0{,}02 \text{ a } 0{,}03\ \text{m}^2\text{/T.R. (insuflamento)}$$
$$\Omega_{\text{canalização}} = 0{,}03 \text{ a } 0{,}06\ \text{m}^2\text{/T.R. (retorno)}$$
$$\Omega_{\text{bocas}} = 0{,}05 \text{ a } 0{,}07\ \text{m}^2\text{/T.R. (insuflamento)}$$
$$\Omega_{\text{bocas}} = 0{,}03 \text{ a } 0{,}05\ \text{m}^2\text{/T.R. (retorno)}$$

cogumelos de 8" = 0,045 a 0,075 m^2/T.R. (1,5 a 2,5 cogumelos/T.R.).

Condensadores

A água:

$$S = 0{,}4 \text{ a } 1\ \text{m}^2\text{/T.R. (volume} \cong 0{,}012 \text{ a } 0{,}02\ \text{m}^3\text{/T.R.)}$$
$$t_e = 25 \text{ a } 30\ ^\circ\text{C}$$
$$t_s = 30 \text{ a } 40\ ^\circ\text{C}$$
$$t_s - t_e = 5 \text{ a } 10\ ^\circ\text{C}$$
$$t_c = t_s + 2 \text{ a } 4\ ^\circ\text{C}$$
$$\Delta t = 5 \text{ a } 10\ ^\circ\text{C}$$
$$K = 750 \text{ a } 1\,000\ \text{kcal/m}^2\text{h}\ ^\circ\text{C}$$
$$V_{H_2O} = 600 \text{ a } 700 \text{ litros/h T.R.}$$
$$\Omega_{\text{canalização}} = 1\ \text{cm}^2\text{/T.R.}$$
$$P_{\text{bomba}} = 0{,}08 \text{ a } 0{,}15 \text{ cv/T.R.}$$
$$\Delta p = 20 \text{ a } 40\ \text{m } H_2O.$$

A ar:

serpentinas de quatro fileiras de tubos de cobre de 3/8" ou 5/8" com 10 aletas por polegada.

$$\Omega f = \text{m}^2\text{/h T.R.}\Omega_f = 0{,}1 \text{ a } 0{,}135\ \text{m}^2\text{/T.R.}$$
$$t_c = 45 \text{ a } 55\ ^\circ\text{C}$$
$$\Delta t_{\text{ar}} = t_s - t_e = 10 \text{ a } 15\ ^\circ\text{C}$$
$$V_{\text{ar}} = 850 \text{ a } 1\,250\ \text{m}^3\text{/h T.R.}$$
$$\Delta p_t = 20 \text{ a } 35\ \text{mm } H_2O$$
$$P_m = 0{,}15 \text{ a } 0{,}3 \text{ cv/T.R.}$$

A água e ar em contato (evaporativos):

$$S = 1{,}2\ \text{m}^2\text{/T.R.} \quad \text{(superfície horizontal} = 0{,}1\ \text{m}^2\text{/T.R.)}$$
$$H = 2 \text{ a } 6\ \text{m}$$
$$V_{\text{ar}} = 700\ \text{m}^3\text{/h T.R.}$$

$P_{\text{ventilador}} = 0{,}075$ a $0{,}1$ cv/T.R.
$V_{\text{H O}} = 200$ a 400 litros/h T.R.
$P_{\text{bomba}} = 0{,}05$ a $0{,}1$ cv/T.R.
borrifadores $= 1\ \text{m}^3/\text{h}$ de água a $10\ \text{m}\ H_2O$ de pressão.

Torres de arrefecimento

superfície horizontal $= 0{,}1\ \text{m}^2$/T.R.
$H = 2$ a 6 m.
$V_{\text{ar}} = 700\ \text{m}^3$/T.R.
$P_{\text{ventilador}} = 0{,}05$ a $0{,}075$ cv/T.R.
$V_{\text{H}_2\text{O}} = 600$ a 700 litros/h T.R.
$P_{\text{bomba}} = 0{,}08$ a $0{,}15$ cv/T.R.
borrifadores $= 1\ \text{m}^3/\text{h}$ de água a $10\ \text{m}\ H_2O$ de pressão.

Elementos de aquecimento

potência calorífica $P_c \cong P_f = 3\,023$ kcal/h T.R. (dependendo da carga térmica)

Caldeira:

área do local $\cong (P_c/80\,000) + 1\ \text{m}^2$
$V_{\text{H}_2\text{O}} = 150$ a 300 litros/h T.R.
$\Delta t_{\text{H}_2\text{O}} = 10$ a $20\ ^\circ\text{C}$
$\Omega_{\text{canalização}} = 0{,}25$ a $0{,}5\ \text{cm}^2$/T.R.
$\Delta p = 10$ a $40\ \text{m}\ H_2O$
$P_{\text{bomba}} = 0{,}015$ a $0{,}05$ cv/T.R.

Serpentinas de aquecimento:

serpentinas de duas fileiras de tubos de 5/8" com 10 aletas por polegada
$\Omega_f = 0{,}05$ a $0{,}09\ \text{m}^2$/T.R.
$V_{\text{ar}} = 660\ \text{m}^3/\text{h}$ T.R.
$\Delta t_{\text{ar}} = 16\ ^\circ\text{C}$.

Resistências elétricas:

$W = 3{,}5$ kW/T.R.

15 VENTILAÇÃO:

Dá-se o nome de ventilação ao processo de renovar o ar de um recinto, tendo como finalidade controlar a pureza e deslocamento do ar, podendo também controlar a temperatura e umidade.

15.1 Composição do Ar:

A composição básica do ar atmosférico respirável em condições normais em volume é:

78,03 %	N_2
20,99 %	O_2
0,03 %	$C\,O_2$
0,47 %	$H_2\,O$
0,48 %	outros gases, além de odores, poeira e bactérias

O ar ambiente não tem a mesma composição do ar puro, podendo tornar-se inadequados a respiração. Existem limites admissíveis do ar ambiente:

a) Para pressões muito baixas (altitude de 3.300m) a respiração torna-se difícil.
b) Devido ao desprendimento de calor e vapor de água efetuado pelo corpo humano e outros equipamentos, aumenta rapidamente e temperatura e umidade do ambiente dificultando o metabolismo humano.
c) O índice mínimo de oxigênio recomendado para a respiração é de 14%, pois para 10% de oxigênio verifica- se asfixia e com 7% a morte.
d) Existe várias causas da contaminação do ar :
   → Pessoas e animais reduzem O_2 e exalam microorganismo
   → Combustão e iluminação consomem O_2 e produzem gases.
   → Automóveis consomem 0_2 e produzem gases.
   → Fumantes.
   → Industrias.

15.2 Quantidade de Ar Necessário a Ventilação:

O organismo humano em repouso consome 16 l/h de O_2 para o seu metabolismo básico. Nem todo o O_2 do ar é aproveitado, ou seja, apenas 5,5% do volume do ar respirado. Então conclui-se que consumimos 300 L de ar p/ h, na realidade dependendo da atividade do indivíduo ou do tipo do ambiente pode ser de 25 a 150 vezes à indicado acima.

A tabela 4 da NBR-6401 relaciona valores para a renovação de ar exterior. Para melhorar as condições de conforto térmico do ambiente pode ser adotado uma maior vazão de ar.

Quando se trata de ventilação permanente de ambientes onde são produzidas grandes quantidades de calor (salas de máquinas, de caldeiras, de fornos, churrasqueiras, cozinhas, etc.), nos quais se deseja manter a temperatura do recinto, (Tr), pouco acima da temperatura exterior (Te) a quantidade de ar necessária será dado por:

$$V = \frac{Q}{\gamma \;\; Cp\,(Tr - Te)} \cong \frac{Q}{0{,}288\;(Tr - Te)}$$

Q= quantidade de calor a retirar do ambiente considerado.

Poderão também ser adotados índices de renovação do ar:
o índice de renovação do ar para ventilação natural n = 1 a 2
o índice de renovação do ar para ventilação artificial n > 6

A seguir são apresentados índices recomendados para alguns ambientes, onde $V=nV_a$
n = índice de renovação (número de renovações por hora) V_a= Volume do ambiente

Recinto a ser ventilado	Duração em minutos de cada renovação de ar	Renovações de ar por hora
Auditórios	6-3	10-20
Salas de conferência	2,4-1,7	25-35
Restaurantes	10-3	6-20
Escritórios	10-3	6-20
Oficinas	7,5-5	8-12
Cozinhas	3-2	20-30
Fundições	12-3	5-20
Casas de caldeira	3-2	20-30
Sanitários	7,5-3	8-20

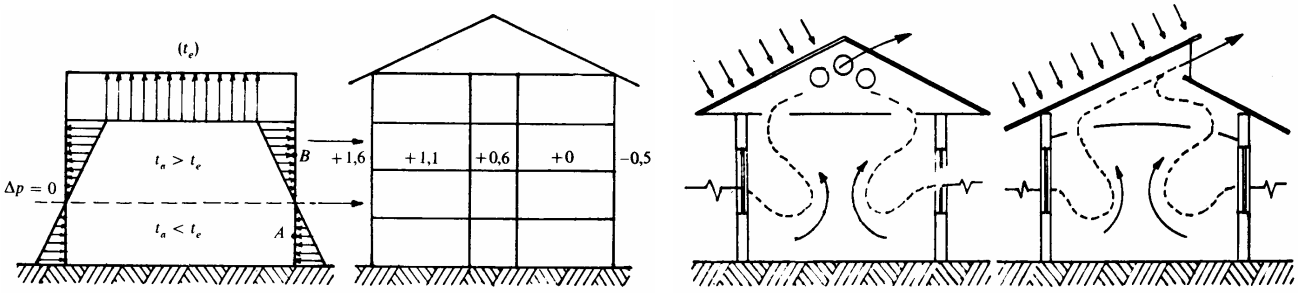
Observação: Os valores mais elevados constantes desta tabela aplicam-se a casos em climas quentes e onde haja fumaça de cigarros.

Tabela Renovações de ar recomendadas (American Society of Heating and Air Conditioning Engineering, Guide and Date Book)

Recinto a ser ventilado	Renovações p/h	CFM p/pessoa
Escritórios	6-20	10
Salas de conferência	25-30	40
Pequenas oficinas	8-12	
Salas de depósito	2-15	
Cozinhas	10-30	
Garagens	6-30	
Equipamentos mecânicos	8-12	
Fundições	5-20	
Pinturas e polimentos	18-22	
Restaurantes	6-20	
Sanitários	8-20	

15.3 Tipos de Ventilação:

- **Ventilação Natural:** é aquela que se verifica em virtude das diferenças de pressões naturais (originadas pelos ventos e gradientes de temperaturas) existentes através das superfícies que limitam o ambiente considerado.

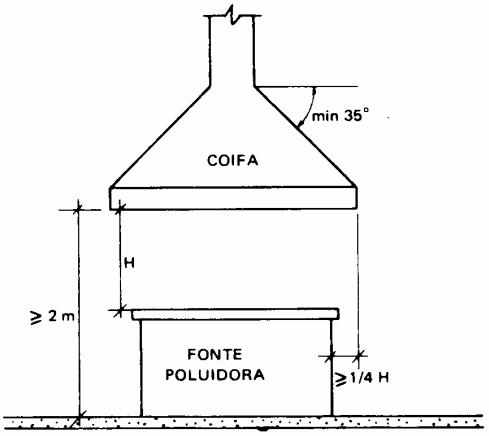


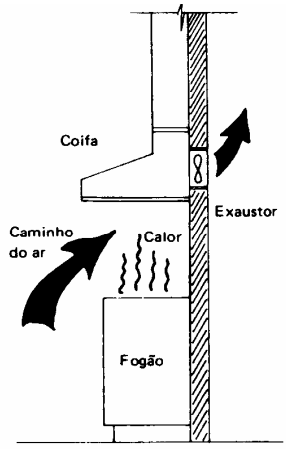
- **Ventilação forçada:** é quando a renovação do ar é proporcionada para diferenças de pressão criadas mecanicamente. A ventilação forçada possibilita o tratamento do ar e sua melhor distribuição. De acordo com o tipo de contaminação do recinto e ventilação mecânica adotada pode ser local exaustora ou geral diluidora.

Na ***ventilação local exaustora*** o ar contaminado é capturado antes de se espalhar pelo recinto, verificando-se pela retirada do mesmo, a entrada do ar exterior de ventilação.

Onde:
V = K. v. P. H

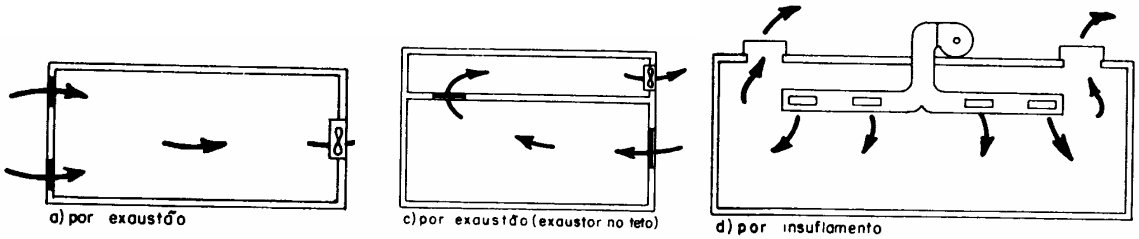
V = Vazão em m^3/h
K= Constante que depende do tipo de boca = 1,25 a 1,4
v = velocidade de captação = 0,2 a 0,4 m/s
P = Perímetro da boca

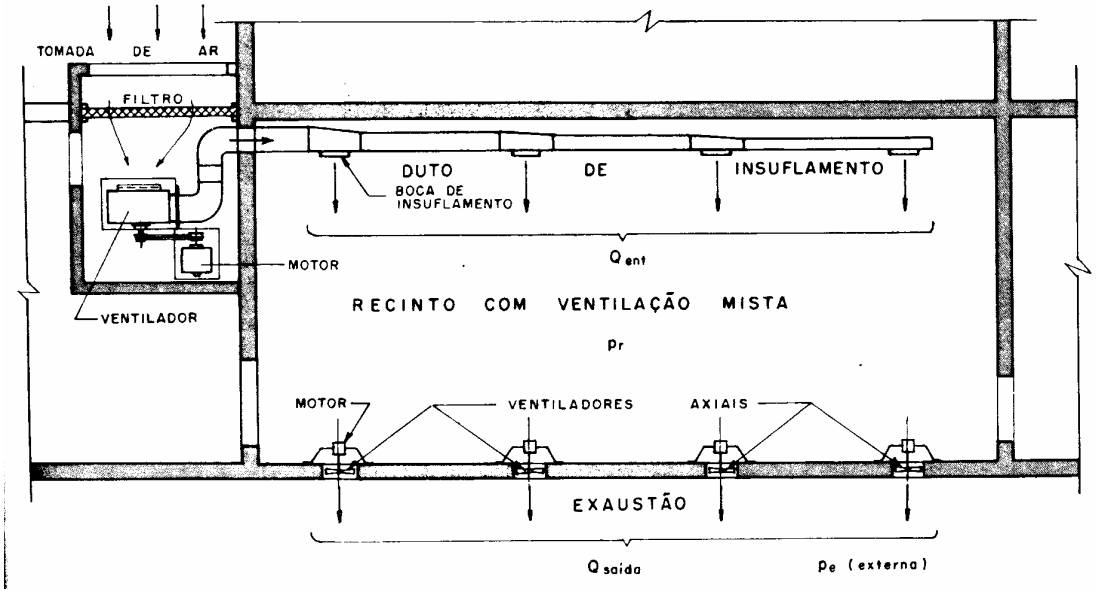




Na ***ventilação geral diluidora*** o ar exterior de ventilação é misturado com o ar viciado do ambiente conseguindo-se, com isso, uma diluição do contaminante até limites higienicamente admissíveis.

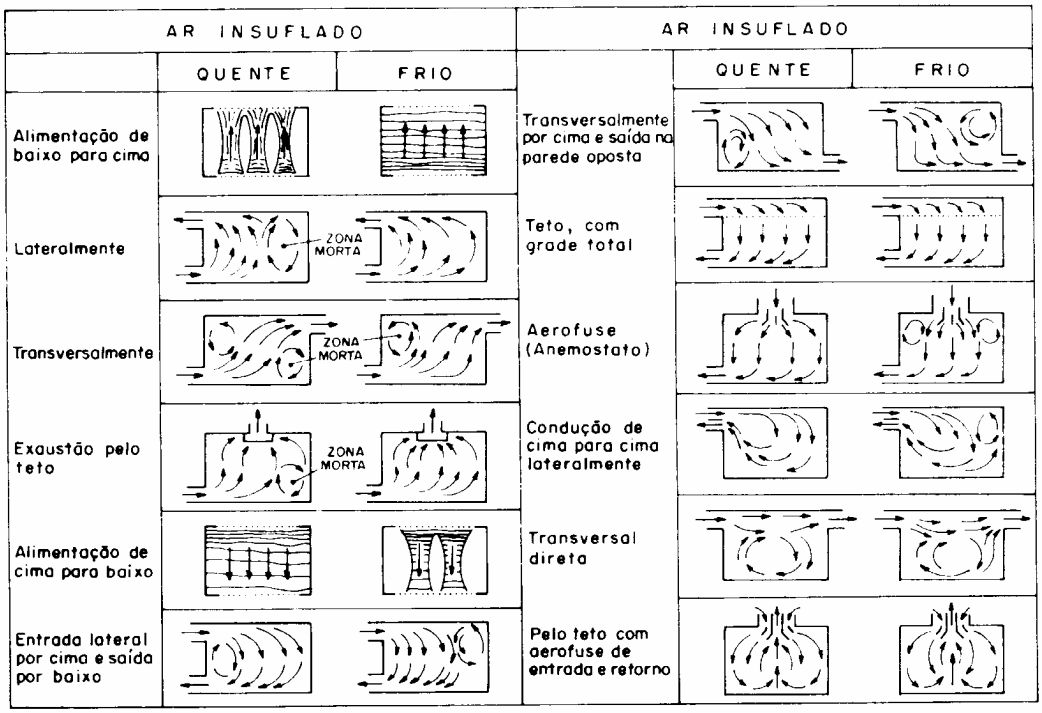
A ventilação geral diluidora será feita por insuflamento quando o ambiente for limpo e por exaustão quando a contaminação do ambiente for elevada, podendo se adotar o sistema misto em situações especiais.





15.4 Distribuição do ar em recinto:

As instalações de ventilação mecânica que se destinam ao conforto, geralmente são por insuflamento onde o ar deve ser distribuído uniformemente sobre a superfície do local, devendo ser evitadas as correntes desagradáveis, (V> 0,25 m/s)zonas de estagnações e os curto



circuitos.

A tabela 13 da NBR-6401 apresenta as velocidades recomendadas nos sistemas de distribuição de ar.

15.5 Perda de carga em dutos:

- **Dutos Reto Circular**:

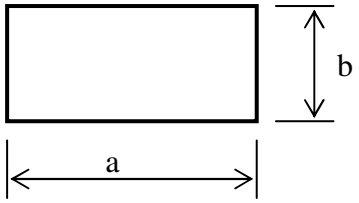
$$\Delta P = f \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho$$

$$f = \left\{ \frac{1}{1{,}14 + 2\log\frac{d}{\varepsilon} - \log\left[1 + \frac{9{,}3}{\mathrm{Re}\left(\varepsilon/d\right)\sqrt{f}}\right]} \right\}^2$$

$$\mathrm{Re} = \frac{VD\rho}{M}$$

ΔP = perda de carga Pa
f= coeficiente de atributo
l= comprimento
d= diâmetro
v= velocidade
ρ = densidade do fluído (ar) em

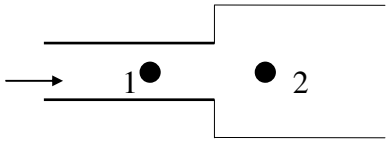
- **Dutos Retos Retangulares:**



$$\Delta P = f \frac{l}{Deg} \frac{v^2}{2} \rho$$

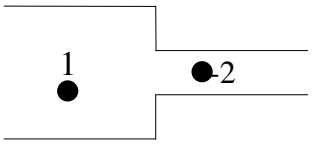
$$Deq = \frac{4.(\text{área da secao transversa l})}{perimetro} = \frac{4.a.b}{2.(a+b)} = \frac{2.a.b}{a+b}$$

- **Expansão brusca:**



$$\Delta \mathrm{P} = \frac{v_1^{\,2}\rho}{2}\left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$$

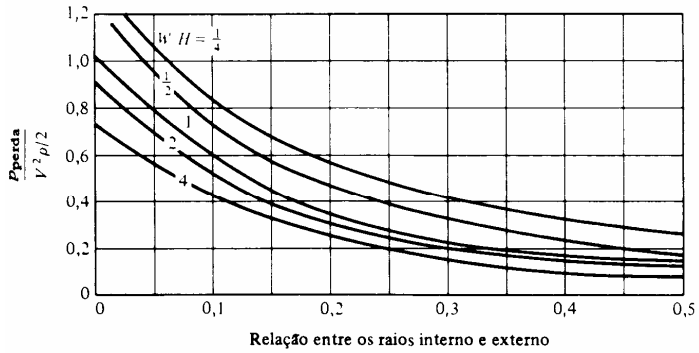
- **Contração brusca:**



$$\Delta P = \frac{v_2^{\,2}\rho}{2}\left(\frac{1}{C_c} - 1\right)^2$$

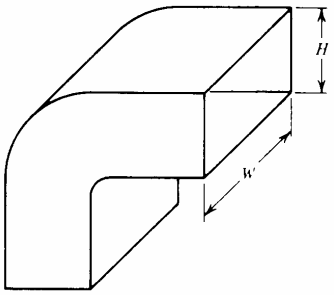
Coeficientes de contração para contrações bruscas

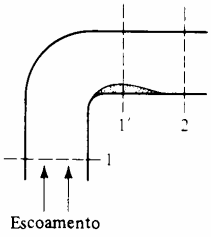
$\frac{A_2}{A_1}$	C_c	$\left(\frac{1}{C_c} - 1\right)^2$
0,1	0,624	0,366
0,2	0,632	0,340
0,3	0,643	0,310
0,4	0,659	0,270
0,5	0,681	0,221
0,6	0,712	0,160
0,7	0,755	0,103
0,8	0,813	0,050
0,9	0,892	0,010
1,0	1,000	0,000



Perda de carga em cotovelos de seção retangular.

- **Curvas:**





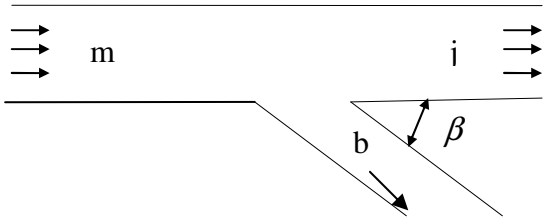
Relação = raio de curvatura * / Diâmetro	Fator geométrico
Canto vivo	1,30
0,5	0,90
0,73	0,45
1,0	0,33
1,5	0,24
2,0	0,19

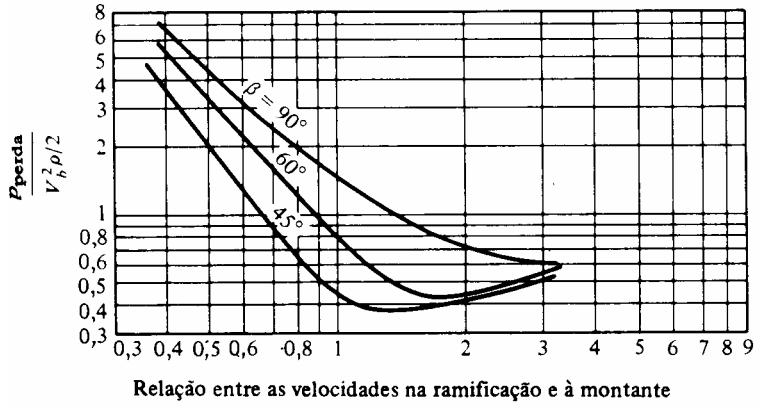
* Medido a partir da linha de centro do duto.

$$\Delta P = \rho\, v^2 . \text{fator geometrico}$$

- **Ramificações de Extração:**

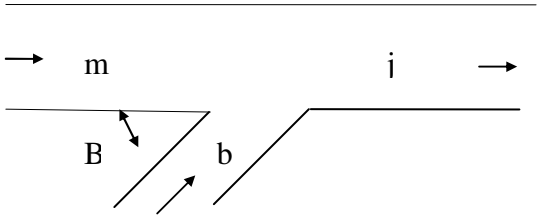
$$\Delta P = \frac{v_j^2\rho}{2}(0{,}4)1 - \frac{v_j}{v_m} \text{ (em Pa)}$$





Perda de carga (pressão) entre a seção à montante do duto principal e a ramificação.

- **Ramificações de Admissão:**



$$\Delta P = \frac{v_j^2 \rho}{2}\left[1 - (\frac{v_m}{v_j})^2\right] (\text{em Pa})$$

$$\Delta P = \frac{v_j^2 \rho}{2}\left[1{,}5\left(\frac{A_m}{A_b}\right)^2 - 1\right]$$

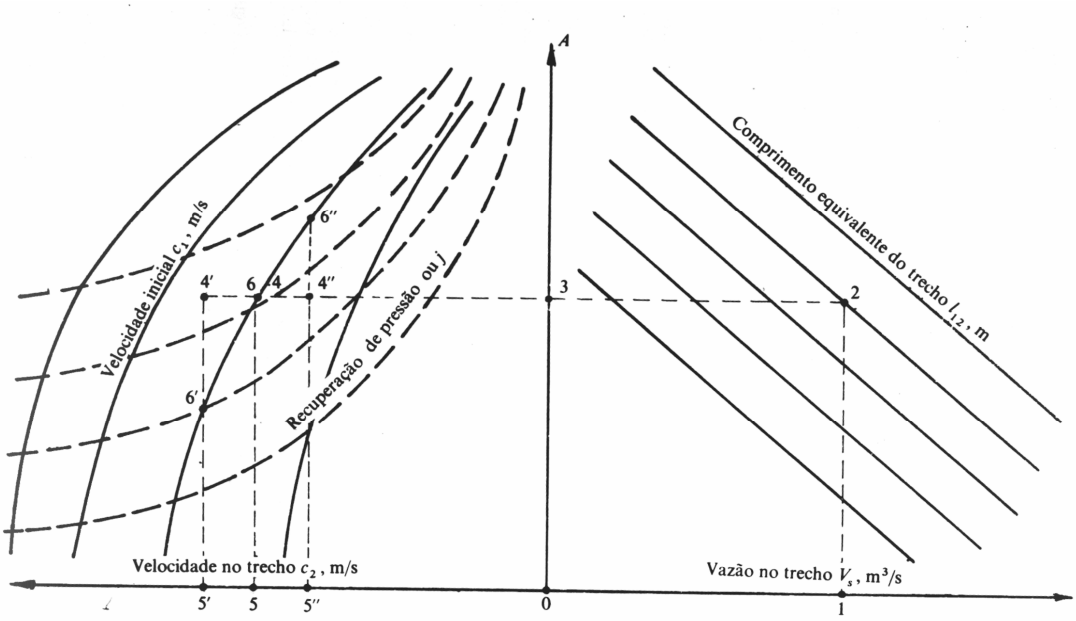
15.6 6.6. Dimensionamento dos Dutos:

Um sistema de dutos para distribuição de ar em um sistema de ventilação ou ar condicionado, consiste de trechos retos, cotovelos, ramificações de entrada e saída, registros, difusores, e bocas de insuflamento em geral.

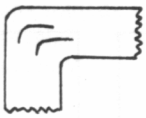
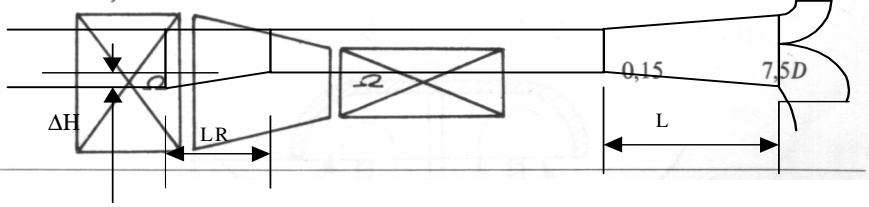
O dimensionamento de um sistema de dutos envolve um processo sofisticado onde resultem razoáveis dimensões dos dutos e velocidades desejados. Os métodos de cálculos adotados são: método da velocidade, métodos de igual perda de carga o método da recuperação da pressão estática.

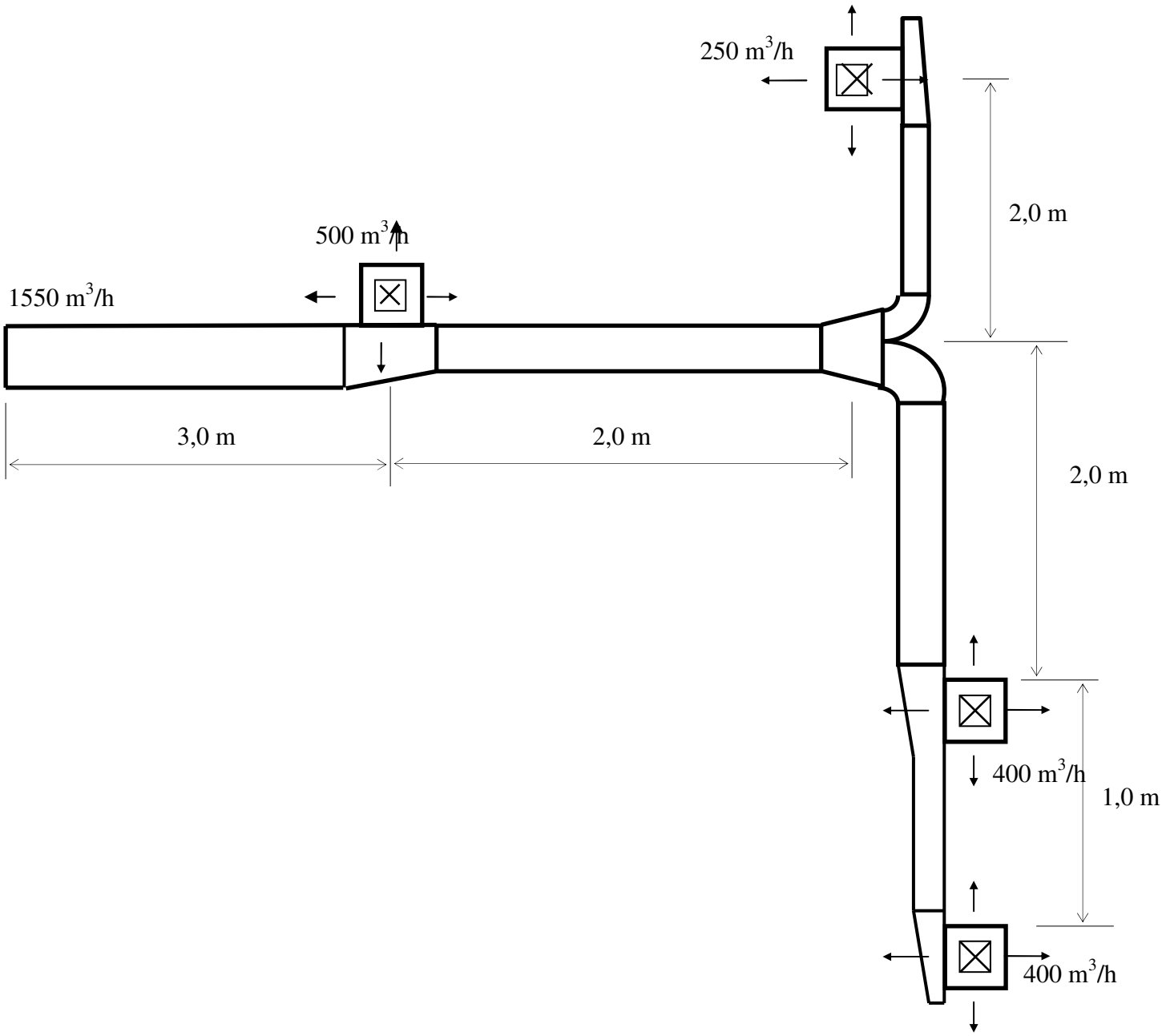
- **Método da velocidade**: consiste em selecionar a velocidade (descarga do ventilador) e escolher velocidades progressivamente menores assim dimensionando seções dos dutos. O ventilador deve ser selecionado de modo vencer as perdas de cargas do sistema.
- **Métodos de iguais perdas de carga:** consiste em adotar a mesma perda de carga por unidade de comprimento para toda a canalização

- **Método da recuperação de estática:** é a redução progressivamente da velocidade para recuperar a pressão estática afim de vencer as perdas de cargas. O princípio está em dimensionar um trecho de dutos para que o acréscimo em pressão estática. Pode ser utilizada a equação das pressões de Bernoulli para o cálculo da recuperação da pressão, ou então o diagrama duplo esquematizado a seguir.



VALORES APROXIMADOS DO COEFICIENTE DE RESISTÊNCIA E DO COMPRIMENTO EQUIVALENTE

Acessórios		λ_1	l_e
Curva tipo (a) [Fig. 7-19(a)]		0,35	17,5*D*
Curva tipo (b) [Fig. 7-19(b)]		0,15 a 0,2	7,5 a 10*D*
Lona de ligação do ventilador		0,1 a 0,2	5 a 10*D*
Transformação		0,15	7,5*D*

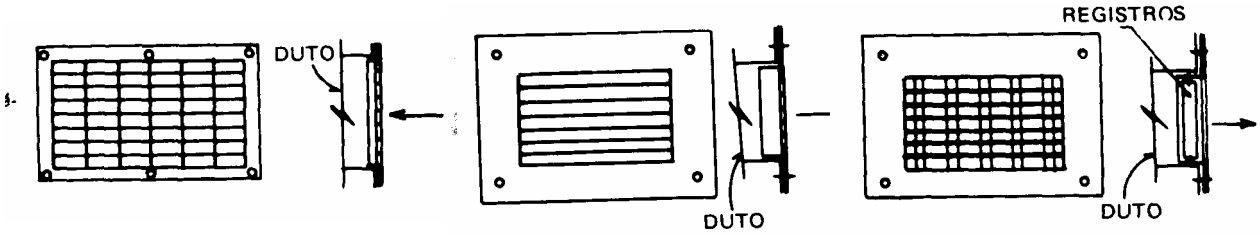


Ex.:
Dimensione a rede de dutos que apresenta a distribuição e o lay-out ao lado representado

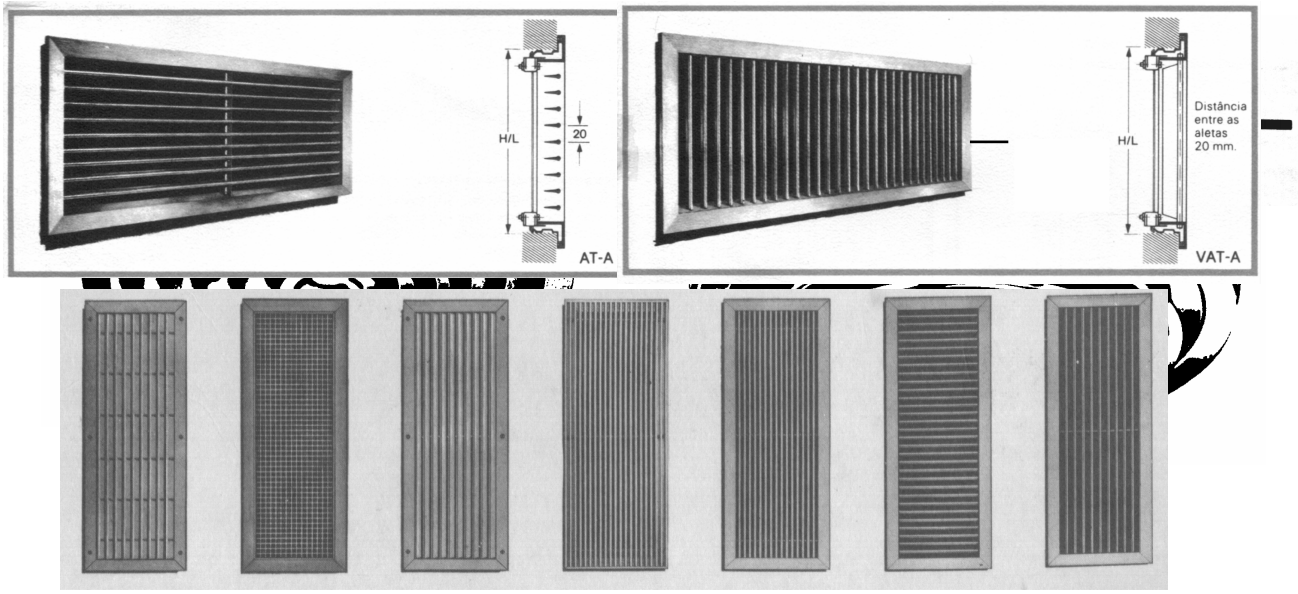
15.7 BOCAS DE INSUFLAMENTO:

São as aberturas através das quais se introduz o ar no ambiente, p/ ser de parede ou teto.

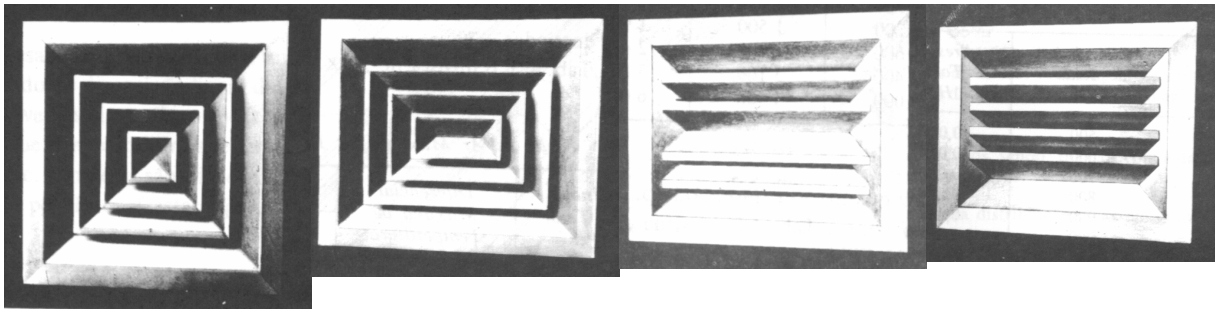
- **As grades de parede podem ser classificadas em:**
  - grades de palhetas horizontais e verticais fixas.
  - grades de palhetas horizontais e verticais de simples deflexão
  - grades de palhetas horizontais e verticais de dupla deflexão.

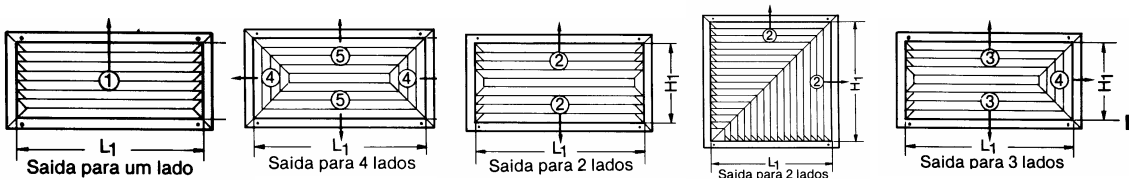


- **As grades de insuflamento de teto podem ser de diversos tipos:**
  - difusor de placa perfurada
  - grades que jogam o ar horizontalmente
  - aerofusos S - difusores com anéis ou palhetas embutidas
  - aerofusos ES difusores com anéis ou palhetas em degrau.
  - difusores com saída central ou com iluminação

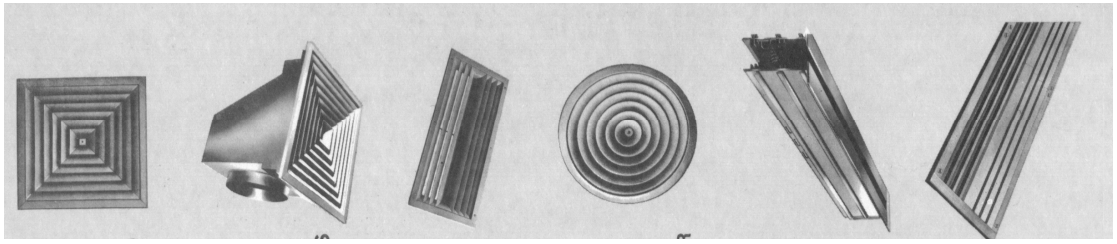


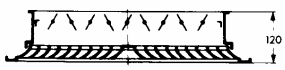
  - Além desses os difusores de forro podem ser quadrados ou retangulares, semi quadrados semi retangulares.



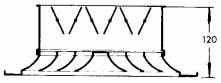


Indução: é o

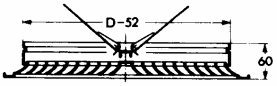




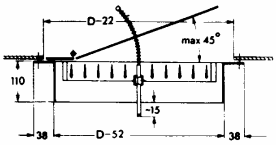
Registro . . . . - AG
Registro acoplado ao difusor com aletas convergentes de ajuste frontal.



DQ-AG
Difusor retangular com registro acoplado de aletas convergentes.



Registro . . . . - C
Registro tipo borboleta, acoplado ao difusor, com ajuste frontal.

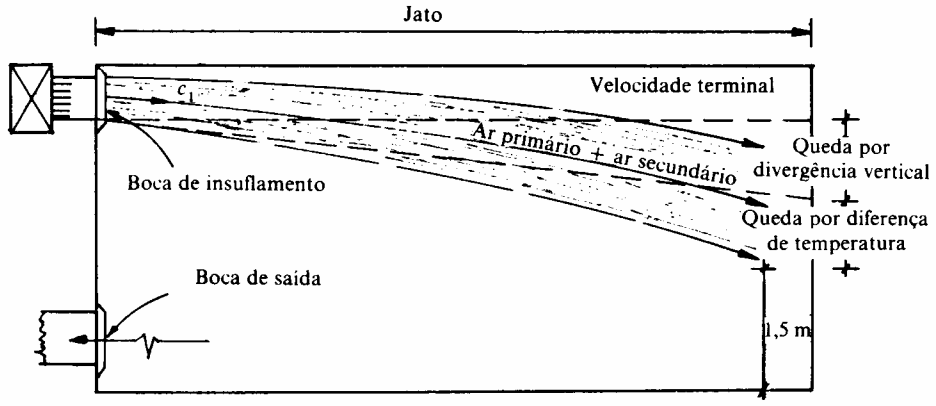


Captor . . . - QZ / . . . - RZ
Captor para montagem no duto, fornecido separadamente do difusor frontal.
QZ para dutos quadrados
RZ para dutos redondos

fenômeno pelo qual parte do ar ambiente entra em movimento devido ao choque do ar primário que ao ser insuflado no ambiente, perde velocidade e se mistura com o mesmo.

Divergência: é o angulo formado pelo fluxo de ar tanto no plano horizontal com vertical o qual devido a indução, cresce ao afastar- se da boca do insuflamento.

Jato: distância percorrida pelo fluxo de ar desde o seu lançamento até que sua velocidade se reduza a um valor suficientemente baixo para que o choque do mesmo contra os obstáculos não possa produzir correntes desagradáveis.



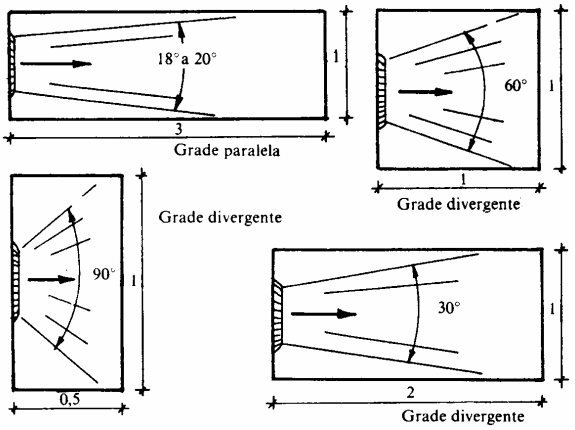
As velocidades terminais são:

AMBIENTE	VEL. TERMINAL
industrias, corredores, áreas de acesso	1 m/s
escritórios públicos, lojas, restaurantes, igrejas, teatros.	0,75 m/s
escritórios particulares, residências, hospitais, quartos de hotel	0,5 m/s
mínima	0,25 m/s

$$\text{Jato} = \frac{K\,V_s}{\sqrt{S_e}}$$

S_e= área efetiva
K e A dependem do tipo de grades (ver tabela abaixo).
V_s= Vazão

Tipo	Palhetas	Divergência do jato	$a_{médio}$	Velocidade terminal	K
Grade	Paralelas	18 a 20°	0,78	0,25 m/s	10,3 a 11,7
Grade	Divergentes	30°	0,68	0,25 m/s	8,2 a 9,5
Grade	Divergentes	60°	0,62	0,25 m/s	5,2 a 6,5
Grade	Divergentes	90°	0,58	0,25 m/s	3,8 a 5,0
Grade *A*	Paralelas	15°	0,78	0,25 m/s	12,05
Grade *C*	Divergentes	23,4°	0,70	0,25 m/s	9,7
Grade *E*	Divergentes	45,2°	0,62	0,25 m/s	7,6
Grade *G*	Divergentes	73,2°	0,58	0,25 m/s	5,6
Aerofuso *S*	Embutidas	—	0,32	0,5 m/s	2,36
Aerofuso *S*	Embutidas	—	0,32	0,75 m/s	1,98
Aerofuso *S*	Embutidas	—	0,32	1,0 m/s	1,50
Aerofuso *ES*	Em degrau	—	0,8	0,5 m/s	2,36
Aerofuso *ES*		—	0,8	0,75 m/s	1,98
Aerofuso *ES*		—	0,8	1,0 m/s	1,50
Grade	Barber Colman	Regulável	0,7 a 0,85	(Veja dados acima)	



Tipo	Divergência do fluxo	λ_1
Grade (paralela)	18 a 20°	1,2
Grade (divergente)	30°	1,0
Grade (divergente)	60°	0,8
Grade (divergente)	90°	0,7
Aerofusos tipo *S*	—	1,0
Aerofusos tipo *ES*	—	1,0
Grades Barber Colman		1,5 a 2,5

Perda de carga na boca:

$$\Delta P = f \frac{v^2 \rho}{2g} \qquad \text{ou } \Delta P = \lambda_1 \frac{v^2 \rho}{2g} \qquad \lambda \rightarrow \text{tabela acima}$$

- **Procedimento para seleção e dimensionamento das bocas de insuflamento.**

a) Escolha dos pontos de insuflamento para uma distribuição uniforme do ar.

b) Escolha do tipo de boca a usar conforme a localização, forma e dimensões da área a atender.

c) Dimensionamento do difusor a partir do tipo escolhido, jato velocidade terminal recomendada, vazão. O dimensionamento pode ser feito através de diagramas ou tabelas de fabricantes.

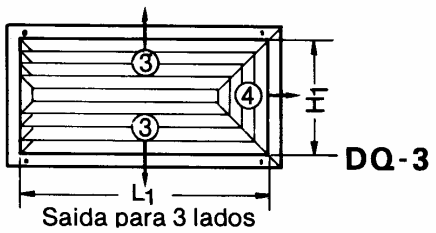
	H	L (Dimensões nominais)												
	525										325	425	425	
	425												525	
	325						225		325	425	525	625	825	
	225				225		325	425	525	625	825	1025	1225	
	165			225		325	425	525	625	825	1025	1225		
	125		225		325	425	525	625	825	1025	1225			
Só VAT	75	225	325	425	525	625	825	1025	1225					
m³/h	Δp	1'2	0'5	0'3										
100	db(A)	19	7	3										
	Alc	4'5	3'5	3										
	Δp	2'7	1'2	0'7	0'5	0'3								
150	db(A)	28	20	12	8	8								
	Alc	6'5	5'2	4'5	4	4								
	Δp	4	2	1'2	1'1	0'6	0'3							
200	db(A)	35	27	20	20	9	8							
	Alc	8'5	7	5	5'5	5	4'5							
	Δp		2'8	1'9	1'4	0'9	0'5	0'3						
250	db(A)		33	27	23	18	13	8						
	Alc		8'5	7'5	7	6'2	5'5	5						
	Δp		4	2'8	1'9	1'3	0'7	0'5	0'3					
300	db(A)		38	32	28	21	15	11	8					
	Alc		10	9'5	8'5	8	6'5	5'8	5'5					
	Δp		6	3'6	3'9	2'8	0'9	0'6	0'5					
350	db(A)		42	36	33	27	20	14	11					
	Alc		12	11	10	9	7'8	7	6'2					
	Δp			5	3'5	2'2	1'2	0'7	0'6	0'5				
400	db(A)			39	36	30	25	16	12	11				
	Alc			12	11	10	9	7	7	6'2				
	Δp			6	4	2'7	1'5	0'9	0'6	0'3	0'28			
450	db(A)			42	40	33	26	20	16	11	5			
	Alc			14	13	12	10	9	8	7	6			
	Δp				5'5	3'6	2	1'2	0'9	0'5	0'3	0'25		
500	db(A)				41	37	29	25	20	15	6	5		
	Alc				14	13	11	10	8	7'6	7	6'5		
	Δp				6'1	4'5	2'2	1'4	0'9	0'53	0'35	0'25		
550	db(A)				44	40	30	26	22	15	8	5		
	Alc				15	14	12	11	10	8'5	7'8	7		
	Δp					5	3	1'7	1'2	0'7	0'5	0'3	0'18	
600	db(A)					40	36	30	25	20	13	8	3	
	Alc					15	14	12	11	9'5	8'5	7'8	6'5	
	Δp					6	3'3	2	1'4	0'8	0'6	0'35	0'18	
650	db(A)					44	37	31	26	20	15	10	3	
	Alc					16	14	13	12	11	10	8	7'2	
	Δp						3'7	2'4	1'9	0'95	0'65	0'42	0'18	
700	db(A)						38	33	30	26	17	14	3	
	Alc						15	14	13	11	9'5	7'8	7'2	
	Δp						4'5	2'9	2	1'1	0'7	0'5	0'25	
750	db(A)						40	36	31	27	18	15	6	
	Alc						17	15	14	12	11	9'5	8	

	H	L (Dimensões nominais)												
	525									525	625		825	
	425							425	525	625	825		1025	
	325					325	425	525	625	825	1025	1225		
	225	225		325	425	525	625	825	1025	1225				
	165	325	425	525	625	825	1025	1225						
	125	425	525	625	825	1025	1225							
Só VAT	75	825	1025	1225										
m³/h	Δp	5	3	2'1	1'2	0'75	0'55	0'25	0'18					
800	db(A)	43	37	33	26	19	15	6	3					
	Alc	17	16	14	13	12	10	9	8					
	Δp	6	3'5	2'5	1'4	0'9	0'6	0'35	0'2					
850	db(A)	46	38	34	28	25	18	10	4					
	Alc	19	17	15	14	13	11	9'2	8'5					
	Δp		3'8	2'9	1'5	0'9	0'7	0'4	0'25					
900	db(A)		40	37	29	23	19	12	6					
	Alc		18	16	14	13	12	10	9					
	Δp		4'5	3'1	1'8	1	0'8	0'45	0'28					
950	db(A)		42	38	32	24	20	14	6					
	Alc		19	17	15	14	13	11	9'5					
	Δp		5	3'4	2	1'2	0'8	0'5	0'3					
1000	db(A)		43	38	33	27	21	15	8					
	Alc		20	18	16	14	13	12	10					
	Δp			4'1	2'2	1'4	1	0'55	0'35	0'25				
1100	db(A)			42	35	28	25	16	10	5				
	Alc			19	17	15	14	13	11	10				
	Δp			5	3	1'8	1'2	0'7	0'45	0'3				
1200	db(A)			44	38	32	28	20	14	8				
	Alc			21	19	17	15	13	12	11				
	Δp			6	3'5	2'1	1'4	0'8	0'55	0'38				
1300	db(A)			47	40	34	29	22	16	10				
	Alc			23	20	17	16	14	13	12				
	Δp				4	2'4	1'8	0'9	0'6	0'4	0'25			
1400	db(A)				42	35	33	25	18	11	6			
	Alc				21	20	18	15	14	13	11			
	Δp				4'5	3	2	1	0'7	0'5	0'3			
1500	db(A)				44	38	34	26	20	15	8			
	Alc				25	20	19	16	15	14	12			
	Δp				5	3'5	2'1	1'2	0'75	0'55	0'33			
1600	db(A)				45	40	35	29	21	16	9			
	Alc				29	23	20	18	16	14	13			
	Δp				5'4	3'5	2'5	1'4	0'9	0'6	0'38	0'25		
1700	db(A)				47	40	36	30	25	19	11	6		
	Alc				32	25	21	19	17	15	14	13		
	Δp					4	3	1'5	0'9	0'7	0'46	0'3		
1800	db(A)					42	39	31	25	20	14	8		
	Alc					29	23	20	18	16	15	13		
	Δp					4'5	3	1'8	1'2	0'75	0'5	0'35	0'29	
1900	db(A)					44	39	34	27	21	15	10	7	
	Alc					30	26	20	19	17	15	13	11	

	H	L (Dimensões nominais)									
	525					525	625		825	1025	1225
	425			425	525	625	825		1025	1225	
	325	325	425	525	625	825	1025	1225			
	225	525	625	825	1025	1225					
	165	825	1025	1225							
	125	1025	1225								
Só VAT	75										
m³/h	Δp	5	3'7	3	1'2	0'9	0'55	0'35	0'3		
2000	db(A)	43	42	40	29	25	16	10	8		
	Alc	34	28	22	20	18	16	15	14		
	Δp	5'5	4	2'2	1'4	0'9	0'6	0'4	0'34		
2100	db(A)	45	43	36	30	25	17	11	9		
	Alc	35	32	25	20	19	17	15	13		
	Δp		4	2'1	1'5	1	0'6	0'45	0'35		
2200	db(A)		44	36	31	28	18	14	11		
	Alc		33	28	22	20	18	16	15		
	Δp		4'5	2'6	1'5	1'2	0'7	0'5	0'48		
2300	db(A)		45	38	31	27	20	15	14		
	Alc		35	30	23	22	19	17	16		
	Δp		5	3	1'9	1'3	0'8	0'55	0'48	0'35	
2400	db(A)		46	40	34	29	21	16	14	7	
	Alc		38	31	28	22	20	19	16	15	
	Δp			3'4	2	1'3	0'9	0'6	0'5	0'3	
2500	db(A)			42	35	29	25	19	15	8	
	Alc			33	29	23	20	19	18	16	
	Δp			3'4	2'1	1'4	0'9	0'65	0'55	0'34	0'25
2600	db(A)			41	36	31	25	19	16	9	5
	Alc			35	30	25	21	19	18	17	15
	Δp			4	2'7	1'8	1'2	0'8	0'6	0'37	0'28
2800	db(A)			44	38	34	28	21	19	11	5
	Alc			40	33	30	25	20	20	18	16
	Δp				3	2	1'3	0'85	0'7	0'45	0'3
3000	db(A)				40	35	29	24	20	14	8
	Alc				35	32	29	24	21	19	17
	Δp				3'5	2'5	1'5	1'1	0'8	0'55	0'35
3250	db(A)				42	37	31	26	21	16	10
	Alc				40	35	31	29	25	20	19
	Δp				4	2'6	1'8	1'2	0'9	0'6	0'45
3500	db(A)				44	38	34	27	25	19	14
	Alc				45	40	35	30	29	25	20
	Δp				4'5	3'4	2	1'4	1'1	0'7	0'5
3750	db(A)				46	41	35	30	27	20	15
	Alc				48	42	38	32	31	26	22
	Δp					3'5	2'1	1'5	1'2	0'8	0'55
4000	db(A)					42	36	31	29	21	16
	Alc					45	40	35	33	29	25

a Menezes

Tabela de Seleção
Difusores Retangulares
ADQ-3/DQ-3



DIMENSÕES L x H (mm)	dB(A) / ΔP	<25 / 0,4	<25 / 0,9	30 / 1,5	35 / 2,1	40 / 3,0
471 x 264	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	330 140 - 50 3 -0,7	425 180 - 65 3,8 - 1	540 230 - 80 4,8 -1,3	660 280 - 100 6 - 1,7	735 310 - 115 6,8 - 1,8
571 x 264	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	410 180 - 50 3,4 -0,7	525 230 - 65 4,3 - 1	680 300 - 80 5,8 -1,3	860 380 - 100 6,8 - 1,7	975 430 - 115 8 - 1,8
671 x 264	QT QL3 QL4 Alc.3-Alc.4	470 210 - 50 3,5 -0,7	605 270 - 65 4,8 - 4	760 340 - 80 6 -1,3	970 435 - 100 7,3 - 1,7	1155 520 - 115 8,2 - 4,8
871 x 264	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	630 290 - 50 4,3 -0,7	845 390 - 65 5,5 - 1	1080 500 - 80 6,9 -1,3	1280 590 - 100 8,5 - 1,7	1515 700 - 115 10 - 1,8
1071 x 264	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	770 360 - 50 4,8 -0,7	1063 500 - 65 6,1 - 1	1300 610 - 80 8 -1,3	1620 760 - 100 9,6 - 1,7	1915 900 - 115 11 - 1,8
1271 x 264	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	930 440 - 50 5,15 -0,7	1225 580 - 65 7 - 1	1540 730 - 80 8,35 -1,3	1940 920 - 100 10,4 - 1,7	2315 1100 - 115 12,5 - 1,8
571 x 320	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	510 215 - 80 3,75 -0,9	665 280 -105 4,9 -1,3	920 345 -130 6 -1,6	1050 445 - 160 7,4 - 2	1230 525 - 180 8,35 - 2,3
671 x 320	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	610 265 - 80 4,1 -0,9	775 335 -105 5,3 -1,3	1030 450 -130 6,7 -1,6	1260 550 - 160 8,2 - 2	1440 630 - 180 9,6 - 2,3
871 x 320	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	820 370 - 80 4,9 -0,9	1115 505 -105 6,3 -1,3	1360 615 -130 8 -1,6	1720 780 - 160 9,7 - 2	2000 910 - 180 4,5 - 2,3
1071 x 320	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	1040 480 - 80 5,5 -0,9	1325 610 -105 7,1 -1,3	1710 790 -130 8,7 -1,6	2120 980 - 160 10,7 - 2	2430 1125 - 180 12,8 - 2,3
1271 x 320	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	1180 550 - 80 5,9 -0,9	1545 720 -105 7,6 -1,3	2010 940 -130 9,6 -1,6	2440 1140 - 160 11,8 - 2	2800 1310 - 180 14 - 2,3
671 x 376	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	740 310 -120 4,5 -1,1	1015 430 -155 5,8 -1,6	1290 545 -200 7,4 -1,9	1555 660 - 235 8,9 - 2,4	1835 780 - 275 10,4 - 2,7
871 x 376	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	1040 460 -120 5,3 -1,1	1335 590 -155 7,1 -1,6	1720 760 -200 8,5 -1,9	2135 950 - 235 10,5 - 2,4	2495 1110 - 275 12,6 - 2,7
1071 x 376	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	128 580 - 20 6 - 11	1715 780 -155 7,9 -1,6	2200 1000 -200 9,7 1,9	2635 1200 - 235 12 - 2,4	3075 1400 - 275 14 - 2,7
1271 x 376	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	1540 710 -120 6,7 -1,1	1995 920 -155 8,5 -1,6	2500 1150 -200 10,6 -1,9	3055 1410 - 235 13,0 - 2,4	3455 1590 - 275 15,5 - 2,7
871 x 432	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	1235 530 -175 5,8 -1,4	1625 700 -225 7,4 -1,8	2080 900 -280 9,2 -2,3	2545 1100 - 345 11,5 - 2,8	2830 1225 - 380 13,2 - 3,3
1071 x 432	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	1575 700 -175 6,6 -1,4	1825 900 -225 8,2 -1,8	2520 1120 -280 10,5 -2,3	3145 1400 - 345 12,8 - 2,8	3540 1580 - 380 15,3 - 3,3
1271 x 432	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	1835 830 -175 7 -1,4	2425 1100 -225 9,2 -1,8	2940 1330 -280 11,6 -2,3	3505 1580 - 345 14 - 2,8	4380 2000 - 380 17 - 3,3
462 x 462	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	730 265 -200 4,1 -1,5	935 335 -265 5,3 -2,0	1225 450 -325 6,7 -2,5	1490 550 - 390 8,2 - 3	1710 630 - 450 9,6 - 3,5
962 x 462	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	1620 710 -200 6,7 -1,5	2105 920 -265 8,5 -2,0	2625 1150 -325 10,6 -2,5	3210 1410 - 390 13 - 3	3630 1590 - 450 15,5 - 3,5
562 x 562	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	1135 410 -315 5 -1,8	1515 550 -415 6,6 -2,5	1900 700 -500 8,1 -3,2	2385 880 - 625 10 - 3,9	2770 1010 - 750 12 - 4,5
1162 x 562	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	2525 1105 -315 8,1 -1,8	3225 1405 -415 10,6 -2,5	3900 1700 -500 13,1 -3,2	4925 2150 - 625 16,1 - 3,9	5770 2510 - 750 19,1 - 4,5
587 x 587	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	1210 430 -350 5,1 - 2	1580 565 -450 6,8 -2,6	2015 720 -575 8,4 -3,3	2510 905 - 700 10,3 - 4	2885 1060 - 765 12,3 - 4,7
1212 x 587	QT QL3-QL4 Alc.3-Alc.4	2600 1125 -350 8,3 - 2	3300 1425 -450 10,8 -2,6	4075 1750 -575 13,3 -3,3	5050 2175 - 700 16,3 - 4	5815 2525 - 765 19,3 - 4,7

Alc.3/Alc.4 = Alcance em metro(m) entre dois difusores com velocidade final de 0,25 m/s a 1,5 m do forro lados 3 e 4 respectivamente.

QT = Vazão Total em m^3/h QL3/QL4 = Vazão em m^3/h lados 3 e 4 respectivamente

4

15.8 Filtros:

Os adotados normalmente nas instalações de ventilação diluidora são:
filtros de tela galvanizada empregnada de óleo
filtros de lã de vidro
filtros de pano
" de materiais sintéticos.
" eletrostático.

A seleção dos filtros de ar deve ser bastante criteriosa, onde uma das soluções baseia-se no conceito de que a filtragem deve alcançar a qualidade que se teria , caso se tomasse 100% de ar externo (assumindo que este atenda as recomendações ambientais).

Ao considerar primeiramente só partículas em suspensão no ar, utiliza-se o quadro a baixo, onde filtros grossos, finos e absolutos são listados conforme suas eficiências para um único tamanho de partículas, onde foi escolhida o tamanho 0,3 μm.

Descrição do Filtro de Ar	**ASHRAE 52-76 Colorimétrico2**	**ASHRAE 52-76 Gravimétrico2**	**Efic. Inicial %**	**Efic. Final %**	**Efic. Média %**
Média Eficiência	25-30 %	92 %	1	25	15
Média eficiência	40-45 %	96 %	5	55	34
Alta eficiência	60-65 %	97 %	19	70	50
Alta eficiência	80-85 %	98 %	50	86	68
Alta eficiência	90-95 %	99 %	75	99	87
HEPA 95%	-	-	95	99,5	99,1
HEPA 99,97%	-	-	99,97	99,97	99,97

Eficiência de filtros para partículas de 0,3 μm - Quadro 7 - Fonte: Liu e outros apud Bennet[9]

Classe de Filtro		Eficiência (%)
Grossos	G0	30 – 59
	G1	60 – 74
	G2	75 – 84
	G3	85 e acima
Finos	F1	40 – 69
	F2	70 – 89
	F3	90 e acima
Absolutos	A1	85 – 94,9
	A2	95 – 99,96
	A3	99,97 e acima

Classe G: Teste Graviométrico, conforme Ashrae 52-76 (Arrestance)
Classe F: Teste Colormétrico, conforme ASHRAE 52-76 (Dust Sport)
Classe A: Teste DOP, conforme U. S. Militar Standard 282

Classificação dos filtros segundo a ABNT 6401

Mas a preocupação com a qualidade do ar interno não se restringe simplesmente às partículas em suspensão, mas também com odores, microorganismos, compostos orgânicos voláteis, etc. Assim se utilizam os filtros de carvão ativado que promovem a limpeza do ar por meio da adsorsão e os filtros biocidas, que são filtros de ar em que se aplicam agentes bactericidas, fungicidas ou algicidas.

Outros estudos que estão sendo apresentados em eventos internacionais têm apresentado tecnologia de filtragens mais eficazes, como por exemplo a utilização de radiação ultravioleta nos dutos de ar, filtros bactericidas usando enzimas imobilizadas na superfície do meio filtrante, filtros com eficiência aumentada através de um processo eletrostático no meio filtrante, etc.

Precauções a serem tomadas:

Deve ser previsto um estágio de filtro grosso para a tomada de ar exterior (de classe G1 a G3). Limita a entrada de sujeira no prédio e protege os equipamentos do sistema de ar.

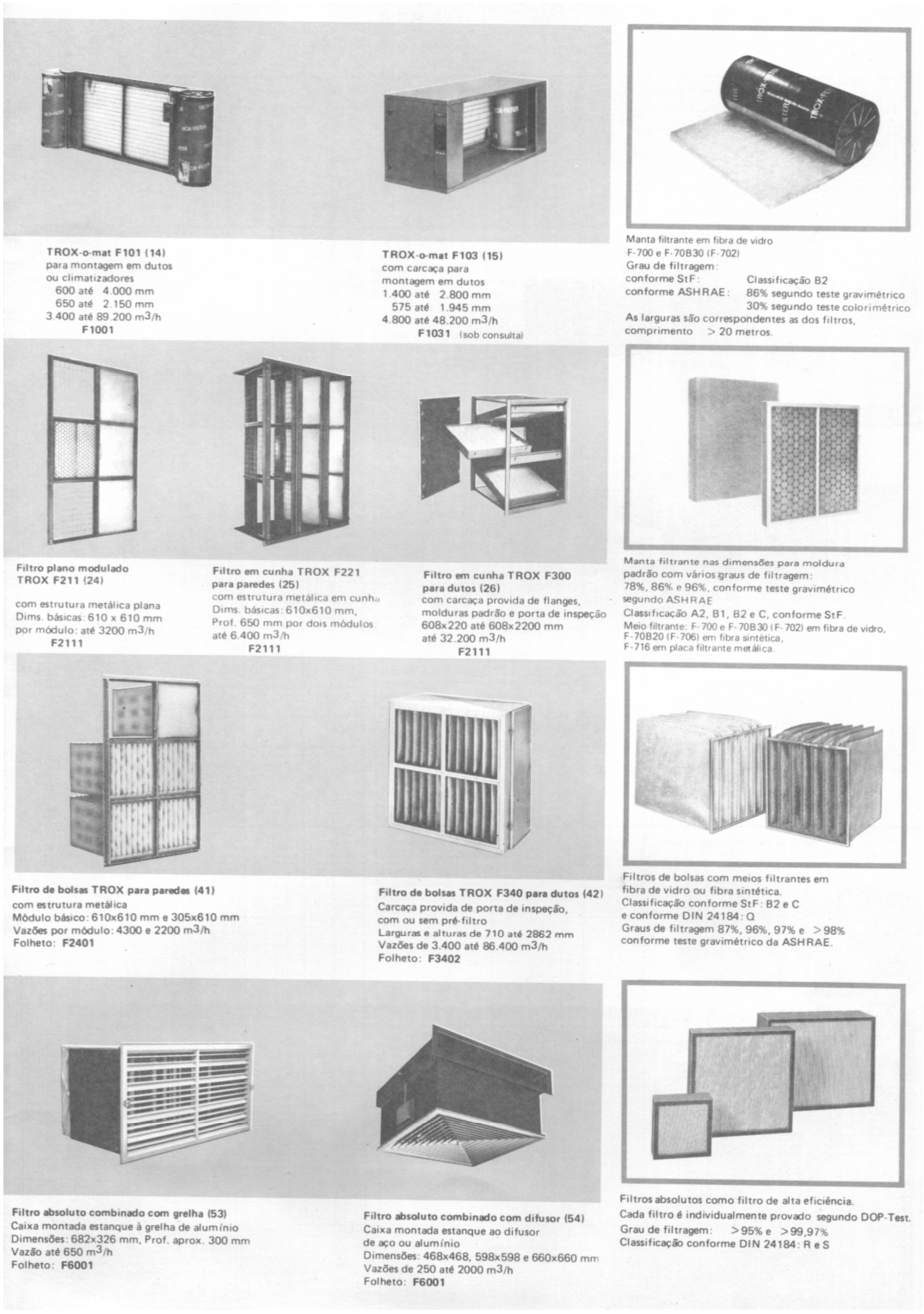
Quando o ar exterior não atender os requisitos mínimos em termos de gases, deve ser selecionado também um estágio de filtro de carvão ativado, protegendo-o com uma pré-filtragem classe G-3 contra a acumulação desnecessária de pó.

Nos filtros de carvão ativado a eficiência decresce com o tempo de utilização, por isto deve ser utilizada a eficiência média para os cálculos de seleção.

Deve-se garantir acesso aos filtros, proporcionando espaço adequado para instalação e trocas dos mesmos. Deve-se evitar a passagem de ar não filtrado por má vedação entre a moldura e o quadro do filtro.

Os filtros necessitam de limpeza ou substituição periódica . Adotar sistemática para acompanhamento do sujidade do filtro. Nestas fichas de acompanhamento devem estar apontados os dados técnicos, perda de pressão final, nominal e do filtro em questão.

No momento da troca dos filtros é importante que seja realizada uma boa limpeza dos quadros de fixação, estrutura, equipamentos e etc.



TROX-o-mat F101 (14)
para montagem em dutos
ou climatizadores
600 até 4.000 mm
650 até 2.150 mm
3.400 até 89.200 m3/h
F1001

TROX-o-mat F103 (15)
com carcaça para
montagem em dutos
1.400 até 2.800 mm
575 até 1.945 mm
4.800 até 48.200 m3/h
F1031 (sob consulta)

Manta filtrante em fibra de vidro
F-700 e F-70B30 (F-702)
Grau de filtragem:
conforme StF: Classificação B2
conforme ASHRAE: 86% segundo teste gravimétrico
30% segundo teste colorimétrico
As larguras são correspondentes as dos filtros,
comprimento > 20 metros.

Filtro plano modulado
TROX F211 (24)

com estrutura metálica plana
Dims. básicas: 610 x 610 mm
por módulo: até 3200 m3/h
F2111

Filtro em cunha TROX F221
para paredes (25)
com estrutura metálica em cunha
Dims. básicas: 610x610 mm,
Prof. 650 mm por dois módulos
até 6.400 m3/h
F2111

Filtro em cunha TROX F300
para dutos (26)
com carcaça provida de flanges,
molduras padrão e porta de inspeção
608x220 até 608x2200 mm
até 32.200 m3/h
F2111

Manta filtrante nas dimensões para moldura
padrão com vários graus de filtragem:
78%, 86% e 96%, conforme teste gravimétrico
segundo ASHRAE
Classificação A2, B1, B2 e C, conforme StF.
Meio filtrante: F-700 e F-70B30 (F-702) em fibra de vidro,
F-70B20 (F-706) em fibra sintética,
F-716 em placa filtrante metálica.

Filtro de bolsas TROX para paredes (41)
com estrutura metálica
Módulo básico: 610x610 mm e 305x610 mm
Vazões por módulo: 4300 e 2200 m3/h
Folheto: **F2401**

Filtro de bolsas TROX F340 para dutos (42)
Carcaça provida de porta de inspeção,
com ou sem pré-filtro
Larguras e alturas de 710 até 2862 mm
Vazões de 3.400 até 86.400 m3/h
Folheto: **F3402**

Filtros de bolsas com meios filtrantes em
fibra de vidro ou fibra sintética.
Classificação conforme StF: B2 e C
e conforme DIN 24184: Q
Graus de filtragem 87%, 96%, 97% e >98%
conforme teste gravimétrico da ASHRAE.

Filtro absoluto combinado com grelha (53)
Caixa montada estanque à grelha de alumínio
Dimensões: 682x326 mm, Prof. aprox. 300 mm
Vazão até 650 m3/h
Folheto: **F6001**

Filtro absoluto combinado com difusor (54)
Caixa montada estanque ao difusor
de aço ou alumínio
Dimensões: 468x468, 598x598 e 660x660 mm
Vazões de 250 até 2000 m3/h
Folheto: **F6001**

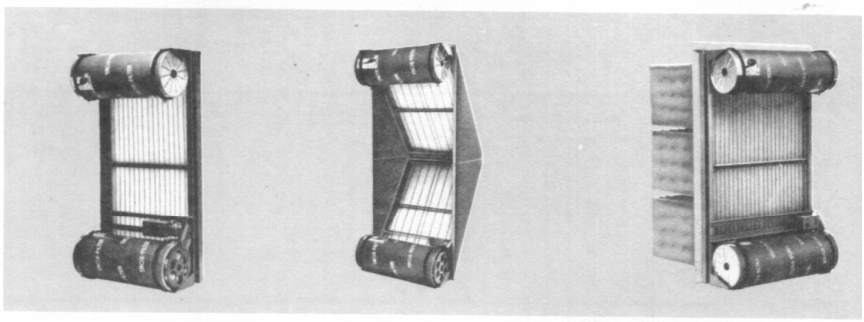
Filtros absolutos como filtro de alta eficiência.
Cada filtro é individualmente provado segundo DOP-Test.
Grau de filtragem: >95% e >99,97%
Classificação conforme DIN 24184: R e S

Filtros rotativos automáticos

Estrutura rígida em perfís de aço galvanizado. Unidade de acionamento e controle combinado, com pressostato diferencial e interruptor automático de fim de curso.

Filtro completamente preparado para a conexão à rede elétrica. Tubos de medição pré-montados.

O sistema de tambores TROX oferece as vantagens de montagem fácil e manutenção econômica. Poucos elementos pré-montados para serem acoplados no momento da montagem.



TROX-o-mat F100 (11)
Filtro rotativo para disposição de montagem universal
950 até 2.150 mm
1.100 até 5.000 mm
a partir de 8.100 m3/h
F1001

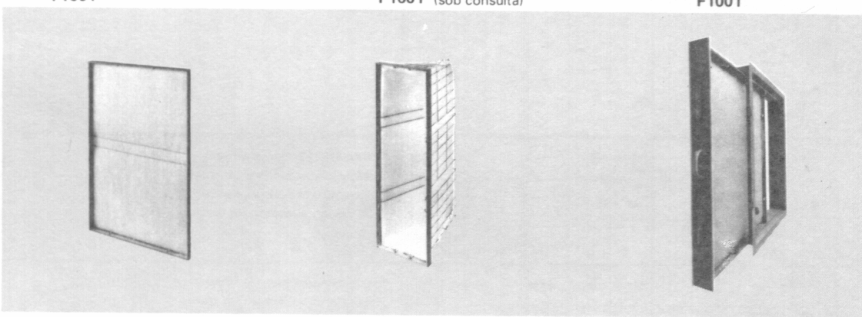
TROX-o-mat F102 (12)
Permite vazões superiores pela forma em "V"
950 até 2.150 mm
1.100 até 3.000 mm
a partir de 10.100 m3/h
F1001 (sob consulta)

TROX-o-mat F120 (13)
Filtro rotativo automático combinado com filtro de bolsas
950 até 2.150 mm
1.400 até 4.700 mm
a partir de 10.700 m3/h
F1001

Largura do filtro:
Altura do filtro:
Vazões:
Nº de Folheto:

Filtros planos para montagem em dutos ou paredes

Filtros de ar em várias execuções, com mantas filtrantes de diferentes graus de filtragem. Filtros planos, Filtros em V e Filtros planos para dutos, compostos de poucos elementos básicos com grandes superfícies de filtragem, especialmente concebidos para pequenas instalações de climatização. Filtros planos modulados, Filtros em cunha para paredes e Filtros em cunha para dutos, com molduras padrão como elemento básico para formar o conjunto de filtragem na dimensão desejada.



Filtro plano TROX F200 (21)
Grande superfície útil, especialmente apropriado para cabines de pintura
de 750x750 até 1250x2250 mm
até 26.900 m3/h
F2001 (sob consulta)

Filtros em "V" TROX F220 (22)
similar ao filtro plano, porém com secção frontal menor e profundidade maior
de 500x1000 até 500x2000 mm
até 27.000 m3/h
F2001 (sob consulta)

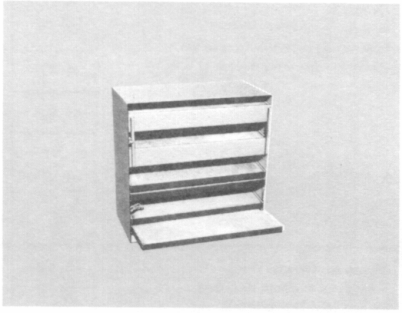
Filtro plano para dutos TROX F301 (23)

Filtro compacto para montagem em dutos, também como pré-filtro
de 608x440 até 608x2200 mm
até 11.000 m3/h
F3001 (sob consulta)

Dimensões básicas:
Vazão:
Nº do folheto:

Filtros de absorção:

Filtro de carvão ativado TROX para a absorção de odores e outras substâncias gasosas prejudiciais existentes no ar. Podemos fornecer unidades com estrutura metálica para montagem em paredes ou com carcaça perfeitamente vedada para montagem em dutos.



Filtro de carvão ativado TROX F400 (31)
Dimensões básicas: 610x610 mm
com profundidades de 292, 307 ou 687 mm
Vazões por módulo de 1700 até 3400 m3/h
Folheto: **F4801**

Filtro de bolsas para montagem em paredes ou dutos

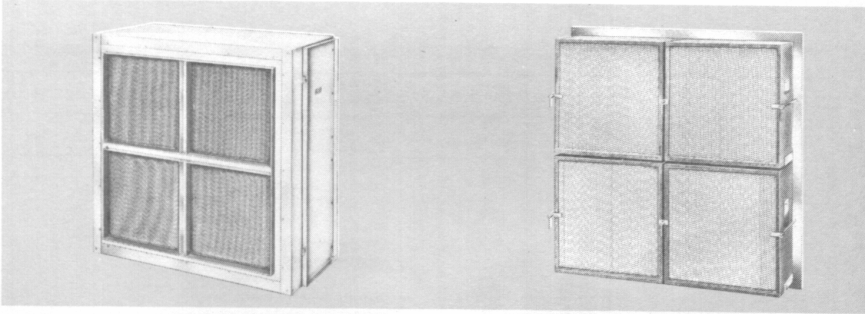
Elementos filtrantes em fibra de vidro ou fibra sintética de alta qualidade; para montagem em paredes com estrutura metálica ou para montagem em dutos com carcaça em chapa de aço galvanizada, provida de porta de inspeção.
Filtros com bolsas em várias profundidades, segundo as exigências de durabilidade, em função da superfície filtrante.

Filtros absolutos

Filtros absolutos para montagem em dutos com carcaça de aço galvanizado, equipada com molduras internas em perfís de aço para fixação perfeita dos elementos filtrantes.

Filtros absolutos para montagem em paredes fornecidos com estrutura metálica.

Filtros absolutos combinados com grelha ou ou difusores
Caixa do filtro em chapa de aço perfeitamente estanque, montada a uma grelha ou difusor em chapa de aço ou perfís de alumínio anodizado.



Filtro absoluto TROX para dutos (51)
Carcaça provida de porta de inspeção
Larguras e alturas de 804 até 2676 mm
Vazões de 2.000 até 32.000 m3/h
Folheto: **F3801**

Filtro absoluto TROX para paredes (52)
com estrutura metálica
Larguras e alturas de 707 até 3842 mm
e de 859 até 3842 mm
Vazões de 1250 até 48.000 m3/h
Folheto: **F2601**

15.9 Ventiladores.

Dois tipos de ventiladores podem ser adotados ventiladores centrífugos e axiais, sendo os primeiros mais utilizados, e o segundo em instalações pequenas e de exaustão.

Os ventiladores centrífugos adotados em ventilação geralmente são de pés voltados para frente, que atingem as pressões necessárias com menos velocidades periféricas e que em decorrência menores níveis de ruídos. Estes ventiladores podem ser de dupla ou simples aspiração.

A potência do ventilador nos é dada pela expressão:

$$P = \frac{v_s \, \Delta P_T}{75 \eta_T}$$

P= Potência em Cv

V_s= Vazão em m/s

ΔP_T = Diferença de pressão total a ser vencida pelo ventilador

η_T =Rendimento total do ventilador, o qual varia de 0,3 a 0,7, podendo se tomar como médio o valor 0,5.

16 ISOLAMENTO TÉRMICO:

Isolantes são materiais de baixo coeficiente de condutividade térmica. Geralmente são materiais porosos, cuja elevada resistência térmica se deve à baixa condutividade de ar contido em seus vazios. Diante disto quanto menor a densidade do material e maior os poros, maior o poder de isolamento.

A finalidade do isolamento do frio, ou calor, é reduzir as trocas térmicas indesejáveis e, manter a temperatura da parede externa do recinto isolada, próxima a do ambiente, afim de evitar problemas de condensação, no caso de ambientes frios.

16.1 Propriedades

Um bom isolante deve apresentar as seguintes qualidades:

- ter baixa condutividade térmica;
- ter boa resistência mecânica;
- não sofrer fisicamente, influência da temperatura em que é aplicado;
- não ser combustível;
- ser imputrescível e inatacável por pragas, ratos e etc.;
- ser abundante e barato;
- ter baixa permeabilidade ao vapor d'água.

16.2 Isolantes Comerciais

A tabela à baixo relaciona alguns materiais isolantes usados na refrigeração, com as respectivas propriedades.

Material Isolante	σ kgf/m³	k kcal/m.h.°C	Resistência Mecânica: kgf/cm²	Resistência à temperatura: °C	Permeabilidade g/m.h.mmHg
Aço ordinário	7800	45 a 50			nula
Vidro	2500	0,65			nula
Concreto	2300	1,2			22,3
Pedra (granito)	2600	3,0			
Alvenaria	1800	0,84			220,98
Asfalto	2120	0,65			
Madeira (Pinho e)	550	0,14 a 0,30			6,0 a 9,0
Serragem de Madeira	200	0,06			
Fibra de madeira aglomerada (Eucatex frigorífico)	210	0,028	20		30 a 2800
Cortiça	200	0,045	1,0	100	66,0
Cortiça aglomerada	200	0,036		100	
Lã de Vidro	100 a 200	0,025 a 0,045		540	80,0
Lã de rocha	100 a 200	0,025 a 0,035		600	
Vermiculite (cortiça mineral)	70	0,04	Fraca	1000	10 a 39
Concreto celular	300 a 60	0,049 a 0,12			
Espuma de plástico	25	0,035		80	
Espuma de borracha	80	0,03		65	
Poliestireno Expandido (styropor)	15 a 30	0,028	0,3 a 0,7		1,3 a 1,82
Espuma fenólica rígida	30 a 45	0,026	Fraca		
Espuma rígida de poliestireno (styrofoan)	30	0,028	1,0 a 2,0		
Espuma rígida de poliuretano (moltopren)	30 a 45	0,02	2,0		Baixa
Espuma rígida de vidro (Foamglass)	145	0,046	7,0	430	Nula

16.3 Cálculo da Espessura do Isolamento

A espessura do isolamento, a adotar numa instalação frigorífica, é normalmente calculada a partir da expressão da resistência térmica.

Assim para o caso de uma parede plana teremos:

$$R_t = \frac{\Delta T}{Q} = \frac{1}{KS} = \frac{1}{\alpha_1 S} + \sum \frac{l}{kS} + \frac{1}{\alpha_2 S}$$

Os coeficientes α_1 *e* α_2 correspondem à transmissão de calor entre a parede e o ar e, podem ser tomadas como:

$\alpha_{1(\text{int } erior)} = 7 \ a \ 15 \ Kcal/m^2 h^o C$ (Dependendo da movimentação do ar)

$\alpha_{2(exterir)} = 25 \ Kcal/m^2 h^o C$

O "ΔT" é a diferença de temperatura entre o ambiente refrigerado e o exterior.

Uma solução rápida para o cálculo da espessura do isolamento, consiste em considerar com efetiva apenas a camada isolante, desprezando-se a favor da segurança as demais resistências térmicas (paredes de alvenaria, etc.).

Nestas condições a expressão da resistência térmica global da parede, torna-se:

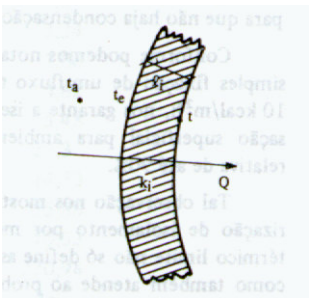
$$R_t = \frac{\Delta T}{Q} = \frac{1}{KS} \cong \frac{l_i}{k_i S}$$

Donde: $l_i \cong \frac{k_i}{\frac{Q}{S}} \Delta T = \frac{k_i}{K}$

Adota-se como orientação definir valores de $\frac{Q}{S} = K\Delta T$, que classifica-se de acordo com a qualidade de isolamento:

Classificação do isolamento	Valores de $\frac{Q}{S}$ Kcal/m²h
Excelente	8
Bom	10
Aceitável	12
Regular	15
Mau	> 15

Visando evitar a condensação superficial a temperatura externa da parede não deve ser inferior a temperatura de orvalho do ambiente.



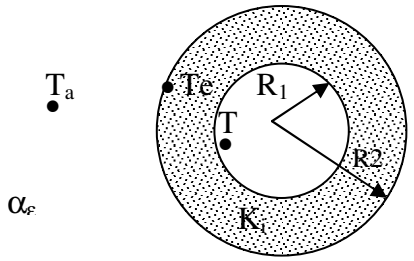
Conhecendo-se a temperatura a isolar e a temperatura do ambiente, pode-se equacionar o problema como segue:

$$l_i = \frac{k_i}{Q/s}(T_o - T) \cong \frac{k_i}{Q/S}(T_a - T)$$

16.4 Isolamento de Equipamentos e Canalizações:

Todos os equipamentos e canalizações de uma instalação de refrigeração ou ar condicionado, que funcionam a uma temperatura inferior a do ambiente, devem ser isoladas, sobretudo para impedir a condensação do vapor d'água do ar.

Além da espessura adequada de isolante o isolamento dos equipamentos e canalizações frios, deve apresentar impermeabilização perfeita e contínua contra a penetração da umidade (barreira de vapor). O cálculo do isolante para tubos cilíndricos pode ser orientado com segue:



$$\frac{T_a - T_e}{Q} = \frac{1}{2\pi R_2 L \alpha_c}$$

$$\frac{T_e - T}{Q} = \frac{1}{2\pi L k_i} \ln \frac{R_2}{R_1}$$

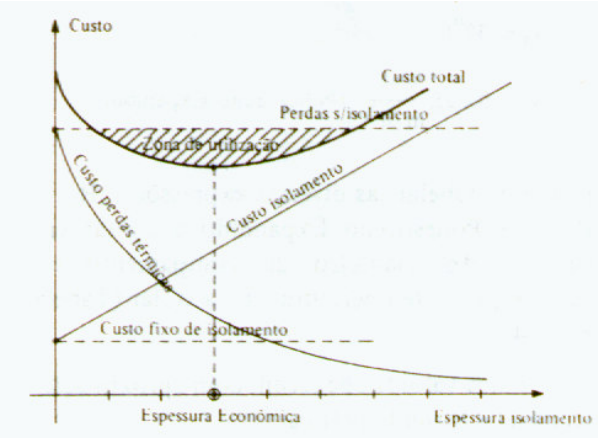
$$\frac{Q}{S} = \frac{Q}{2\pi R_2 L} = \alpha_e (T_a - T_e)$$

Estes valores obedecem com aproximação a equação prática: $R_2 - R_1 = \left(10 - \frac{T}{4,3}\right)\left(2,3 + \sqrt[3]{D_{mm}}\right)$

16.5 Espessura Econômica de Isolamento

A medida que aumentarmos a espessura do isolamento, as perdas térmicas diminuem, mas o custo do isolamento aumenta.

A espessura econômica do isolamento será para a qual a soma do custo das perdas térmicas e



do custo de amortização do material isolante é um mínimo (ver figura abaixo).

17 OUTROS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO:

17.1 Refrigeração por Absorção:

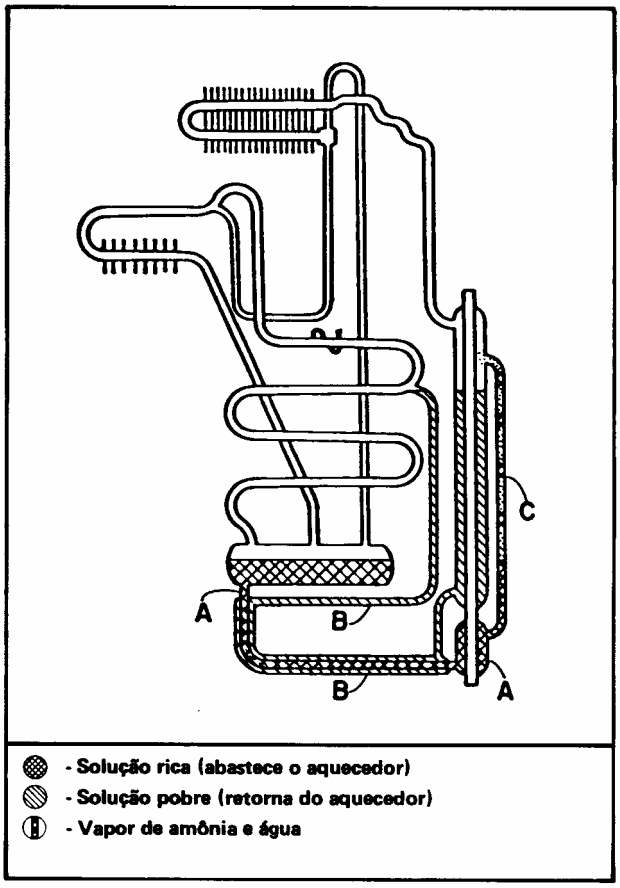


Fig. 2. - Funcionamento da bomba do sistema.



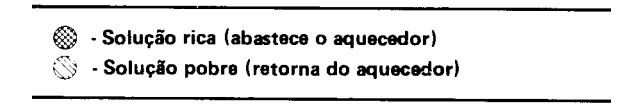


Fig. 1. - Posição da solução refrigerante no sistema desligado.

O funcionamento se baseia no fato de que os vapores de alguns dos fluídos frigorígenos conhecidos serem absorvidos a frio, em grandes quantidades por certos líquidos ou soluções salinas. Aquecendo-se esta solução binária verifica-se uma destilação fracionada na qual o vapor formado será rico no fluído volátil (fluído frigorígeno) podendo ser separado, retificado, condensado e aproveitado para a produção de frio como nas máquinas de compressão. Para tornar contínuo, o refrigerante vaporizado é posto novamente em contato com o líquido que o absorvente, proporcionando assim o abaixamento da pressão e forma a solução concentrada para dar continuidade ao processo.

O sistema de refrigeração mais comum é o que utiliza amônia como refrigerante e a água como absorvente. Atualmente a solução mais usada é a que utiliza a água como refrigerante e brometo de lítio como absorvente.

Estas máquinas utilizam energia térmica em vez de energia mecânica. Permitindo a recuperação de calor gerado em outros processos industriais.

Tipos de Sistemas:

17.1.1 Refrigeradores Domésticos:

Este sistema é constituído, basicamente por 4 componentes: aquecedor (gerador), condensador, evaporador e absorvedor. O princípio de funcionamento é descrito a seguir:

Solução Refrigerante no Sistema Desligado

Imagine um sistema à absorção desligado e no nível. Verifique na figura 1, onde é mostrada a posição e o nível da solução refrigerante, representado com traços cruzados e diagonais.

Os tubos A e B são sinalizados em dois pontos diferentes, representando ser o mesmo tubo. Isto significa que a solução contida no tubo A não tem ligação com o tubo B, embora um passe internamente no outro. Isto explica os dois níveis diferentes da solução refrigerante, entre A e B. O circuito do tubo A mantém o mesmo nível do tanque (1), e o tubo B com o nível da entrada do absorvedor (2). Estes níveis permanecem durante o funcionamento normal do sistema, porém, a solução apresenta características diferentes.

Início de Funcionamento

Ao acendermos o queimador a gás, querosene, ou ao ligarmos a resistência elétrica, aplicamos uma quantidade de energia calorífica no aquecedor. E, através de soldas de transmissão de calor, inicia-se o aquecimento da solução refrigerante, vinda do tanque.

Observe na figura 2 o movimento da solução no tubo A, que tem ligação somente com o tanque. (Solução Rica). Ao entrar no tubo C (bomba), a solução é aquecida e impulsionada (bombeada) para cima. Sabemos que a solução rica (que vem do tanque) tem uma concentração de amônia em torno de 34%, sendo que o resto é água destilada. Como os dois componentes têm pontos de ebulição (ferve) diferentes, o que vaporiza antes é a amônia. Contudo, o vapor de amônia, em alta temperatura, arrasta certa quantidade de água pelo tubo C.

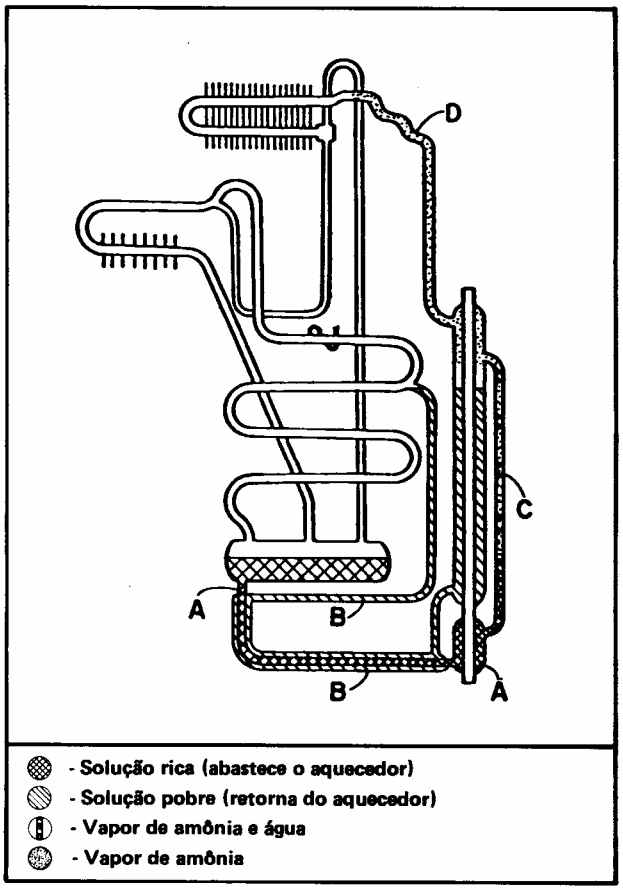


Fig. 3. - Tubo da solução pobre e vapor de amônia.

Circuito da Solução Pobre

Como vimos no item anterior, a amônia evapora e arrasta consigo solução pobre (água). A água tem ponto de ebulição superior ao da amônia, e por isso o vapor de água não sobe até ao condensador. Verifique na figura 3 que a água, ao sair do tubo C (tubo da bomba), cai por gravidade, e desce pelo tubo B (tubo da solução pobre), saindo somente no absorvedor. Como são vasos comunicantes, o nível da solução pobre, no tubo B, permanece no mesmo nível que o tubo que entra no absorvedor. Visto que a amônia tem ponto de ebulição inferior ao da água e menor densidade (peso), não condensa e não cai por gravidade no tubo B (tubo da solução pobre).

O vapor de amônia sobe pelo tubo D (pré-ondensador) para posteriormente entrar no condensador.

Circuito da Amônia Líquida

Após a amônia ter-se separado da água no aquecedor, segue para o condensador passando pelo tubo D (Fig. 4). O tubo D, denominado de pré-condensador ou retificador, tem a função específica de condensar (liqüefazer) o vapor de água que ocasionalmente sobe junto com o vapor de amônia. O vapor de água condensado retorna (por gravidade) para o tubo B, onde se dirige para o absorvedor. O vapor de amônia segue até ao condensador, que é construído em forma de serpentina de tubos com aletas. As aletas têm a função de aumentar a superfície da área de troca de calor com o ambiente externo. A função do condensador é liqüefazer os gases (vapor de amônia) quentes, provenientes do aquecedor (tubo C). Na saída do condensador, o vapor de amônia, já liqüefeito (líquido) flui pelo tubo de amônia (tubo E) e, por gravidade, é conduzido até ao evaporador. Note que o nível da amônia líquida, no tubo E, permanece no mesmo nível que o da entrada do evaporador.

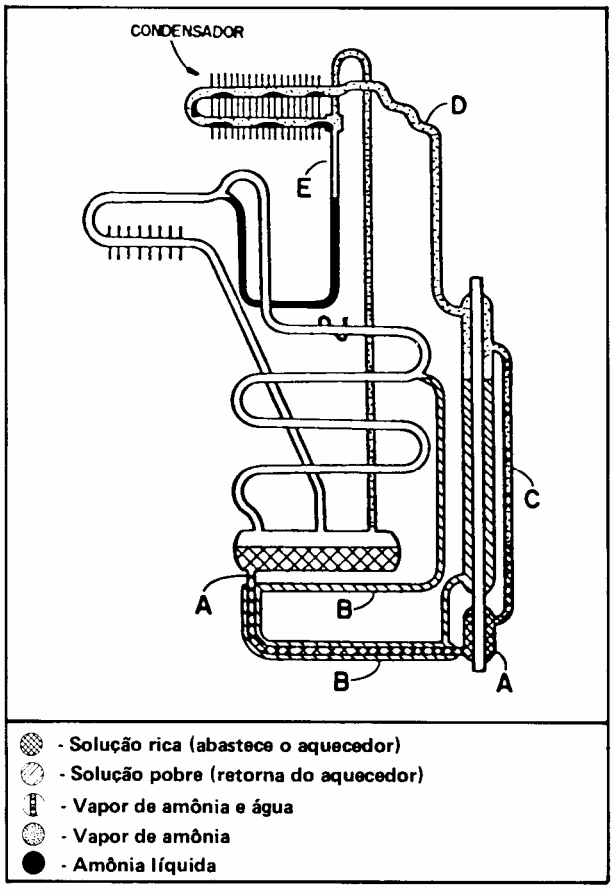


Fig. 4. - Condensação do vapor de amônia e tubo de amônia.

Como a água é absorvente, retira todo vapor de amônia do hidrogênio, deixando-o puro, e, consequentemente, mais leve, favorecendo gradativamente a subida do hidrogênio até ao evaporador.

A solução pobre que retorna do aquecedor (tubo B) é bem mais pobre que a solução encontrada no tanque (recipiente G). Caso não houvesse absorção de vapor de amônia do hidrogênio, esta solução entraria no tanque (G) e causaria baixa concentração da solução, prejudicando o comportamento do aquecedor.

Resumindo, o absorvedor purifica o hidrogênio, melhorando o rendimento do sistema, e enriquece a solução pobre, evitando alterações no funcionamento do aquecedor.

Função do Absorvedor

Nos itens anteriores vimos que a amônia sai do tanque, entra no aquecedor (tubo C), onde é vaporizada, e em seguida é liqüefeita no condensador. Também vimos que a solução pobre (água) retorna pelo tubo 8, até à entrada do absorvedor.

O absorvedor (Fig. 5) é uma serpentina em forma de espiral em desnível, que evita a parada da solução, para não prejudicar a circulação do hidrogênio. No absorvedor existem dois fluxos: a solução pobre desce, por gravidade, e o hidrogênio sobe (gás leve). Desta forma, o absorvedor tem dupla função:

A solução pobre, ao descer pelo tubo do absorvedor, se encontra com o hidrogênio, que está subindo, saturado com vapor de amônia.

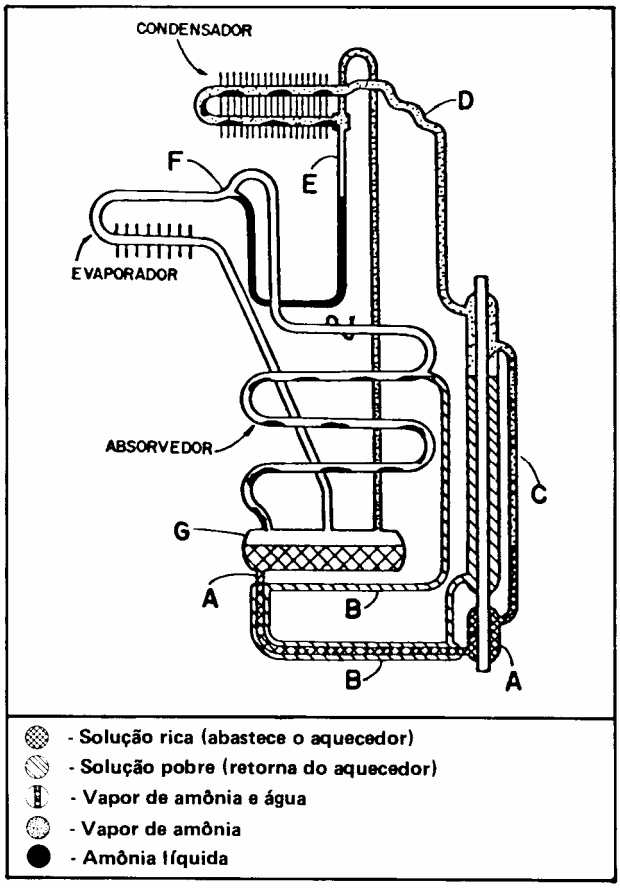


Fig. 5. Circuito da solução pobre e do hidrogênio.

Evaporador

O evaporador (Fig. 6) do sistema à absorção de pequenos refrigeradores são confeccionado de tubos,

em forma de serpentina. Como a função de um evaporador é evaporar um refrigerante, neste caso não é diferente. A amônia líquida, que sai do condensador, flui pelo tubo E, até à entrada do evaporador F. Pelo tubo H, o hidrogênio puro, sobe até se encontrar com a entrada da amônia. No instante em que a amônia líquida sai pelo tubo E, e entra no tubo F, encontra um ambiente de baixa pressão, possibilitando a expansão instantânea da amônia. Como sabemos, qualquer gás, na mudança de estado líquido para gasoso, absorve uma quantidade de calor. No nosso caso, essa mudança provoca o esfriamento dos tubos da serpentina do evaporador e este, por sua vez, troca calor com a carga (alimentos, etc.), contida no compartimento do refrigerador.

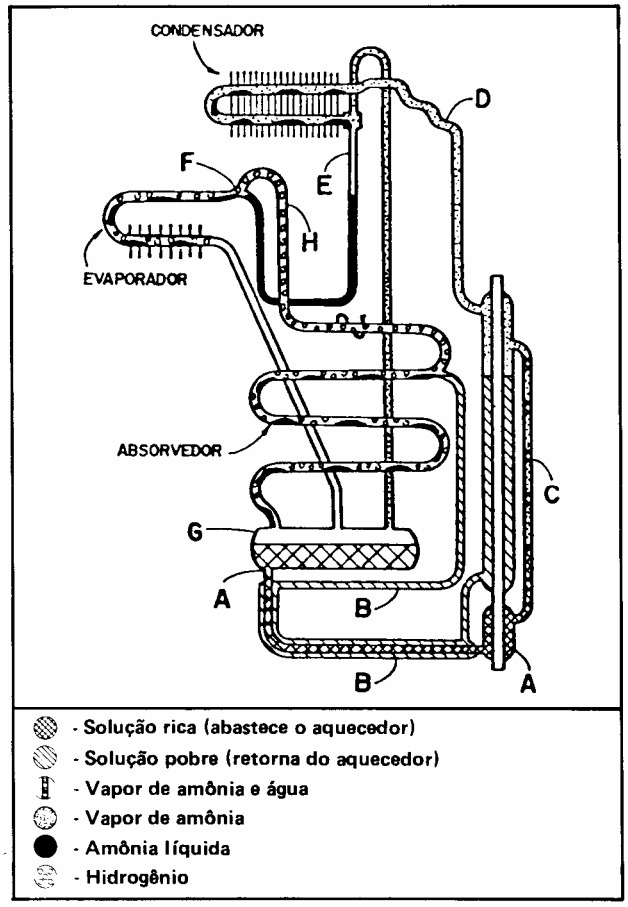


Fig. 6. - Entrada da amônia líquida e do hidrogênio no evaporador.

Funcionamento Normal

Anteriormente vimos, passo a passo, os tubos componentes, fluxo da solução e do hidrogênio, do sistema. Agora passaremos a analisar o funcionamento do sistema, em regime contínuo durante o funcionamento normal. Observamos, pela legenda da figura 8, que cada componente, ou tubo do sistema uma função especifica.

Retorno da Amônia

Após a amônia ter-se evaporado, mistura-se com o hidrogênio. (Fig. 7). Como o gás da amônia é mais pesado que o
hidrogênio e os dois se misturam, descem, por gravidade, pelo tubo 1. Este gás pesado, através do tubo 1, se dirige até ao tanque (G), onde se encontra com a solução refrigerante mais pobre. Daí ocorre mais uma vez a absorção da amônia pela solução do tanque.

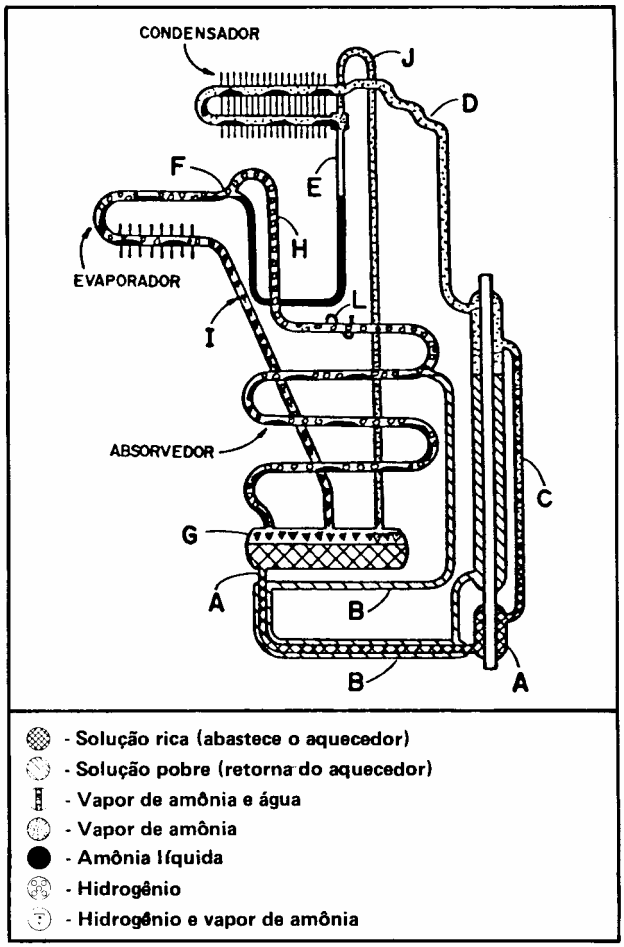


Fig. 7. - Retorno do gás de amônia ao tanque.

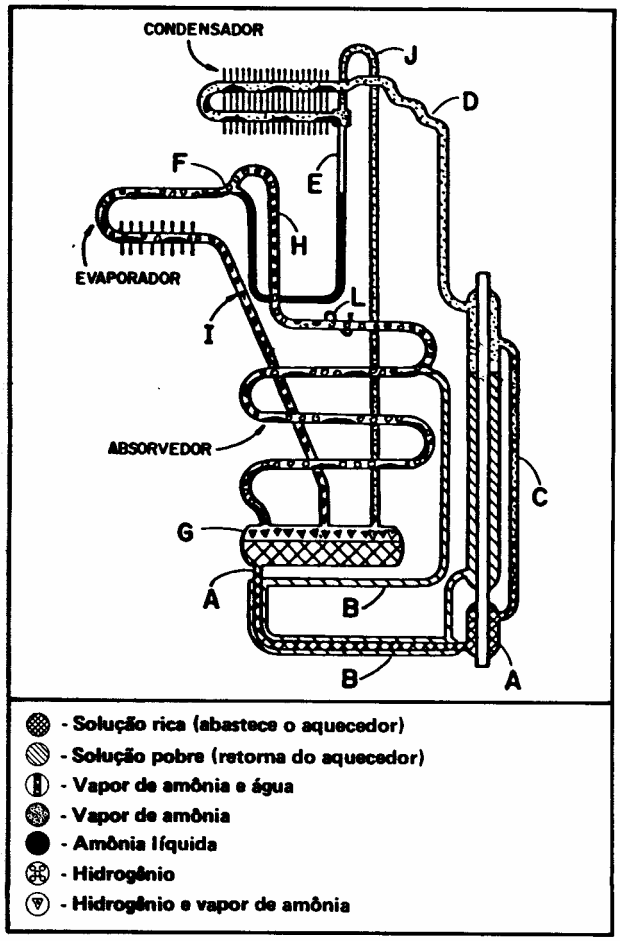


Fig. 8.2 - Funcionamento contínuo do sistema.

NOTA: Na figura 9, observamos que existem dois componentes (tubos) que não foram mencionados anteriormente. Isto porque eles não fazem parte de componentes necessariamente exigidos durante o funcionamento normal do sistema.

tubo estabilizador (J) tem a função única e específica de permitir que o vapor de amônia, proveniente do aquecedor, e que não atingiu a temperatura de condensação, possa Ter uma passagem de retorno para o tanque. Isto ocorre somente quando o refrigerador for instalado incorretamente, não permitindo a circulação de ar pelos componentes traseiros do sistema. Este componente atua também quando o refrigerador é instalado em locais ou regiões de temperatura ambiente muito elevada, superior a 45°C .

A válvula de segurança (tubo L) é confeccionada em tubo de diâmetro de 6,0 mm, com liga fusível interna de baixo ponto de fusão (138°C). Está localizada num ponto do

Recapitulando:

A solução refrigerante rica (aprox. 34%) que está no tanque (G) sai pelo tubo A, que abastece aquecedor. No aquecedor, a solução é aqui (ferve), e é vaporizada. O vapor da amônia pelo tubo C e entra no condensador, onde vapor de amônia (gás) é liqüefeita. Por gravidade, desce pelo tubo E, que entra no evaporador.

Sabemos, também, que a solução rica do tanque (G) contém água, e que esta não vaporiza com a amônia. Por isso, a água (solução pobre aprox. 15% de NH3) retorna pelo tubo B, tem ligação direta com o absorvedor.

A solução pobre, no absorvedor, tem a função específica de purificar o hidrogênio que sobe para o evaporador. No evaporador a amônia evapora, misturando-se com o hidrogênio, tornando-se um gás pesado, e, por gravidade, retorna ao tanque pelo tubo I. Este vapor de amônia cai no tanque (G), e é imediatamente absorvido pela solução. Esta solução, já em estado de mistura homogênea, inicia novamente o mesmo percurso descrito anteriormente, formando um ciclo ininterrupto.

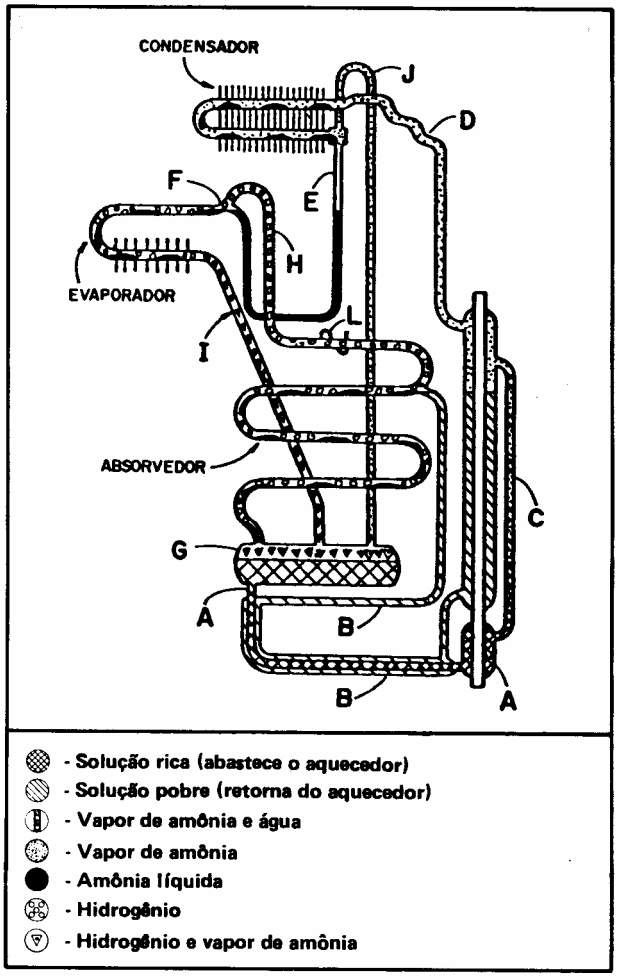


Fig. 9.2 - Componentes não exigidos pelo sistema durante o funcionamento normal.

sistema (absorvedor) onde circula somente o hidrogênio. A função desta válvula é a de proteger o local onde o refrigerador estiver instalado, durante um incêndio, evitando que o sistema detone por excesso de pressão do hidrogênio, causando maiores danos.

17.1.2 Sistemas Industriais:

O ciclo de absorção de sistemas industriais é mostrado na figura 10. A operação de compressão é proporcionada pela montagem apresentada na metade do diagrama à esquerda. O vapor de baixa pressão do evaporador é absorvido p uma solução liquida no absorvedor. Se esse processo de absorção fosse executado adiabaticamente, a temperatura da solução iria subir e eventualmente a absorção de vapor poderia cessar. Para perpetuar o processo de absorção o absorvedor é resfriado por água ou ar, que finalmente rejeita esse calor para a atmosfera. A bomba recebe o líquido de baixa pressão do absorvedor eleva a sua pressão, e o entrega ao gerador. No gerador, calor de uma fonte de alta temperatura expulsa o vapor que tinha sido absorvido pela solução. A solução líquida retorna para o absorvedor por válvula redutora de pressão cujo propósito é promover a queda de pressão para manter as diferenças de pressão entre o gerador e o absorvedor.

Os fluxos de calor desce para os quatro trocadores de calor componentes do ciclo de absorção ocorrem da seguinte forma: o calor de uma fonte de alta temperatura entra no gerador, quanto que o calor a baixa temperatura da substância que está sendo refrigerada entra no evaporador. A rejeição de calor do ciclo ocorre no absorvedor e condensador a temperaturas tais que o calor possa ser rejeitado para a atmosfera. Nestes sistemas geralmente é usado o brometo de lítio e água.

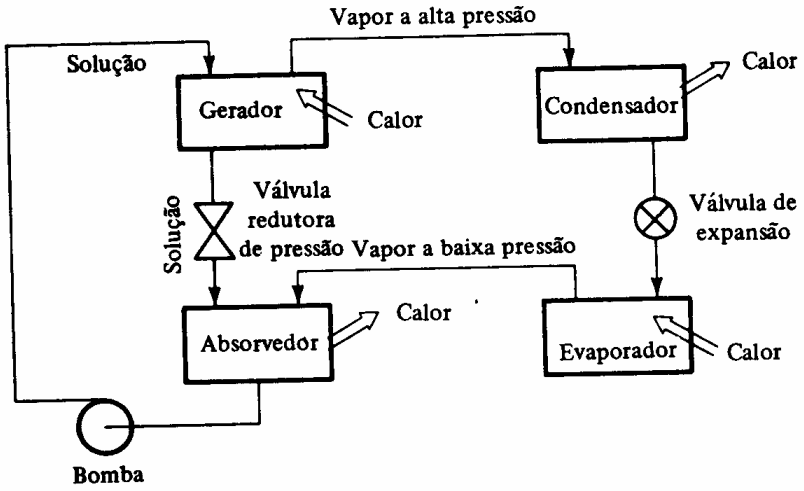


Figura 10 A unidade de absorção básica.

17.2 Refrigeração Termoelétrica:

Em um circuito fechado constituído por 2 metais diferentes Circula uma corrente elétrica sempre que as 2 junções forem mantidas a temperaturas diferentes. Sendo observado o inverso fazendo circular uma corrente elétrica na mesma direção da F.E.M. verificando-se o resfriamento do

ponto de junção. O Bi_2Te_3 (Telureto de Bismuto) possui propriedades como material semicondutor que permite criar diferenças de temperaturas na ordem de 72°C.

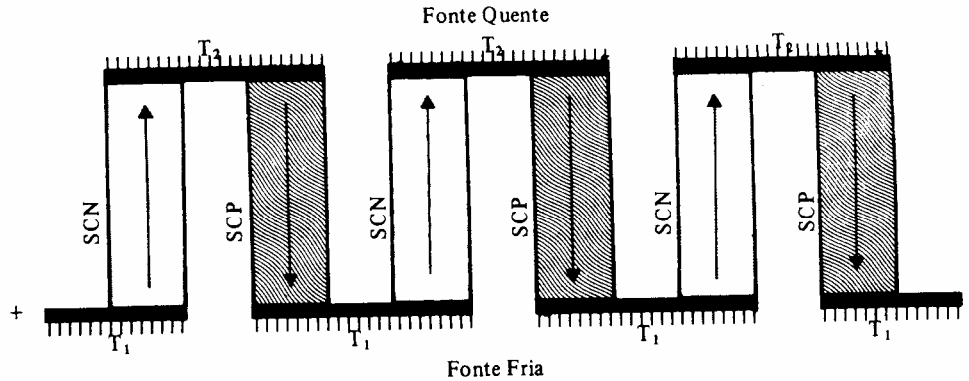


Figura 11

17.3 Refrigeração por Adsorção:

A absorção é um fenômeno pelo qual pondo-se em contato um sólido com uma mistura de fluído um destes é retido pelo sólido, resultando um enriquecimento do fluído não adsorvido. A adsorção verifica-se com o desprendimento de calor. A adsorção é mais usada para desumidificação do ar. Os absorventes mais comuns são sílica gel e alumínio ativado**.**

18 SISTEMA DE CALEFAÇÃO :

Calefação é o aquecimento do ar com a finalidade de atender ao conforto humano.

- Quanto a fonte de energia adotada podemos citar: a eletricidade, a bomba de calor (máquina frigorífica funcionando em ciclo reverso) e os combustíveis como o gás liqüefeito de petróleo (G.L.P.), óleo Diesel, lenha etc...
- Quanto ao processo adotado para o aquecimento do ar as instalações de calefação podem ser classificadas em:

a) Instalação de aquecimento direto de ar: O aquecimento do ar é obtido pelo contato direto entre a fonte de calor e o mesmo. Ex.: lareiras, estufas, etc.

b) Instalações de aquecimento indireto: O aquecimento do ar é feito por meio de um fluido intermediário, geralmente a água, que é posto previamente em contato com a fonte de calor. Neste caso, a instalação disporá necessariamente de uma fonte de calor geradora de fluido intermediário aquecido e um intercambiador de calor entre este último e o ar a ser tratado. Ex.: Calefação por meio de radiadores de água quente e bamba de calor.

- Quanto ao sistema adotado para a distribuição do calor nos ambientes a serem aquecidos, as instalações de calefação podem ser classificadas em:

a) Calefação local ou individual: Neste tipo de calefação, o aquecimento é obtido por meio de uma ou mais fontes de calor localizadas no próprio ambiente aquecido.

b) Calefação central ou coletiva: é constituída por uma fonte de calor única que, localizada adequadamente, distribui. Por meio de um sistema de tubulações, o calor para diversos ambientes a serem aquecidos, servindo-se para isto do próprio ar ou de um fluido intermediário. Ex.: Calefação central por meio de água quente, calefação central por meio de vapor d'água ou calefação central por meio de ar quente.

18.1 Calefação Local:

A calefação local é obtida por meio de lareira, das estufas de combustão, das estufas elétricas de aquecimento direto ou indireto, condicionadores de ar funcionando em ciclo reverso, etc.

Como elemento de aquecimento local tradicional são usadas as lareiras, as quais são constituídas essencialmente de uma fornalha e de uma chaminé.

Em uma lareira comum praticamente só o calor irradiado é aproveitado para o aquecimento do ambiente sendo antieconômico, pois seu rendimento é de ordem de 5 a 10%. Modernamente, na execução de lareiras, procura-se impedir ou ao menos atenuar este inconveniente realizando encamisamento da fornalha e da chaminé.

As lareiras de circulação de ar permitem o atendimento de vários ambientes através de dutos. Neste caso as câmaras de aquecimento são mais complexa se aproximando das caldeiras de ar.

Não existe um processo de cálculos exatos para as dimensões de uma lareira, devido a grande variações de suas condições de combustão, entretanto existe relações aconselháveis:

a) na chaminé a velocidade mínima dos gases de combustão devem ser 5m/s

b) a velocidade do ar na boca da lareira deve ser superior a 0,2m/s

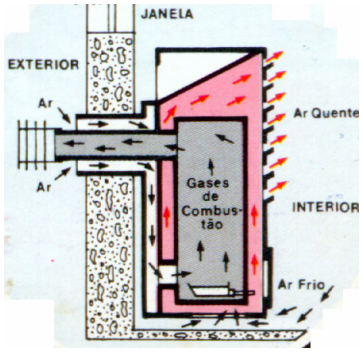
c) considerando alguns parâmetros e condições temos:

$$S_b = V/140 = 9A_c$$

S_b = Superfície da Boca da Lareira em m^2 /

V = Volume do Ambiente em m^3

A_c = A área da Chaminé, em m^2



d) A superfície da câmara de combustão deve ser superior a 0,5.S_b.

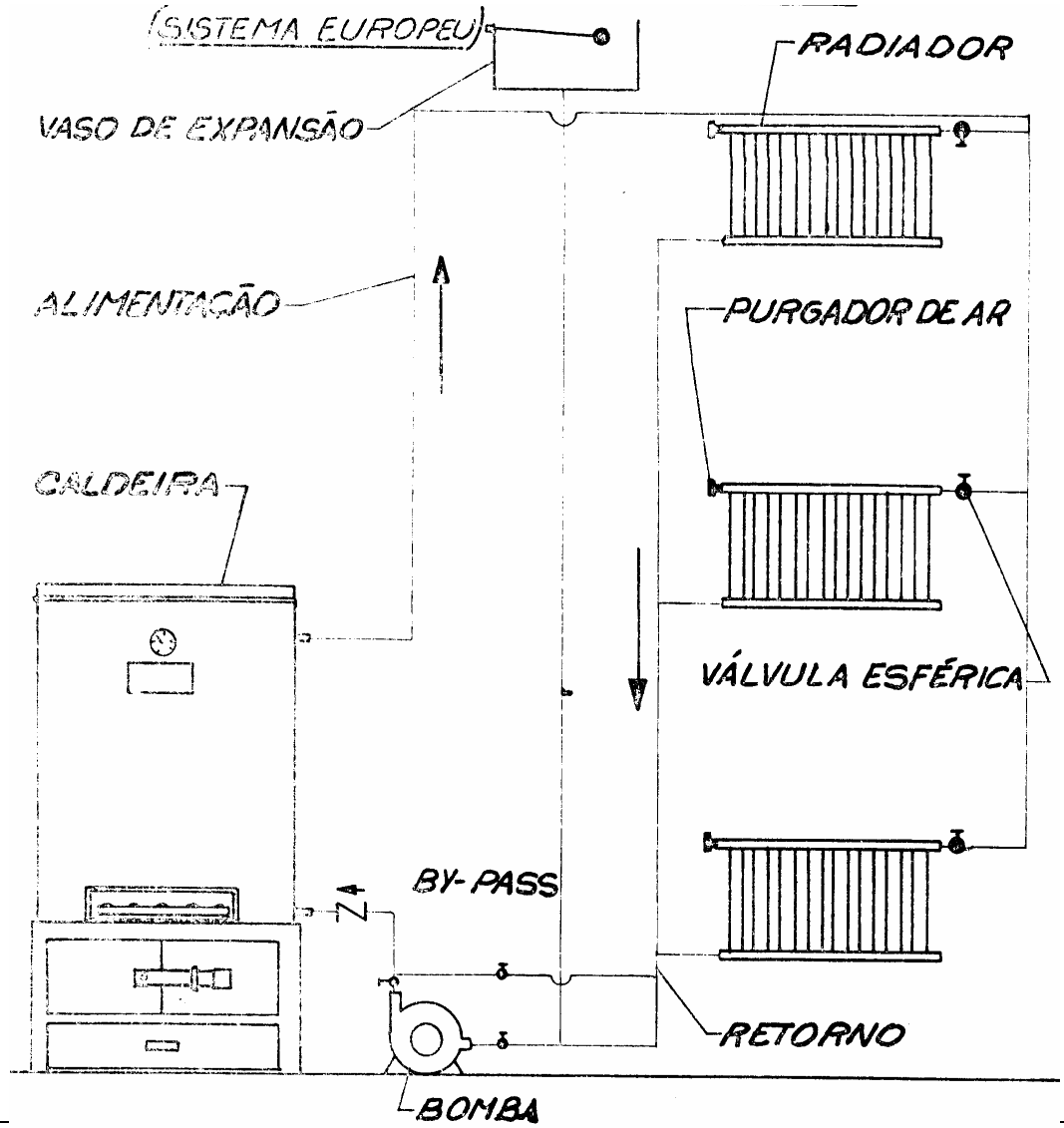
e) A profundidade da câmara de combustão deve ser de 0,6 de sua altura

f) quanto a chaminé a altura está na ordem de 4m, devendo estar a 1m acima do nível mais alto da habitação.

Além das estufas e das lareiras existem outros aquecedores, chamados de calefatores, e que usam o GLP como combustível. Veja esquema na figura ao lado.

18.2 Calefação Central por Meio de Água Quente:

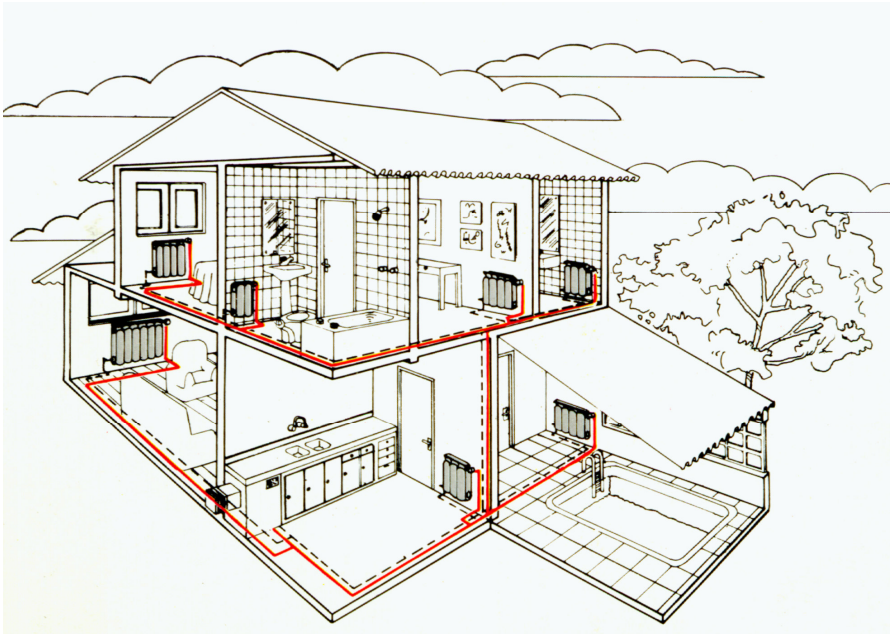
Uma instalação de aquecimento por meio de água quente é constituída de um conjunto de dispositivos formando um circuito fechado onde os elementos principais são: caldeira, tubulação de distribuição, trocadores de calor, tubulação de retorno.



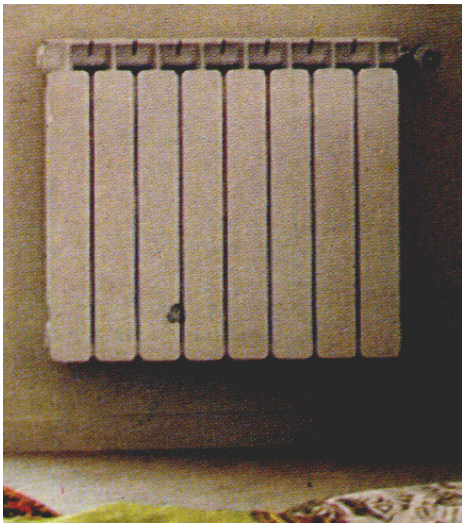
- sistema de tubulação, por sua vez, deve ser mantido em comunicação com um recipiente chamado de vaso de expansão que deve estar em um ponto mais alto de toda a instalação com o objetivo de permitir a expansão do fluído e a saída do ar e todo o conjunto.

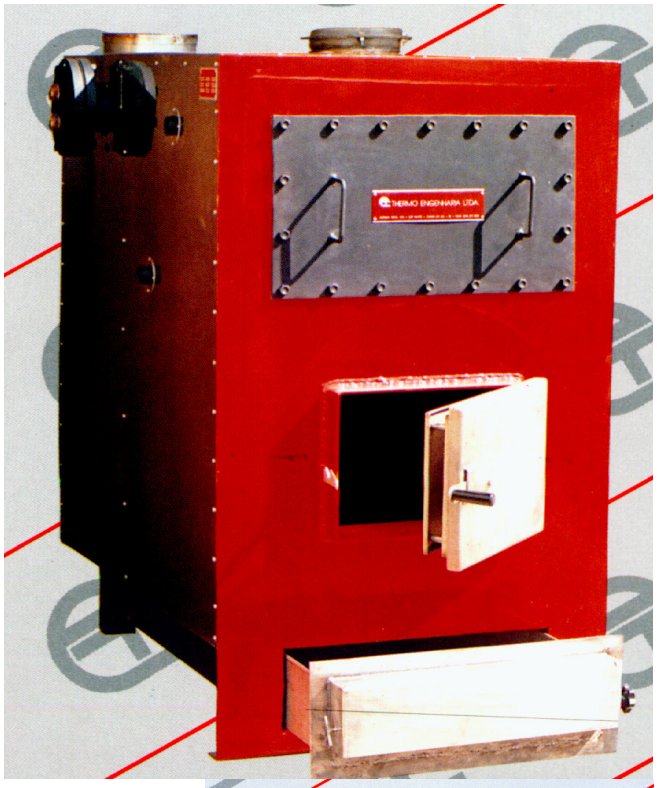
Outros fatores a observar :

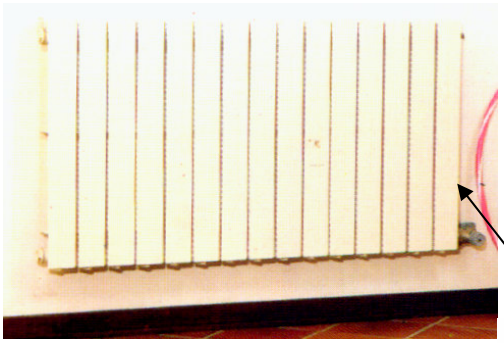
- nas canalizações horizontais dar caimento de 1%
- permitir o livre dilatamento das tubulações
- a caldeira deve ser instalada num plano mais inferior ao mais baixo a ser aquecido.
- a água da instalação não deve ser usada para o consumo, para evitar a rápida oxidação, e incrustação das tubulações e demais elementos da instalação, etc...
- A calefação central por meio de água quente, de acordo com o sistema de movimentação do fluido para ser assim classificado:
    a) circulação natural, termossifão ou a gravidade
    b) circulação mecânica.



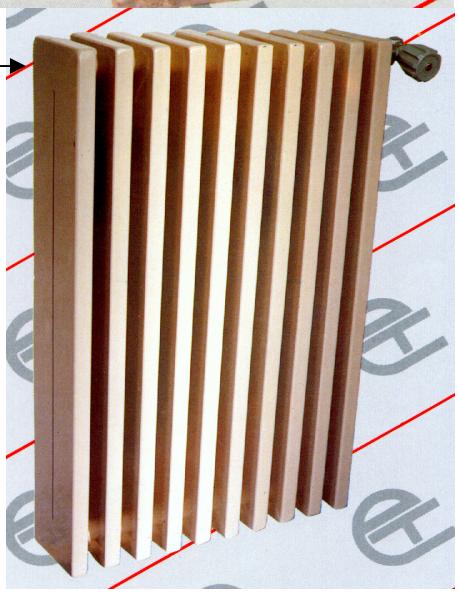
18.3 Elementos de uma instalação de calefação central por meio de água quente:



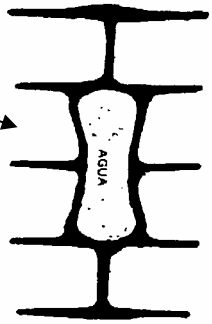


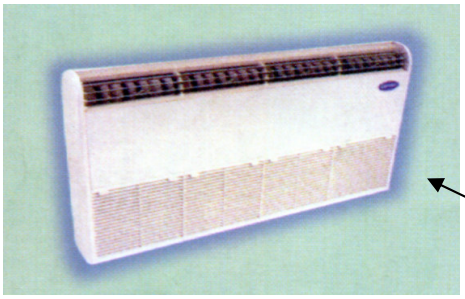


Radiadore



Corte da Secção do Radiador da Figura acima

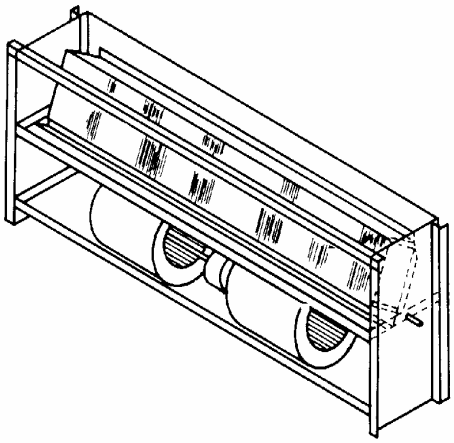




Fan and

- **Caldeiras ou Geradoras de Água Quente**: são equipamentos de combustão onde o calor é aproveitado no aquecimento de um fluido que serve para transportar o calor para os locais de seu real aproveitamento. Os aquecedores mais comuns na calefação central são as de água. Podem usar com combustível o GLP, a lenha ou o óleo diesel.
- **Elementos de Aquecimento**: são dispositivos destinados a ceder calor ao local onde se deseja a calefação. Ex. Radiadores, convectores e "Fan and Coil".
    - Os radiadores são executados em tubos em forma de serpentinas.
    - Os convectores são fabricados em tubos de cobre, ou canos galvanizados com alhetas de ferro.
    - Os "fan and coils" são composto de serpentinas posicionadas em um gabinete, com um ventilador acoplado, o que melhora a eficiência do sistema.

- **Elementos de controle:** termostato de controle da chama, termostato ambiente, termostato de água, válvula termostática, registros, etc.



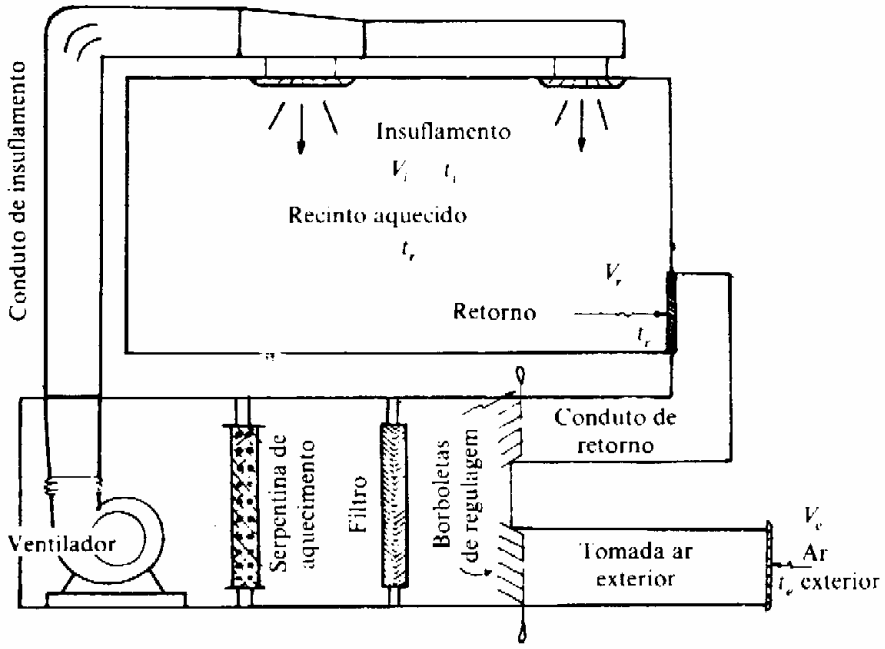
18.4 Circulação da Água :

O sistema de calefação de água quente pode ser por termossifão ou com circulação forçada. No primeiro caso Ter-se-ia que dimensionar as tubulações de modo que a diferença de pressão provocada pelos diferenciais de temperatura garantissem a circulação do fluido. A circulação forçada consiste em provocar o movimento da água necessária ao aquecimento por meio de uma bomba intercalada na tubulação de retorno e na proximidade da caldeira.

18.5 Calefação Central por Meio de Ar Quente:

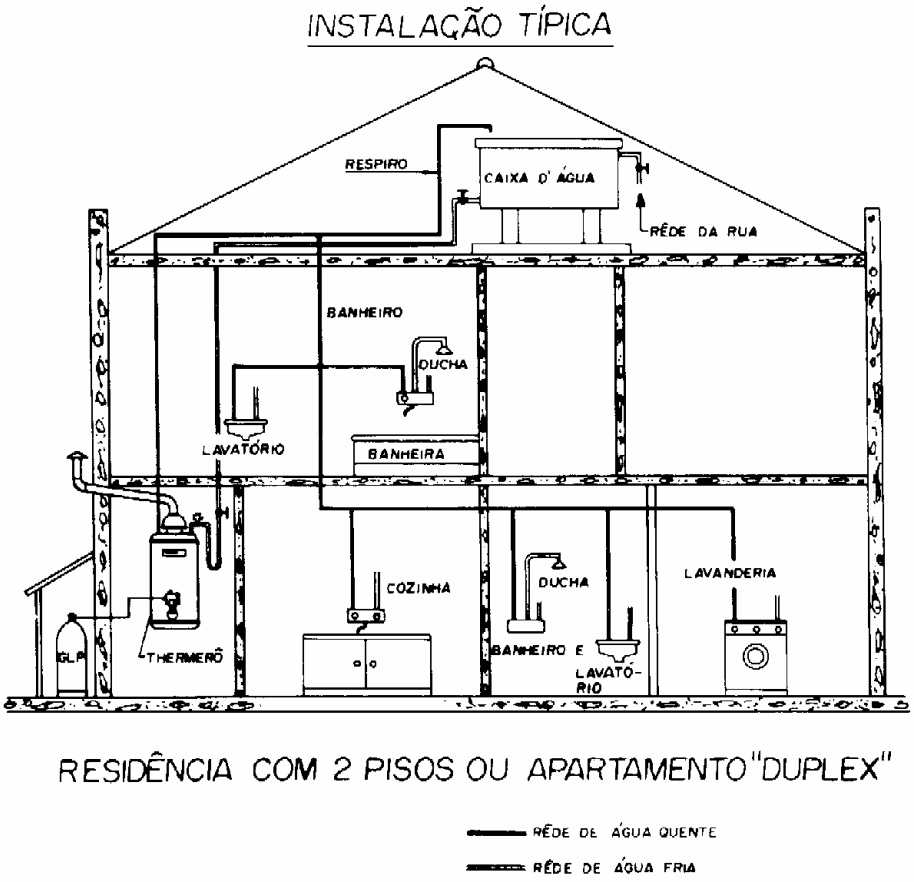
A calefação Central por meio de ar quente utiliza o próprio ar aquecido como agente transportador do calor.

O aquecimento do ar pode ser feito diretamente por meio de resistências elétricas e caloríficos (caldeiras de ar) ou indiretamente por meio de água quente ou bomba de calor (ar condicionado funcionando em ciclo reverso).



18.6 Água Quente para Consumo:

O dimensionamento de equipamentos de água quente para consumo, baseia-se na NB-128 da ABNT



18.7 Aquecimento Solar de Água:

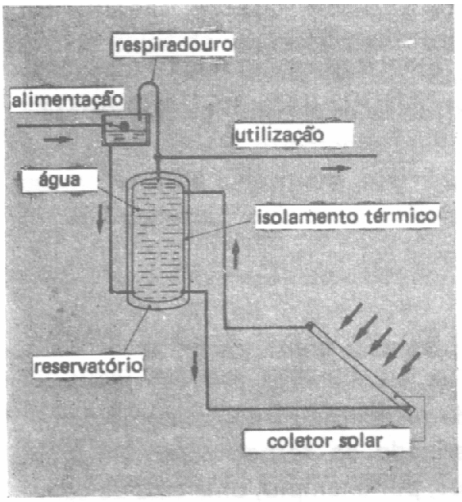


Fig. 3.2 – Aquecimento de água para uso doméstico, com ciclo aberto.

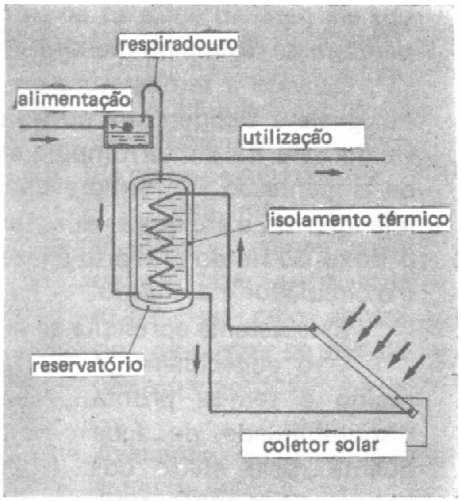


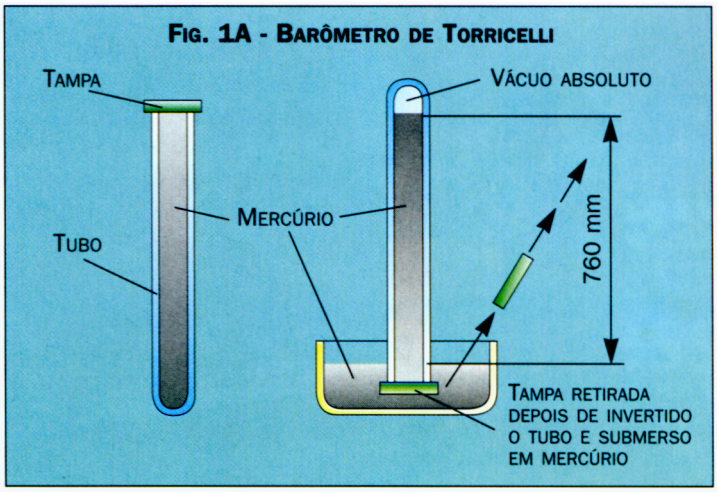
Fig. 3.3 – Aquecimento de água para uso doméstico em ciclo fechado.

19 OPERAÇÃO DE SISTEMAS FRIGORÍFICOS:

Pressão e vácuo

Como acontece com a maioria das grandezas físicas, também a pressão pode ser expressa em diversas unidades, principalmente o sistema métrico (kgf/cm2) e o sistema inglês (lbf/pol2 ou psi - "pounds per square inch"). Para a pressão atmosférica teríamos então:

1 atm. = 1,033 kgf/cm2 = 760mm Hg (mercúrio) = 14,7 psi = 29,92 pol Hg



Pressão é sempre a relação de uma força aplicada perpendicularmente a uma superfície pela área onde a força é aplicada. É expressa pela divisão dos kg ou lb de força pelos cm^2 ou pol^2 de área. Vale tanto para sólidos, como para líquidos e gases.

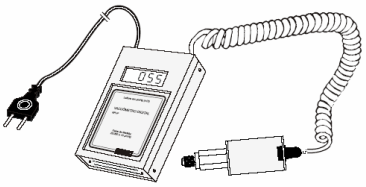
Instrumento e unidades

O refrigerista pode utilizar diversos medidores de pressão:

- barômetro
- manômetro com tubo de Bourdon (tipo mais comum)
- manômetro eletrônico
- manovacuômetro (com tubo de Bourdon), que mede tanto pressão positiva como negativa
- vacuômetro, exclusivo para pressões negativas.

VACUÔMETRO PORTÁTIL

NPI-P



IBRACON

MANUAL DO USUÁRIO

O vacuômetro, geralmente ligado a bombas de vácuo ou compressores, pode ser do tipo "tubo em U" (lembrando a experiência de Torricelli) ou eletrônico. Além de ser expressa em kgf/cm2 ou lbf/pol2 ou psi, existem outras unidades de medida de pressão. São o pascal (Newton/m2) e o bar e milibar (mb), que facilitam o trabalho com o pascal, uma unidade muito pequena. Assim 1 bar = 100.000 pascal e uma milibar = 100 pascal.

Importante: Um bar é praticamente igual a uma atmosfera. O mm Hg (milímetro da coluna de mercúrio) tem como submúltiplo mais importante para o refrigerista o mícron da coluna de mercúrio), que corresponde a 0,001mmHg. O mícron serve para expressar o grau de vácuo. Se dividirmos 1mm de Hg em 1000 partes, cada uma representa 1 mícron Hg.

Na operação e manutenção de sistemas de refrigeração devemos atentar para diversos fatores, a fim de executar um trabalho com qualidade e, por conseqüencia, garantir a satisfação do cliente. Dentre estes fatores, como limpeza, checagem de vazamentos, carga de gás, operação de soldagem, troca do filtro

secador, etc., destacamos a evacuação do sistema como de fundamental importância para um desempenho satisfatório do produto e garantia de uma boa vida útil do compressor e demais componentes do circuito de refrigeração.A presença de gases não condensáveis e umidade no sistema produzem efeitos danosos aos componentes do sistema, e, portanto, devem ser eliminados.Os gases não condensáveis elevam a pressão e temperatura de descarga prejudicando o desempenho do produto. A umidade pode afetar o sistema de duas formas:
(a) ao congelar-se no dispositivo de expansão contribui para aumentar a restrição à passagem do gás refrigerante ou até mesmo bloquear o seu fluxo.

(b) ao reagir com o óleo lubrificante e o gás refrigerante, forma ácidos que provocam corrosões metálicas e deterioração da isolação do motor do compressor, podendo levar a queima desse componente.

Por esses motivos, a umidade deve ser ser eliminada e, para tanto, devemos utilizar uma bomba de vácuo de alto rendimento conectada ao sistema. O processo consiste em reduzir a temperatura de ebulição da água presente no sistema até que esta se iguale à temperatura ambiente. Neste ponto, a umidade vaporiza e é evacuada do sistema pela bomba de vácuo.
A utilização de uma bomba de alto vácuo para sistemas que possuem compressores carregados com o óleo Polyol ester - óleo adequado para os gases "ecológicos" HFC - é ainda mais necessária, já que este lubrificante é muito mais higroscópico que os óleos sintéticos (Alkylate) e mineral, presentes nos compressores que operam com gases CFC.

Atenção: nunca utilize um compressor para realizar vácuo. Compressores para refrigeração não são projetados para atingir níveis de vácuo suficientes para a eliminação da umidade do sistema. Para a completa desidratação do sistema, ou seja, remoção da umidade do mesmo, deve-se atingir valores abaixo de -29" de Hg e isso só é possível com uma bomba de alto vácuo. Os fabricantes de produtos de refrigeração trabalham com níveis de vácuo da ordem de 150 a 200 microns.
Um compressor para refrigeração atinge valores entre 50000 e 80000 microns. Para se ter uma idéia, a um nível de vácuo de 80000 microns (aproximadamente -27" polegadas de Hg) é necessária uma temperatura de aproximadamente 47ºC para que a umidade presente no sistema seja evacuada.

Seleção de Bombas de Vácuo

A escolha de uma bomba de vácuo é feita em termos de sua vazão em cfm (pés cúbicos por minuto) e depende do tempo requerido para atingir o nível especificado de umidade, do tamanho do sistema, da quantidade da umidade inicial contida no sistema e da dimensão das tubulações.

- 1,5 cfm: sistemas domésticos
- 3 a 5 cfm: sistemas comerciais
- 10 a 15 cfm: sistemas de grande porte

A fim de se obter maior eficiência no processo de evacuação, recomenda-se que o vácuo seja executado tanto pelo lado de alta como de baixa pressão. Como já dissemos no início dessa seção, a evacuação deve ser acompanhada de outros procedimentos complementares, como boa limpeza do sistema, checagem de vazamentos, troca do filtro secador e correta carga de gás, dentre outras. Uma outra recomendação importante é não deixar o sistema aberto à atmosfera por muito tempo, com o objetivo de evitar a entrada de contaminantes.
Os plugs do compressor somente devem ser retirados momentos antes de se efetuar a solda dos tubos. Utilize sempre equipamentos e componentes compatíveis com o sistema em manutenção. Em caso de dúvidas, consulte o fabricante de equipamentos ou componente.

(1) Higroscopicidade é a tendência do óleo de absorver a umidade

Desidratação do sistema frigorífico utilizando uma bomba de vácuo

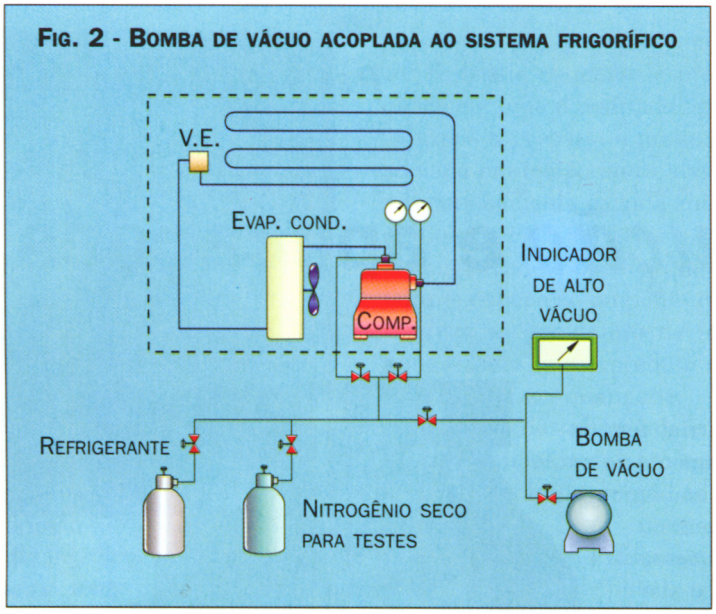
Considerações:

1. Na desidratação é aconselhável se evacuar o equipamento simultaneamente pela linha de baixa e de alta. Isto com o objetivo de evitar o deslocamento de umidade residual do condensador para o evaporador com o risco de condensação neste último dispositivo. Logo, há necessidade de se

adaptar duas mangueiras nas respectivas tubulações e as extremidades livres a um "ponto comum", que pode ser um distribuidor "tubo de 1" improvisado com três artifícios, um múltiplo de combinação, uma conexão "T", uma cruzeta, etc., e uma terceira mangueira deste "ponto-comum" a sucção de bomba de vácuo ou compressor alternativo, aberto, de dois estágios;

2. Tem-se que efetuar a carga de refrigerante, logo após a desidratação sem se poder desconectar as mangueiras que foram utilizadas na evacuação;
3. É necessário que a mangueira que vai do "ponto comum" a bomba de vácuo assim como, a mangueira que vai do "ponto comum" a linha de impulsão do equipamento tenha registros, que serão fechados no momento da carga de refrigerante, a qual, será efetuada da linha de sucção do aparelho;
4. É uma boa norma depois da desidratação até atingir 500 *microns*, ministrar no equipamento uma carga de nitrogênio como complemento de evacuação. Esta prática também nos possibilita verificar vazamentos antes de proceder a carga de refrigerante propriamente dita. O gás nitrogênio é muito ávido de umidade e se determinada umidade residual resisitiu a desidratação por compressão inicial não deixará de ser evacuada junto com o gás na última evacuação. Por fim deve ser efetuado um último processo de desidratação que retirará o nitrogênio e a umidade remanecente. Este vácuo deve atingir 250 *mícrons*.
5. Se num equipamento de refrigeração houve o vazamento do refrigerante é sempre aconselhável também trocar o óleo lubrificante e o filtro secador.
6. Num equipamento de refrigeração que tem filtro secador pode-se conforme as circunstâncias colocar mais um filtro secador. Não há inconveniente em ficar com dois filtros secadores.

FIG. 2 - BOMBA DE VÁCUO ACOPLADA AO SISTEMA FRIGORÍFICO



Roteiro

1. Conecta-se a bom as mangueiras nas válvulas de serviço de alta e baixa pressão.
2. Põe-se em marcha a bomba de vácuo.
3. Logo que este resultado seja atingido (500 μ), isole o compressor e a bomba fechando as válvulas correspondentes, e encher o circuito de nitrogênio dilatado.
4. Recomeçar a colocação sob vácuo, de modo a se ter certeza de ter eliminado não só o ar do circuito, mas igualmente o vapor de água que, se dele ainda restavam alguns vestígios após a primeira colocação sob vácuo, se difundiu no nitrogênio e foi eliminado quando da segunda operação.
5. Fecha-se o registro da mangueira que vai para a bomba de vácuo.
6. Desliga-se a bomba de vácuo;
7. Fecha-se o registro da mangueira que se acha conectada a descarga do compressor;

Carga de Refrigerante:

8. Abre-se o cilindro de refrigerante;
9. Põe-se em marcha o compressor;
10. Controla-se no manômetro ligado a linha de baixa (sucção) até atingir a pressão de carga de refrigerante necessária para o equipamento;
11. Para se desconectar as mangueiras e vedar com tampões as extremidades livres das conexões e respectivas linhas.