

AIR

CONDICIONADO

Valdirson P. Mendes

VOLUME I

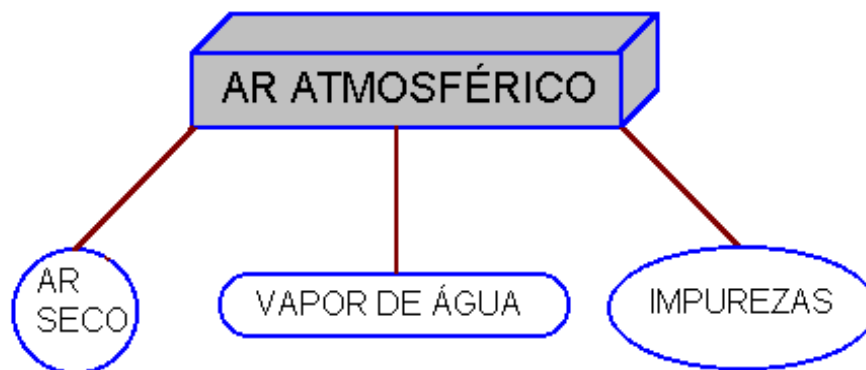
ÍNDICE

1. PROPRIEDADES DO AR
2. TIPOS DE INSTALAÇÕES
3. QUALIDADE DO AR INTERNO
4. PROCESSOS DE CONDICIONAMENTO DE AR
5. RESFRIAMENTO PELA EVAPORAÇÃO
6. DUTOS
7. DIMENSIONAMENTO DE DUTOS
8. DISTRIBUIÇÃO DE AR
9. COMO FAZER UM PROJETO
10. BIBLIOGRAFIA

1. PROPRIEDADES DO AR

1.1 INTRODUÇÃO.

O ar atmosférico pode ser considerado uma mistura de ar seco, vapor de água e impurezas.



O ar seco é uma mistura mecânica de gases, como segue.

GÁS	POR VOLUME	POR PESO
Nitrogênio	0,7809	0,7552
Oxigênio	0,2095	0,2315
Argônio	0,0093	0,0128
Dióxido de Carbono	0,0003	0,0004

Neônio

Hidrogênio

Hélio

Criptônio

Ozônio, etc.

Traços leves

Embora a composição dos gases do ar permaneça essencialmente constante, a quantidade de vapor de água varia consideravelmente. Por esta razão recomenda-se que as quantidades relativas de vapor de água e ar seco sejam sempre indicadas. Assim, as propriedades específicas do ar úmido são geralmente referidas à unidade de peso do ar seco.

A natureza e a quantidade de impurezas no ar dependem das forças que deram origem à produção ou dispersão de contaminantes. As impurezas atmosféricas podem ser formadas de partículas (sólidas ou líquidas) ou moléculas (gases ou vapores). Elas podem ser mais ou menos pesadas que o ar.

1.2 AR PADRÃO.

Denomina-se *ar padrão* ao ar com peso específico $\gamma = 1,20$ kgf/m^3 e uma viscosidade absoluta ou dinâmica $\mu = 0,329 \times 10^{-8}$ kgf/h.m .

O ar padrão é substancialmente equivalente ao ar seco cuja composição foi apresentada para uma temperatura de $21,1^\circ\text{C}$ e uma pressão barométrica de $101,325$ kPa (760 mmHg , 1 atm , $29,92$ inHg , $10,34$ mC.A. ou $14,7$ psi).

A temperatura e a pressão barométrica do ar atmosférico variam muito com as condições do tempo e a localização geográfica, principalmente com a altitude.

Ao elevar-se acima do nível do mar, a pressão barométrica diminui, de acordo com a expressão de Laplace:

$$\log P = \log P_0 - \frac{H}{1,84 + 0,067t_m},$$

onde t_m é a temperatura média do ar na região compreendida entre o nível do mar e a altura H dada em km.

1.3 PSICROMETRIA

1.3.1 FINALIDADE.

A Psicrometria é a parte da termodinâmica que tem por objetivo o estudo das propriedades do ar úmido. Alguns campos de aplicação da Psicrometria são a indústria alimentícia; a indústria de papel; processos industriais de secagem, pintura e armazenamento; refrigeração; ventilação; ar condicionado; e meteorologia.

1.3.2 LEI DE DALTON.

A pressão total de uma mistura de gases é igual a soma das pressões parciais de cada componente na mesma temperatura da mistura.

Define-se a pressão parcial de cada componente **como a pressão que ele exerceria se ocupasse sozinho o volume da mistura, na temperatura da mistura.**

Exemplo: para o caso de ar úmido têm-se:

$$P_{at} = P_a + P_v$$

P_{at} = Pressão atmosférica
 P_a = Pressão parcial do ar seco
 P_v = Pressão parcial do vapor de água.

1.3.3 PRESSÃO DE VAPOR SATURADO.

Há duas condições para evaporação da água líquida.

1 - Energia térmica deve ser fornecida à água.

2 - A pressão de vapor do líquido deve ser maior do que a do vapor da água no ambiente.

A água em um ambiente gasoso que não é vapor puro, mas uma mistura de ar seco e vapor de água, se comporta de maneira análoga e, para a maioria dos objetivos práticos, a relação entre temperatura de saturação e a pressão de saturação é a mesma para a água líquida em contato apenas com seu vapor. Conclui-se portanto um fato muito importante: *a pressão de vapor de saturação depende somente da temperatura.*

As seguintes equações podem ser usadas para relacionar a pressão de vapor de água com a temperatura até 100°C:

$$\log P_s = 10,28 - (2316/T) \quad (1.1)$$

onde T é a temperatura em Kelvin e P a pressão em kgf/m².

$$\log P_s = 9,1466 - (2316/T) \quad (1.2)$$

onde P é a pressão em mmHg.

$$\log P_s = 28,59051 - 8,2\log T + 0,0024804T - 3142,31/T \quad (1.3)$$

Sobre o gelo, a equação a ser usada é a seguinte:

$$\log P_s = 10,5380997 - 2663,91/T,$$

onde é P a pressão em bar.

1.3.4 TEMPERATURA DE BULBO SECO.

Temperatura de bulbo seco (TBS) é a temperatura da mistura indicada em um termômetro. Em geral, a TBS é conhecida simplesmente por temperatura da mistura.

1.3.5 TEMPERATURA DE SATURAÇÃO ADIABÁTICA.

Considere o saturador adiabático da Fig. 1.4. O ar é forçado a entrar em contato com um borrião de água numa câmara isolada termicamente. À saída do equipamento, o ar está na condição de saturação e em equilíbrio termodinâmico com a água. A parcela da água evaporada é repostada com a mesma temperatura da água do reservatório (T). O processo ocorre em regime permanente e à pressão constante.

Um balanço de energia para a corrente de ar entre entrada e saída do saturador:

$$h_1 = h_2 - (g_2 - g_1)h_L \quad (1.7)$$

onde h_L é a entalpia do líquido saturado à temperatura do reservatório (T). Mantida a pressão constante, as propriedades g_2 , h_2 e h_L são função apenas de uma dada temperatura, a qual assinala-se por T. Deduz-se então, pela eq. 1.7 que a temperatura T é uma função de h_1 e g_1 . Assim, a temperatura T passa a ser uma propriedade Termodinâmica do ar úmido que entra no aparelho, conhecida por *temperatura de bulbo úmido termodinâmica*. Note que a temperatura da corrente de ar que deixa o equipamento (T) é a mesma da água de aspersão, situação difícil de se estabelecer. Dessa forma, o saturador é uma idealização útil para se definir a temperatura de bulbo úmido termodinâmica. A saturação do ar nesse sistema ocorre numa câmara adiabática, onde apenas a corrente do ar e a água trocam calor, e daí, decorre uma outra designação para T, *temperatura de saturação adiabática (TSA)*.

Em termos práticos, a TSA (função do estado termodinâmico do ar úmido) e a TBU (resultado de um processo simultâneo de transferência de calor e massa) são bastante próximas à mistura ar seco e vapor de água em condições ambientes.

A velocidade mínima de corrente de ar que circula pelo termômetro de bulbo úmido é da ordem de 5 m/s.

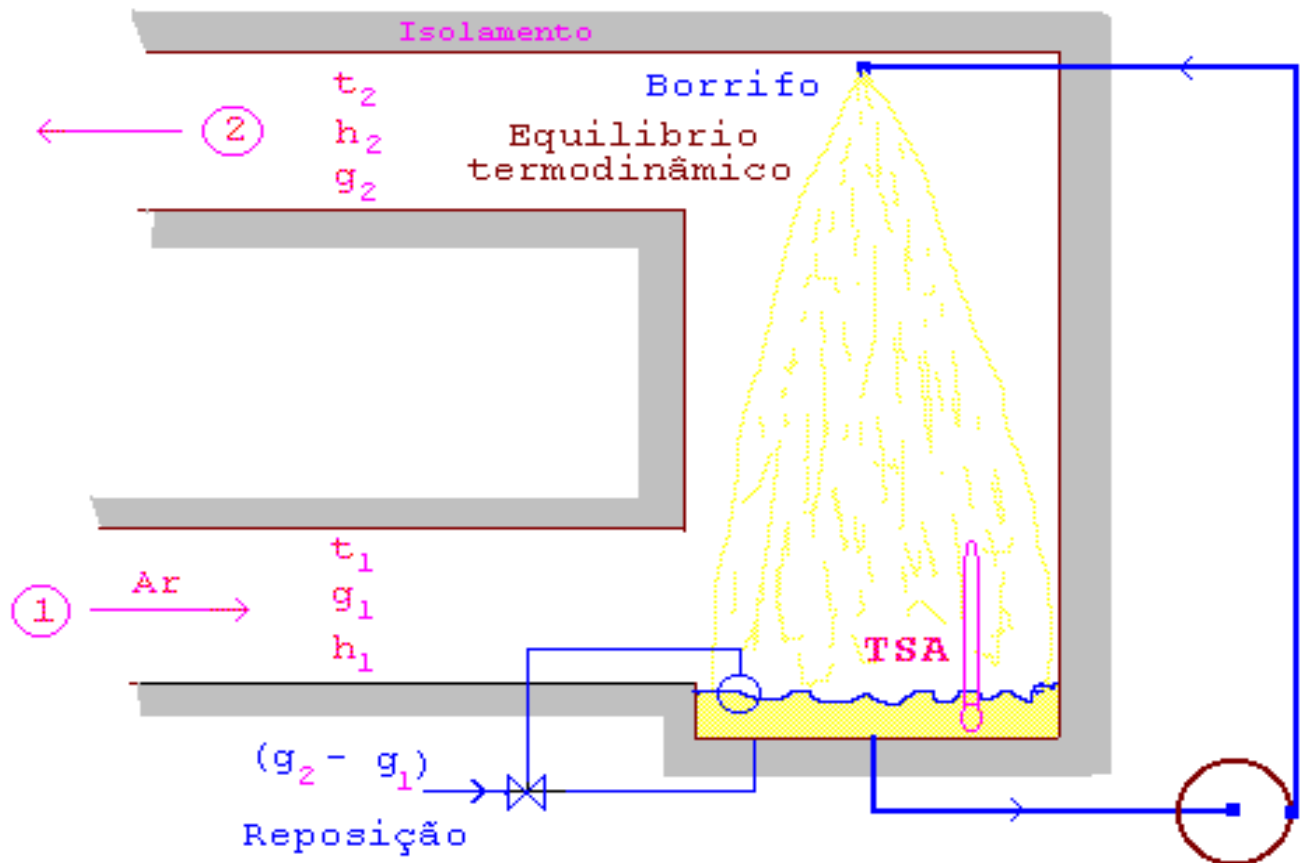


Fig. 1.4

1.3.6 TEMPERATURA DE BULBO ÚMIDO.

Um termômetro, cujo bulbo esteja envolto em uma mecha de algodão, ou outro material similar, embebido em água destilada, constitui-se em um termômetro de bulbo úmido.

Quando esse arranjo é colocado em contato com uma corrente de ar úmido, um processo simultâneo de transferência de calor e massa ocorrerá. Inicialmente, em virtude do ar não estar saturado, parte da água da mecha começará a se vaporizar, reduzindo a temperatura do bulbo do termômetro. Em se estabelecendo esse diferencial de temperatura, entre a mecha de algodão e a corrente de ar, calor será cedido do ar para a mecha. Assim, estabelece uma espécie de equilíbrio *dinâmico*, através do qual todo calor cedido pelo ar será utilizado para evaporar a água da mecha. Para essa condição, o

termômetro registrará um valor conhecido por *temperatura de bulbo úmido (TBU)*.

1.3.7 PRESSÃO PARCIAL DO VAPOR NA MISTURA.

A pressão parcial do vapor na mistura P_v , por sua vez, pode ser determinada experimentalmente por meio do psicrômetro, o qual se baseia no *fenômeno pelo qual a evaporação de água em presença do ar é tanto mais intensa quanto mais afastado da pressão de saturação se encontra o vapor de água contido no mesmo.*

O psicrômetro é constituído de dois termômetros idênticos, um dos quais tem o depósito de Hg (bulbo) umedecido permanentemente molhado (Fig. 1.1).

Desse modo, podemos calcular a pressão parcial do vapor de água P_v por meio dos dados experimentais obtidos do psicrômetro através da equação empírica;

$$P_v = P_s - P_{at} A (TBS - TBU) \quad (1.4)$$

onde:

P_s = pressão de vapor saturado na TBU do ar úmido considerado

A = uma constante que tem os seguintes valores

Psicrômetro	TBU $\geq 0^\circ\text{C}$	TBU $< 0^\circ\text{C}$
Tela	$7,99 \cdot 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$	$7,20 \cdot 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$
Giratório	$6,66 \cdot 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$	$5,94 \cdot 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$

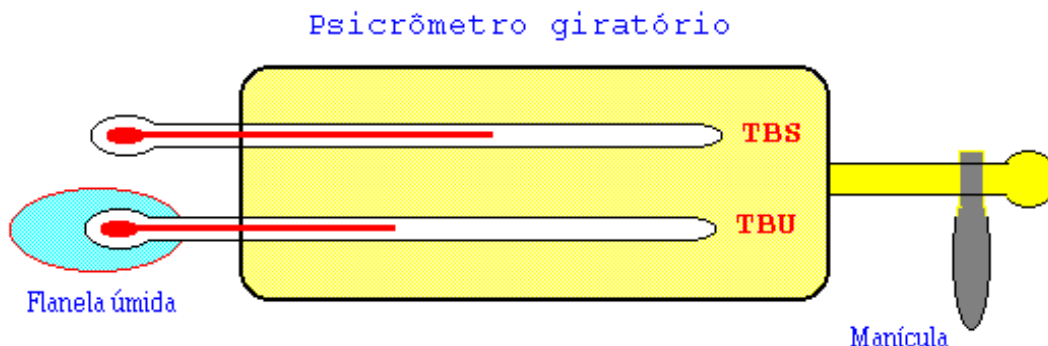


Fig.1.1

1.3.8 MASSA ESPECÍFICA DE VAPOR NA MISTURA.

Massa específica de vapor na mistura é a quantidade de vapor presente no ar úmido. A *umidade absoluta* é expressa em kg de vapor de água por m^3 de ar.

$$m_e = m_v / V \quad (\text{kg}/\text{m}^3)$$

A quantidade de vapor de água que pode conter o ar não é ilimitada, mas depende da pressão de saturação do vapor, a qual é uma função da temperatura da mistura.

Quando o ar contém a massa máxima de umidade compatível com a sua temperatura, diz-se que o mesmo está saturado.

Num ar saturado de umidade, o vapor de água encontra-se no limite de saturação, isto é, no estado de vapor saturado seco.

Qualquer nova quantidade de umidade adicionada a um ar saturado aparece no estado líquido misturada ao vapor, o que constitui as nuvens, a neblina e até a própria chuva.

A umidade absoluta de um ar saturado corresponde ao peso específico do vapor saturado seco à temperatura da mistura.

1.3.9 UMIDADE RELATIVA.

Isto é definido como a razão entre a pressão parcial de vapor de água numa dada temperatura t e a pressão parcial que o vapor de água teria se o ar úmido estivesse saturado na mesma temperatura t .

$$UR = \frac{\text{Pressão parcial do vapor de água}}{\text{Pressão de saturação de água pura}} = \frac{P_v}{P_s}$$

Deve-se observar o fato de que as pressões parciais tanto no numerador como no denominador referem-se à mesma temperatura.

O diagrama Ts para o vapor de água ilustra o significado da UR (Fig. 1.2).

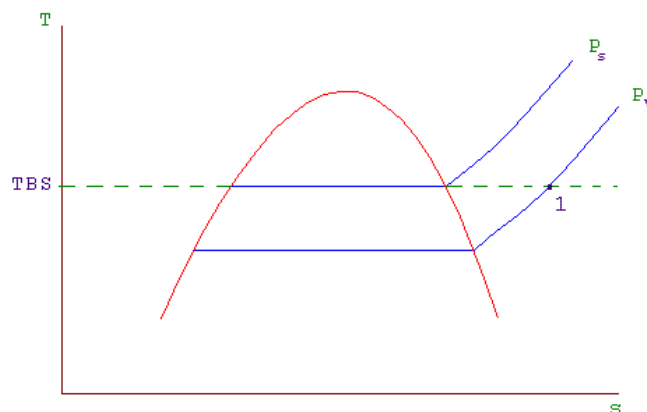


Fig.1.2

O vapor de água na sala se encontra na condição 1

TBS = temperatura de bulbo seco da sala

P_v = Pressão parcial do vapor de água na sala

P_s = Pressão de saturação na mesma temperatura

1.3.10 UMIDADE ABSOLUTA.

Nos problemas que surgem na prática, a respeito de ar úmido, as suas características, como sejam, os volumes dos componentes, massa de água na mistura, umidade absoluta e umidade relativa, variam, permanecendo constante unicamente a massa do ar seco. Daí a vantagem e mesmo a necessidade de referir as suas principais características à unidade de massa do ar seco.

Umidade Absoluta (UA) é definido como a massa de vapor de água em Kg que está associada com 1 Kg de ar seco numa mistura vapor de água-ar. Conhecida também por conteúdo de umidades (g), *unidade específica* (UE) e razão de umidade.

$$UA = m_v / m_a$$

A determinação do UA pode ser feita usando a Lei de Dalton e aplicando a Lei Geral dos Gases a cada um dos dois componentes. Tanto o vapor de água como o ar podem ser admitidos como gases perfeitos nas aplicações usuais de ar condicionado. Ar pode ser admitido como um gás perfeito porque sua temperatura é elevada em relação à temperatura de saturação, ao passo que o vapor de água tem comportamento de gás perfeito porque sua pressão é baixa em relação à pressão de saturação,

$$m_v = P_v V_v / R_v T_v \text{ para o vapor de água}$$

e

$$m_a = P_a V_a / R_a T_a \text{ para o ar seco}$$

logo,

$$UA = \frac{P_v V_v R_a T_a}{R_v T_v P_a V_a}, \text{ como } V_v = V_a \text{ e } T_v = T_a$$

$$UA = \frac{R_a P_v}{R_v P_a}, \text{ sendo } \frac{R_a}{R_v} = \frac{M_v}{M_a} = \frac{18,02}{28,97} = 0,622$$

A razão entre R_a e R_v é denominada **densidade relativa do vapor de água com relação ao ar seco** e, depende da razão entre massa molecular do vapor de água e do ar seco.

Logo, pode-se escrever

$$UA = 0,622 P_v / P_a$$

isto é,

$$UA = 0,622 \frac{P_v}{(P_{at} - P_v)} \text{ Kg/kg de ar seco} \quad (1.5)$$

EXEMPLO 1.2:

Determinar a **UR** e **UA** a TBS=30°C e TBU=26°C (psicrômetro giratório), para uma pressão barométrica 95,0 kPa.

Solução:

P_s (Pressão de vapor saturado) a TBU igual a 26°C = 3,360 kPa (tabela de vapor saturado). Constante do psicrômetro giratório $\underline{A} = 6,66.10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$. Utilizando a eq.(1.4) encontra-se,

$$P_v = 3,360 - 6,66.10^{-4}.95(30 - 26) = 3,107 \text{ kPa}$$

As tabelas psicrométricas com pressão barométrica padrão de 101,325 kPa fornecem $P_v = 3,023$ kPa. Isto não é muito diferente do que o valor calculado para 95,0 kPa, mas a diferença se torna cada vez maior e mais significativa à medida que a pressão barométrica se afasta de 101,325 kPa.

P_s (pressão de vapor saturado) a TBS igual a $30^\circ\text{C} = 4,241$ kPa. Logo,

$$UR = \frac{P_v}{P_s} \cdot 100 = \frac{3,107}{4,241} \cdot 100 = 73,26\%$$

Usando a eq. (1.5)

$$UA = 0,622 \frac{3,107}{(95,0 - 3,107)} = 0,02103 \text{ kg/kg de ar seco}$$

EXEMPLO 1.2:

Determinar a **UR** e **UA** num estado de 20°C e 95,0 kPa de pressão barométrica.

Solução:

$$TBU = TBS = 20^\circ\text{C}$$

Pela eq. (2.4) conclui-se que $P_v = P_s = 2,337$ kPa. Logo,

$$UR = 100\%$$

e

$$UA = 0,622 \frac{4,241}{(95,0 - 4,241)} = 0,0291 \text{ kg/kg de ar seco}$$

1.3.11 GRAU DE SATURAÇÃO.

É a razão entre conteúdo de umidade do ar úmido (g) em dada temperatura, e o conteúdo de umidade do ar saturado (g_s) na mesma temperatura.

$$GS = g/g_s$$

Conhecido também como *grau higrométrico*.

Da eq. (2.5) obtém-se $g_s = 0,622 \frac{P_s}{(P_{at} - P_s)}$, logo

$$GS = \frac{g}{g_s} = \frac{P_v}{P_s} \cdot \frac{(P_{at} - P_s)}{(P_{at} - P_v)} = UR \cdot \frac{(P_{at} - P_s)}{(P_{at} - P_v)}$$

GS não é a mesma coisa que **UR** mas é às vezes confundido com ela. Para o ar saturado e para o ar seco as duas são idênticas e dentro da faixa de estados usados para condicionamento de conforto elas são virtualmente indistinguíveis.

$$\text{Assim o fator } \frac{(P_{at} - P_s)}{(P_{at} - P_v)} \cong 1 \text{ e } \text{GS} = \text{UR}$$

1.3.12 PONTO DE ORVALHO.

Ponto de orvalho (TPO) é a temperatura abaixo da qual inicia-se a condensação, à pressão constante, do vapor de água contido no ar.

A determinação da TPO não é muito precisa. Na Fig. 1.3 observa-se que este ponto é atingido na linha de vapor saturado.

1.3.13 VOLUME ESPECÍFICO.

É o volume em m³ de 1kg de ar seco e a massa de vapor de água associada. Na mistura o vapor ocupa o mesmo volume do ar seco mas cada um possui sua própria pressão parcial. Pela Lei de Dalton, a soma destas duas pressões parciais é a pressão total da mistura. Assim, aplicando a Lei dos Gases pode-se determinar o volume úmido de três modos:

- 1 - fazendo uso da massa e da pressão parcial do ar seco
- 2 - fazendo uso da massa e da pressão parcial do vapor de água
- 3 - fazendo uso da massa e da pressão total da mistura.

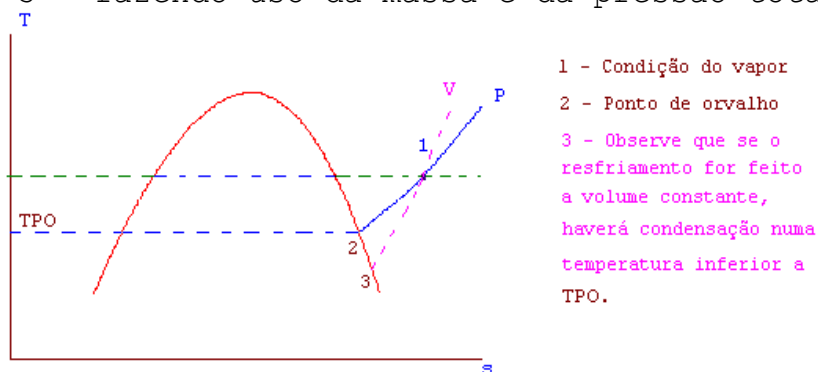


Fig. 1.3

1.3.14 ENTALPIA.

A entalpia do ar úmido é a soma da entalpia de seus componentes,

$$H = m_a h_a + m_v h_v ,$$

a entalpia específica é sempre referida a massa de ar seco

$$h = \frac{H}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} h_v , \text{ ou seja}$$

$$h = h_a + g h_v \quad (1.6)$$

1.3.15 CARTA PSICROMÉTRICA.

A carta psicrométrica é um ábaco que permite representar graficamente as evoluções do ar úmido. Cada ponto da carta representa uma combinação de ar seco e vapor de água (Fig. 1.5). Uma carta psicrométrica possui os seguintes elementos:

1. linha de TBS
5. escala de entalpia
2. linha de TBU
6. linha de volume específico
3. linha de UR
7. escala da TPO
4. linha de UA
- A. ponto de alinhamento.

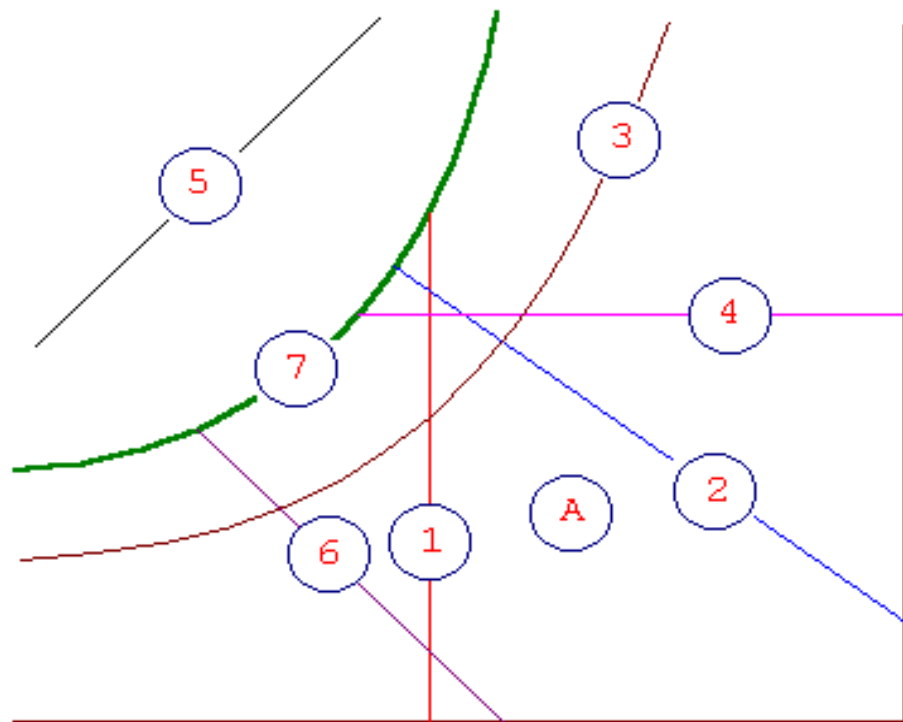


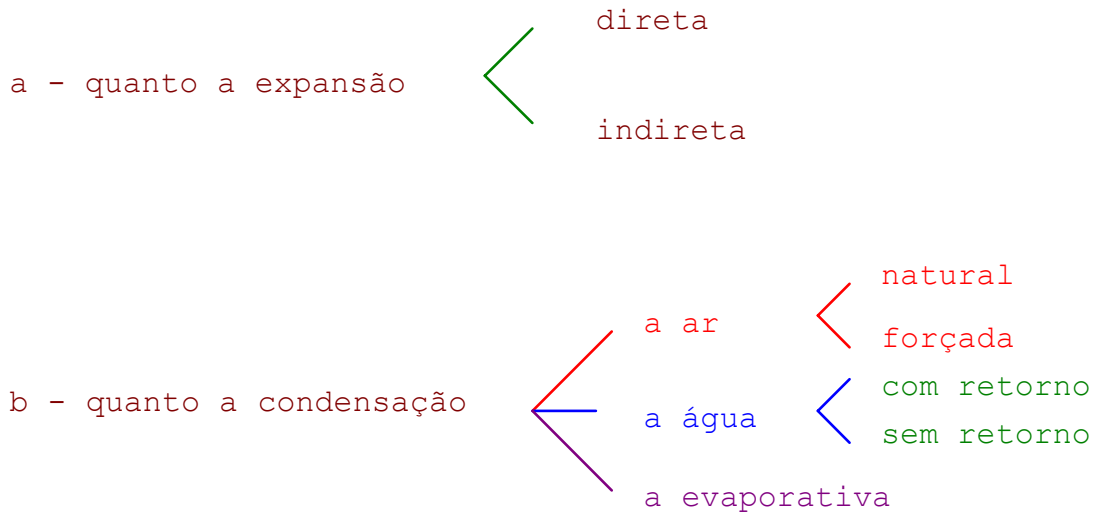
Fig. 1.5

Nas páginas 81 e 83 se encontram duas cartas psicrométricas sendo que a carta da página 83 é feita para a cidade de São Luís.

2. INSTALAÇÕES.

2.1 TIPOS DE INSTALAÇÕES.

As instalações de condicionamento do ar podem ser classificadas conforme segue.



c - quanto ao tipo de instalação

- . aparelhos individuais;
- . instalações centrais;
- . instalações centrais com circulação de água gelada nas serpentinas (fan-coils);
- . instalações centrais com termoacumulação.

d - quanto ao tratamento do ar

- . aquecimento
- . refrigeração
- . desumidificação
- . umidificação
- . aquecimento com umidificação
- . refrigeração com desumidificação
- . refrigeração com desumidificação e reaquecimento
- . condicionamento completo.

e - quanto ao ar insuflado

- . insuflamento de ar único (Fig. 2.1)
- . insuflamento de ar duplo (Fig. 2.2)
- . insuflamento de ar primário (Fig. 2.3).

f - quanto à localização do equipamento

- . local (aparelhos de janela e split system)
- . pequenas centrais (unidades compactas, tipo selfcontained).
- . grandes centrais
- . semicentrais

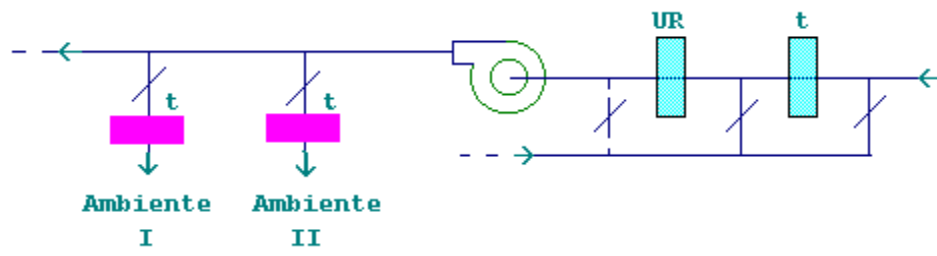


Fig.2.1

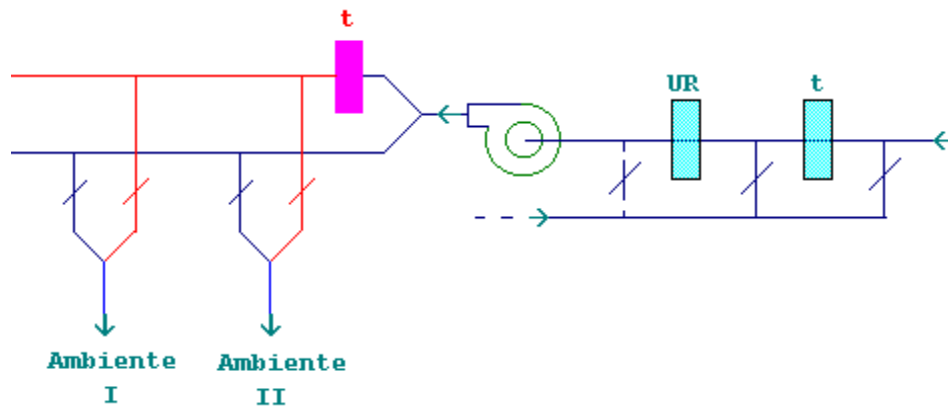


Fig.2.2

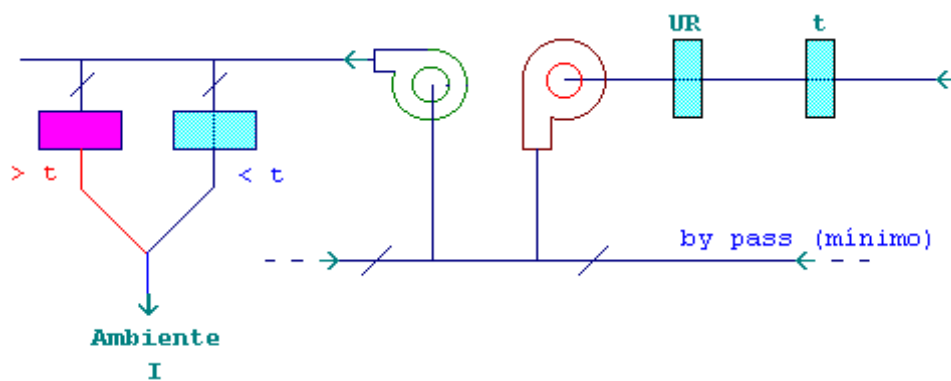


Fig.2.3

2.2 EXEMPLOS DE INSTALAÇÕES.

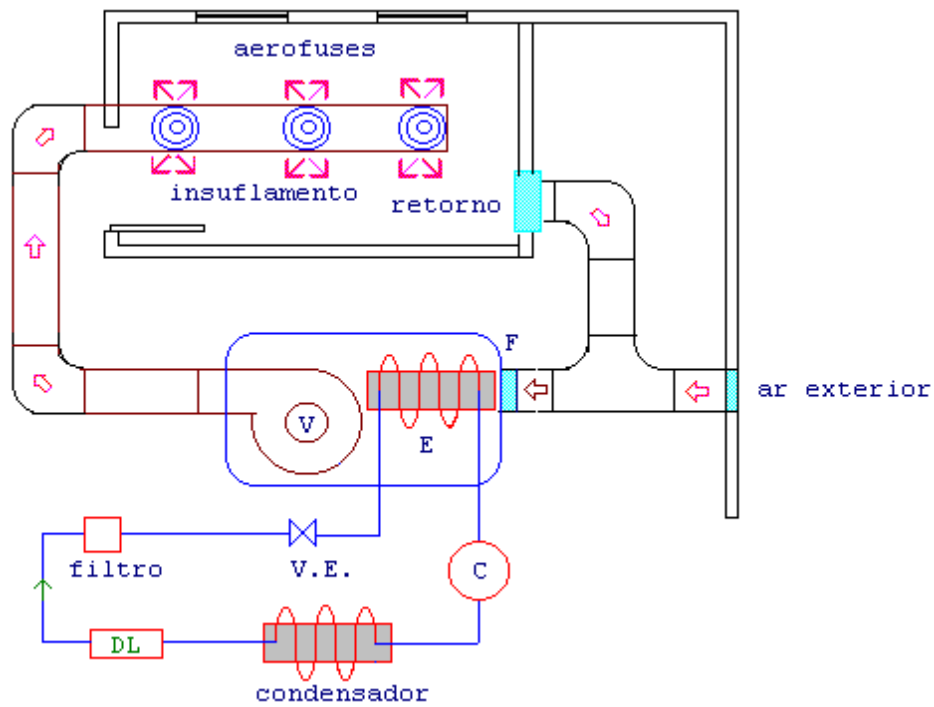


Fig.2.4. Expansão direta condensação a ar

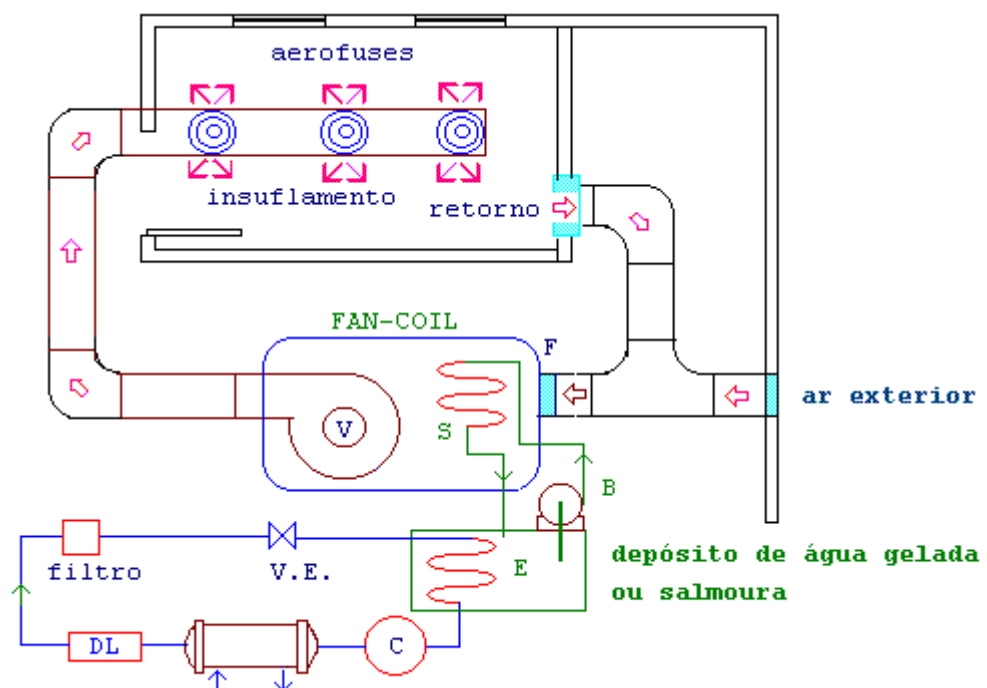
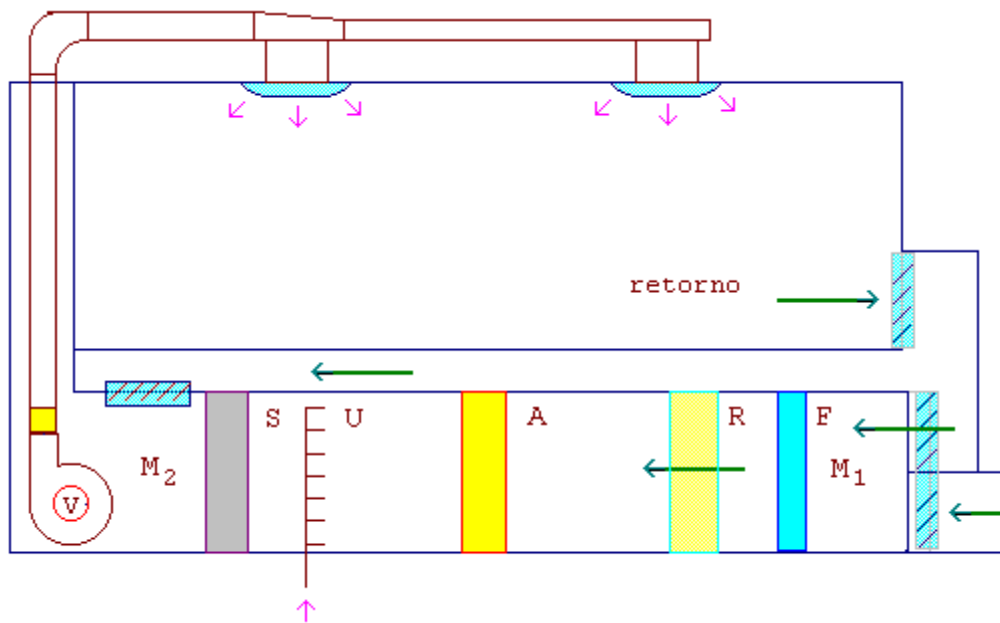


Fig.2.5. Expansão indireta com condensação à água



M_1 - mistura de ar de retorno com ar exterior

F - filtro

R - serpentina de refrigeração

A - serpentina de aquecimento

U - umidificadores

S - separadores de gotas

M_2 - mistura do ar tratado com ar de retorno de by pass

INVERNO - mistura ar de retorno com o ar exterior; filtra

OUTONO OU PRIMAVERA - mistura do ar de retorno com o ar exterior com desumidificação; reaquecimento.

VERÃO - mistura de ar de retorno com o ar exterior; filtra

Fig.2.6. Condicionamento completo (inverno-verão)

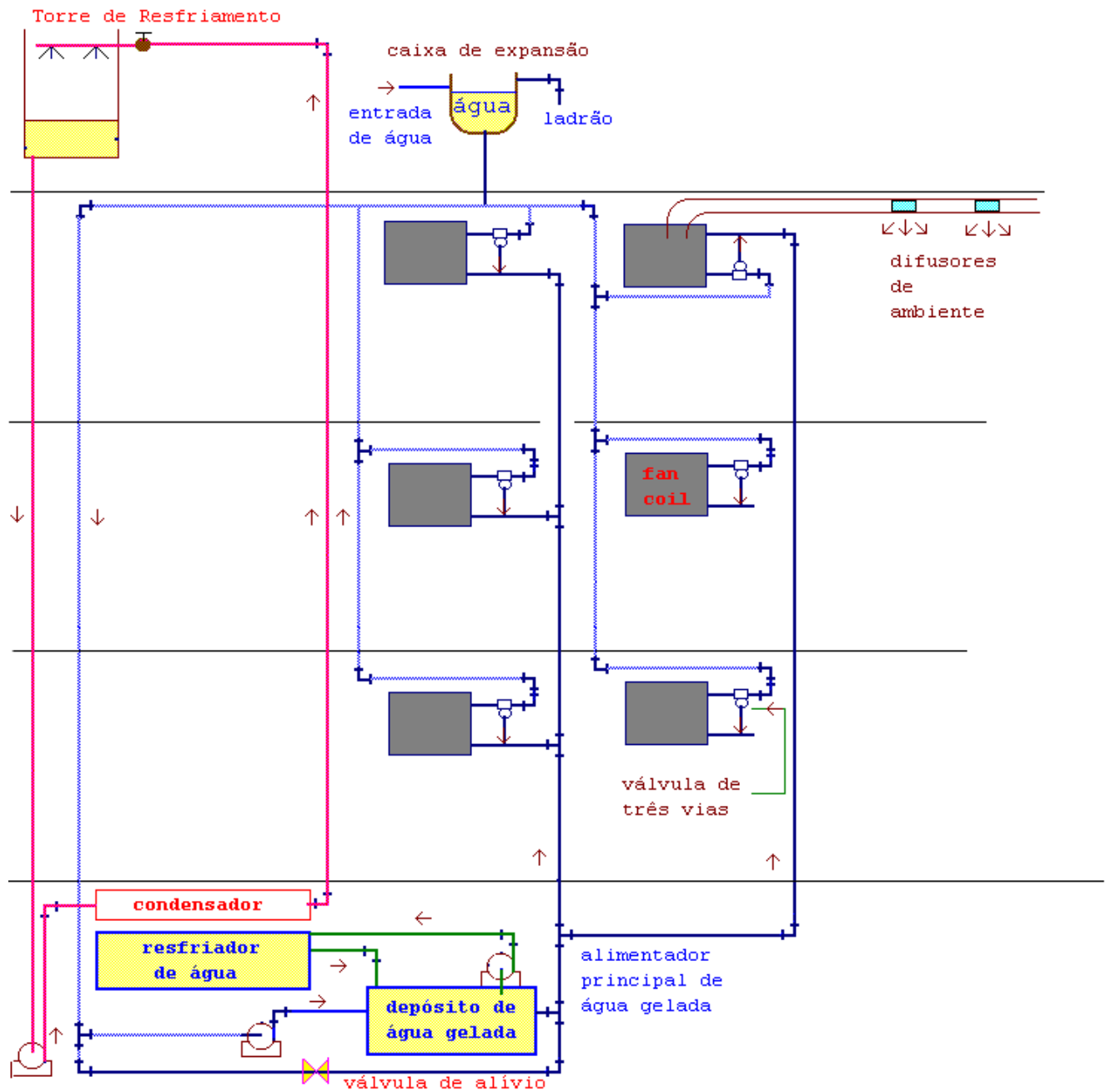


Fig.2.8. Expansão indireta de água gelada.

3. QUALIDADE DO AR INTERNO.

Um ambiente interno pode ser confortável sem ser saudável. Atualmente, as condições essenciais à saúde humana, tanto quanto o conforto, fazem parte das considerações do projetista de sistemas de condicionamento de ar. Porém, apesar da saúde, segurança e custo terem crescido em importância, conforto ainda é a preocupação principal da indústria.

Qualidade do Ar Interno (IAQ). Termo usado para designar condições do ar interno que assegurem conforto aos seus ocupantes em um ambiente limpo, saudável e sem odores.

Qualidade Aceitável do Ar Interno - ar no qual não há nenhum contaminante conhecido em concentrações consideradas nocivas à saúde pelas autoridades competentes e no qual 80% ou mais das pessoas ali presentes não manifestam insatisfação.

As fontes de contaminação do ar interno são divididas em quatro grandes grupos:

Grupo I - Contaminação Interior:

- Pessoas, plantas e animais.
- Liberação de contaminantes pela mobília e acessórios domésticos.
- Produtos de limpeza.
- Tabagismo.
- Ozônio resultante de motores elétricos, copiadoras, etc.

Grupo II - Contaminação Exterior:

A necessidade de ventilação e renovação do ar interno pode levar à introdução de ar externo contaminado. Dependendo de sua condição normal e ponto de captação, o ar externo pode se apresentar com concentrações significativas de vários gases e materiais particulados poluentes.

Grupo III - Contaminação oriunda do Sistema de Condicionamento de Ar:

O próprio equipamento condicionador de ar, caso não seja tratado e limpo regularmente, pode se tornar fonte de algas, fungos, poeiras, etc. Em especial, devem ser mencionados:

- **Dutos**. A poeira acumulada pode dar origem ao desenvolvimento de fungos e outros microrganismos;
- **Unidades de tratamento de ar**. As bandejas de condensados reúnem as condições básicas para o desenvolvimento de bactérias e outros microrganismos.

Grupo IV - Deficiências do Projeto Global de Condicionamento:

Agrupam-se aqui os fatores não diretamente ligados aos contaminantes ou ao equipamento condicionador, mas que têm uma influência direta sobre a qualidade do ar interno. Por exemplo:

- Insuficiência de ar externo.
- Má distribuição do ar interno.
- Operação incorreta do equipamento condicionador.
- Modificações inadequadas do edifício, etc...

Síndrome do Prédio Doente. Termo utilizado para designar prédios onde uma porcentagem atípica dos ocupantes ($\geq 20\%$) apresenta problemas de saúde tais como irritação dos olhos, garganta seca, dores de cabeça, fadiga, sinusite e falta de ar.

Os contaminantes mais comuns são:

1. CO₂

- Produto da respiração de todos os Mamíferos
- Não constitui um risco direto à saúde humana
- A sua concentração é indicativa da boa ou má ventilação de um ambiente

2. CO

- Fontes mais comuns: a combustão incompleta de hidrocarbonetos e fumaça de cigarro.
- Fornalhas mal ventiladas, chaminés, aquecedores de água e incineradores causam problemas muitas vezes.
- Gás altamente tóxico.
- Prédios com tomadas de ar externo localizadas próximas a locais de muito tráfego apresentam altos níveis de CO.

3. "Óxidos de enxofre

- Produzidos pela utilização de combustíveis contendo enxofre
- Na presença de água pode formar ácido sulfúrico, o que causar problemas respiratórios aos ocupantes.
- Penetram em um edifício através das tomadas de ar externo ou de vazamentos em equipamentos de combustão no interior do mesmo.

4. "Óxidos de nitrogênio

- Produzidos pela combustão com ar a altas temperaturas (motores a combustão interna e efluentes industriais).
o Opiniões divergem quanto à sua toxicidade.
- Dentro de limites práticos, a sua concentração deve ser mantida a mais baixa possível.
- Penetram em um edifício através das tomadas de ar externo ou de vazamentos em equipamentos de combustão no interior do mesmo.

5. Radônio

- Gás radioativo naturalmente produzido pelo decaimento do rádio.
- Risco de câncer do pulmão.
- A sua entrada em um prédio pode se dar por frestas no piso ou paredes de porões, através do suprimento de água ou através de materiais de construção que conterão urânio ou tório.
- A pressurização do espaço condicionado, a ventilação de porões e a vedação de frestas são medidas eficazes para a diminuição de sua concentração.

6. Compostos Orgânicos Voláteis (COV)

- Presentes em um ambiente interno como produtos de

combustão, mas também presentes em pesticidas, materiais de construção, produtos de limpeza, solventes, etc.

□ Normalmente as concentrações estão abaixo dos limites recomendados, mas algumas pessoas são hipersensíveis.

□ O gás formaldeído é um dos COV mais comuns, senão irritante dos olhos e das mucosas e com possível ação cancerígena.

7. Material Particulado

□ Uma amostra típica de ar externo contém fuligem, fumaça, sílica, argila, matéria vegetal e animal putrefata, fibras vegetais, fragmentos metálicos, fungos, bactérias, pólen e outros materiais vivos.

□ Há ainda material particulado originário do próprio ambiente como fungos e poeira de tapetes, roupas de cama, etc..

□ Algumas partículas são muito pequenas (0,01 µm), o que dificulta e encarece a limpeza do Ar.

□ Quando esta mistura se encontra suspensa no ar é denominada aerossol.

□ Podem ser a causa de alergias e outros males.

A importância das questões relativas à qualidade do ar de interiores (QAI) se faz evidente pela publicação em 28 de agosto de 1998 da portaria Nº 3.523 do Ministério da Saúde. Esta portaria, em vista da íntima correlação entre a qualidade do ar de interiores, a produtividade e a saúde dos ocupantes, determina que seja objeto de regulamento técnico, a ser elaborado por aquele Ministério, medidas específicas referentes a padrões de qualidade do ar em ambientes climatizados. Estas medidas dirão respeito:

□ definição de parâmetros físicos e composição química do ar de interiores;

□ identificação de poluentes de natureza física, química e biológica, suas tolerâncias e métodos de controle;

□ Aos pré-requisitos de projetos de instalação e de execução de sistemas de climatização.

Diretamente relacionados a estas medidas estão os quatro métodos básicos para a manutenção da qualidade do ar de interiores (McQuiston e Parker, 1994):

1. Eliminação ou modificação da fonte de contaminantes - método mais eficiente para se reduzir a concentração de contaminantes não gerados diretamente pelos ocupantes ou pelas atividades no interior do edifício.

2. Distribuição do ar interno - remoção de contaminantes gerados por fontes localizadas antes que se espalhem pelo ambiente climatizado.

3. Uso de ar externo - necessário para manter-se uma porcentagem mínima de oxigênio no ar interno e ao mesmo

tempo diluir-se a concentração de contaminantes.

4. Limpeza do ar - passo final de um projeto de condicionamento para se assegurar um

Ambiente limpo e saudável.

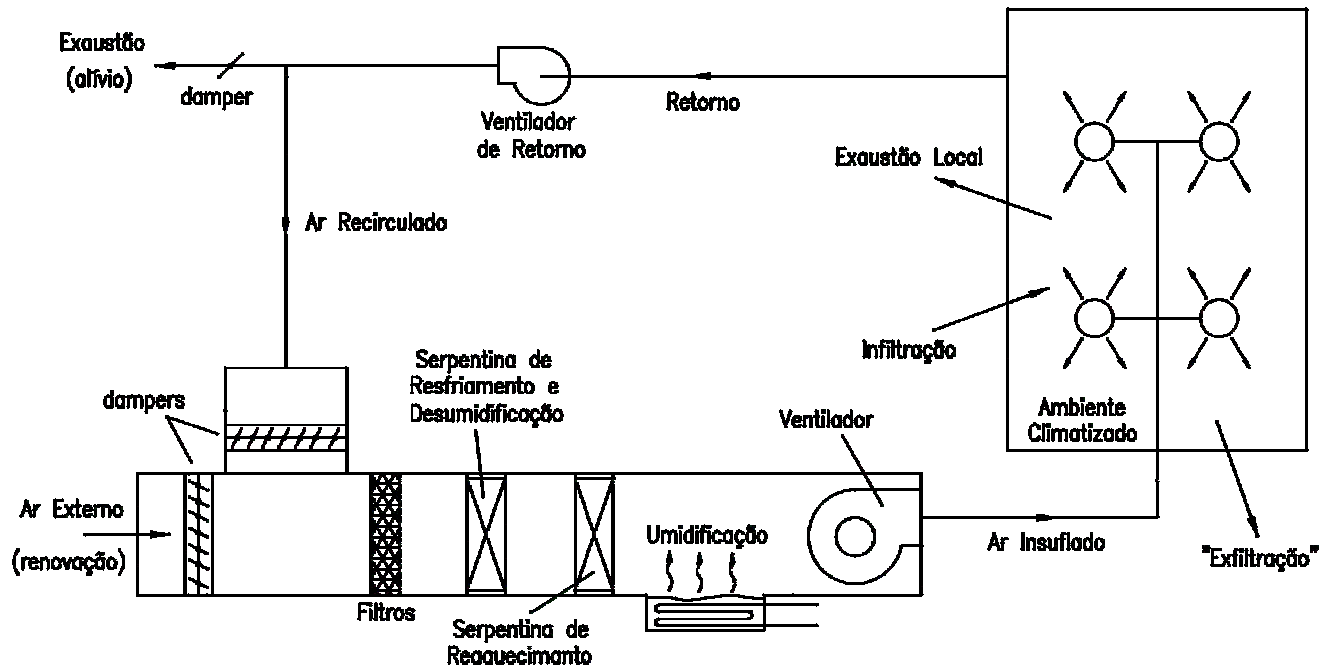


Figura 3.1 - Sistema de climatização típico.

A utilização de ar externo tem um efeito direto sobre a carga térmica e por isso é estudada em detalhe. Referindo-se à Figura 3.1, são definidas as seguintes vazões:

- $Q_{insuflado}$: vazão de ar suprido ao ambiente climatizado que passou por processos de condicionamento.
- $Q_{infiltração}$: vazão não intencional de ar externo para o interior do ambiente climatizado através de frestas, portas e janelas.
- $Q_{retorno}$: vazão de ar conduzido pelo sistema de condicionamento para fora do ambiente climatizado.
- $Q_{alívio}$: vazão de ar removida do ambiente climatizado e descarregada na atmosfera.
- $Q_{recirculado}$: vazão de ar removida do ambiente condicionado que se pretende reutilizar como parte do ar insuflado (suprido). Esta vazão será diferente da vazão de retorno somente se houver alguma exaustão ou alívio, isso é, se $Q_{alívio}$ for diferente de zero.
- $Q_{exfiltração}$: vazão não intencional de ar interno para o exterior do ambiente climatizado através de frestas, portas e janelas.
- $Q_{exaustão}$: vazão de ar para o exterior do ambiente através de chaminés, lareiras, etc.
- $Q_{renovação}$: vazão de ar fresco da atmosfera externa, admitida livre de contaminantes, requerida pelos ocupantes para compensar as vazões de exaustão, alívio e exfiltração. Senão também denominada de ar de renovação.

Em alguns casos, a vazão de ar de ventilação requerida para se manter a qualidade do ar interno pode ser menor do que a vazão de ar suprido devido a exigência de conforto (manutenção da temperatura e umidade). Em outros casos, a vazão mínima de ar suprido é fixada por requerimentos de ventilação para se manter a qualidade do ar interno.

Aplicando a equação da continuidade a um VC em torno do ambiente climatizado e admitindo-se um valor constante para a densidade do ar:

$$Q_t = Q_{\text{suprido}} + Q_{\text{infiltração}} = Q_{\text{retorno}} + Q_{\text{exfiltração}} + Q_{\text{exaustão}}$$

A lei da conservação da massa se aplica igualmente para qualquer contaminante entrando e saindo do ambiente climatizado. Admitindo-se:

- Operação em regime permanente.
- Mistura completa.
- Taxa de geração do contaminante no ambiente constante.
- Concentração uniforme do contaminante no espaço climatizado e no ar que entra.
- Densidade constante.

Tem-se:

$$Q_t C_e + N = Q_t C_s$$

Onde:

- Q_t vazão total entrando e saindo do ambiente;
- C_s concentração média do contaminante no interior do ambiente;
- N taxa de geração do contaminante no ambiente;
- C_e concentração de contaminante no ar que entra.

Desta equação obtém-se a concentração do contaminante no espaço climatizado, C_s , ou a vazão de ar necessária, Q_t , para se manter o nível de concentração deste contaminante aquém de um valor limite. A norma ASHRAE Standard 62 descreve dois métodos para se estabelecer e manter a qualidade do ar interno requerida pelos ocupantes. O primeiro destes métodos, denominado *Ventilation Rate Procedure*, prescreve as vazões mínimas de ar fresco necessárias a cada tipo de ambiente climatizado e os métodos aplicáveis de condicionamento deste mesmo ar. Uma versão simplificada desta norma é dada na Tab. 4-2 de McQuiston e Parker (1994). O *Manual de Aire Condicionado Carrier* também apresenta uma tabela semelhante (Cap. 6, Tab. 45), porém mais simples. Deve-se enfatizar que qualquer tentativa de redução das vazões mínimas como forma de conservação de energia requererá a limpeza do ar de recirculação.

3. PROCESSOS DE CONDICIONAMENTO DE AR.

3.1 MISTURAS.

Considera-se duas quantidades de ar em escoamento, que se encontram e se misturam adiabaticamente. A massa de ar nas condições 1 se mistura com a massa de ar nas condições 2, formando uma mistura nas condições 3 que deseja-se determinar.

O princípio da conservação da massa nos permite escrever:

$$m_{a1} + m_{a2} = m_{a3} \quad \text{para o ar seco e}$$

$$g_1 m_{a1} + g_2 m_{a2} = g_3 m_{a3} \quad \text{para o vapor de água associado}$$

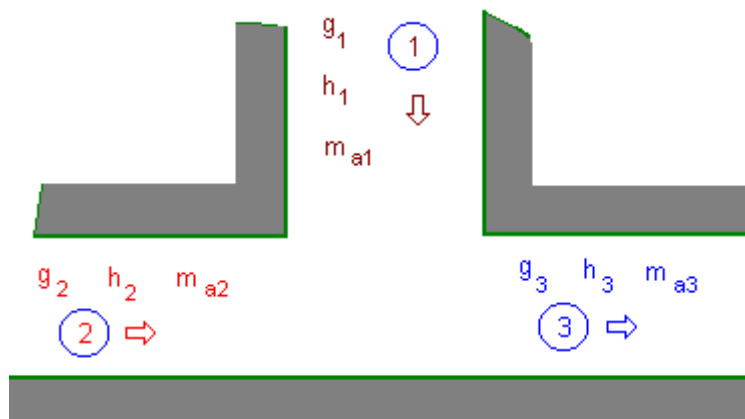


Fig. 3.1

Assim,

$$g_1 m_{a1} + g_2 m_{a2} = g_3 (m_{a1} + m_{a2})$$

Portanto,

$$g_3 = \frac{g_1 m_{a1} + g_2 m_{a2}}{m_{a1} + m_{a2}}$$

ou

$$h_3 = \frac{h_1 m_{a1} + h_2 m_{a2}}{m_{a1} + m_{a2}}$$

eq. 3.1

o que é condição para que os pontos 1, 2 e 3 estejam em linha reta.

Conclui-se que o ponto representativo da mistura de duas quantidades de ar está na reta que liga os pontos representativos das condições componentes.

EXEMPLO 3.1

Considerando $3\text{m}^3/\text{s}$ de ar frio nas condições de TBS = 14°C e TBU = 13°C que se mistura com $1\text{m}^3/\text{s}$ de ar exterior a TBS = 35°C e TBU = 25°C . Achar as condições após a mistura.

Solução:

1 - Da carta psicrométrica obtém-se os valores do volume específico e conteúdo de umidade para as condições do problema:

$$\begin{aligned} (1) \text{ ar exterior TBS} &= 35^\circ\text{C}; & v_1 &= 0,895 \text{ m}^3/\text{kg de ar seco} \\ & \text{TBU} = 25^\circ\text{C}; & g_1 &= 15,800 \text{ g/kg de ar seco} \end{aligned}$$

(2) ar retorno TBS = 14°C; $v_2 = 0,825 \text{ m}^3/\text{kg}$ de ar seco
 TBU = 13°C; $g_2 = 9,000 \text{ g/kg}$ de ar seco

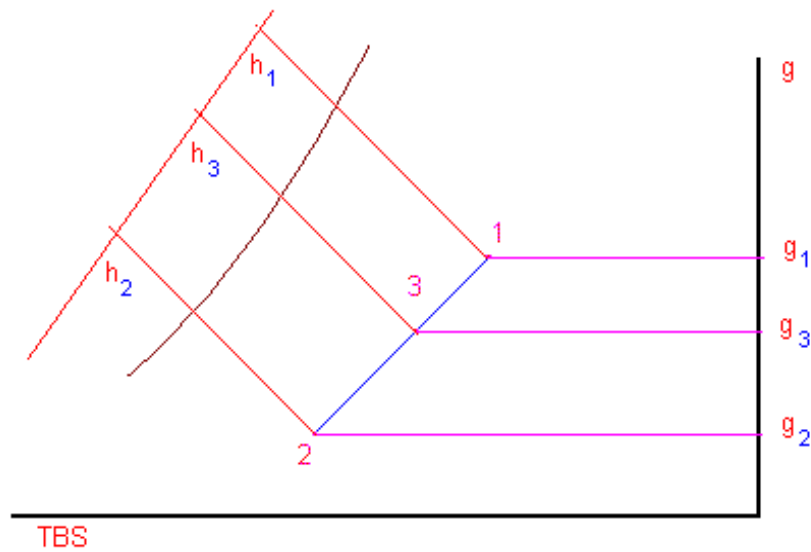


Fig. 3.2

2 - Com os valores do volume específico obtém-se as respectivas vazões em massa de ar seco:

$$m_{a1} = \frac{1 \text{ m}^3/\text{s}}{0,895 \text{ m}^3/\text{kg}} = 1,12 \text{ kg/s}$$

$$m_{a2} = \frac{3 \text{ m}^3/\text{s}}{0,825 \text{ m}^3/\text{kg}} = 3,64 \text{ kg/s}$$

3 - Pelo princípio da conservação de massa, eq. 3.1

$$g_3 = \frac{m_{a1}g_1 + m_{a2}g_2}{m_{a1} + m_{a2}} = \frac{3,64 \times 9,000 + 1,12 \times 15,800}{3,64 + 1,12}$$

$$g_3 = 10,575 \text{ g/kg de ar seco}$$

4 - Recorrendo à carta psicrométrica, determina-se as outras condições da mistura:

$$\text{TBS} = 18,8^\circ\text{C} ; h_3 = 46 \text{ kJ/kg}$$

5 - De maneira análoga e pelo princípio da conservação da energia, obtém-se:

$$h_1 = 76,0 \text{ kJ/kg}; h_2 = 36,5 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = \frac{h_1 m_{a1} + h_2 m_{a2}}{m_{a1} + m_{a2}} = \frac{76,0 \times 1,12 + 36,5 \times 3,64}{4,76} = 45,79$$

6 - A TBS poderá também ser calculada por proporções através do relacionamento de massas:

$$t_3 = \frac{t_1 m_{a1} + t_2 m_{a2}}{m_{a1} + m_{a2}} = \frac{35 \times 1,12 + 14 \times 3,64}{4,76} = 18,94^\circ\text{C}$$

É uma resposta errada, tanto numericamente como pelo método de cálculo. Entretanto, o erro é pequeno, suficientemente preciso para todos os objetivos práticos. O valor de t_3 obtido diretamente da carta psicrométrica é $18,80^\circ\text{C}$.

3.2 AQUECIMENTO E RESFRIAMENTO SENSÍVEL.

O *aquecimento sensível* ocorre quando o ar, sem a presença de vapor de água, passa através de uma bateria de resistências elétricas ou uma superfície de aquecimento a vapor. O *resfriamento sensível* ocorre quando o ar úmido, sem que haja condensação, passa através de uma serpentina de resfriamento. A essência de ambos os processos é que a variação de estado deve ocorrer ao longo de uma linha de conteúdo de umidade constante.

As variações das propriedades físicas do ar úmido são apresentadas abaixo:

	<i>Aquecimento sensível</i>	<i>Resfriamento sensível</i>
TBS	aumenta	diminui
h	aumenta	diminui
v	aumenta	diminui
TBU	aumenta	diminui
UR	diminui	aumenta
g	constante	constante
TPO	constante	constante
P_v	constante	constante

EXEMPLO 3.2

Calcular a carga térmica de uma serpentina para aquecer em 20°C , 90 MCM de ar úmido nas condições iniciais de TBS = 21°C e TBU = 15°C . Se as condições de água quente fornecida à serpentina para realizar este aquecimento são: entrada 85°C e saída 75°C . Calcular a massa de água necessária em kg/min.

Solução:

Utilizando a carta psicrométrica (Fig.3.3), obtém-se os estados 1 e 2 do ar nas condições iniciais e após o aquecimento:

(1) TBS = 21°C, TBU = 15°C (2) TBS = 21 + 20 = 41°C

$h_1 = 41,88 \text{ kJ/kg};$

$h_2 = 62,31 \text{ kJ/kg};$

$v_1 = 0,8439 \text{ m}^3/\text{kg};$

$c_{\text{água}} = 4,2 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}; \text{ vazão} = 90 \text{ MCM} = 90 \text{ m}^3/\text{min} = 1,5 \text{ m}^3/\text{s}$

A carga térmica de aquecimento portanto:

$QTA = m(h_2 - h_1)$

$$QTA = \frac{1,5}{0,8439} \cdot (62,31 - 41,88) = 36,3 \text{ KW}$$

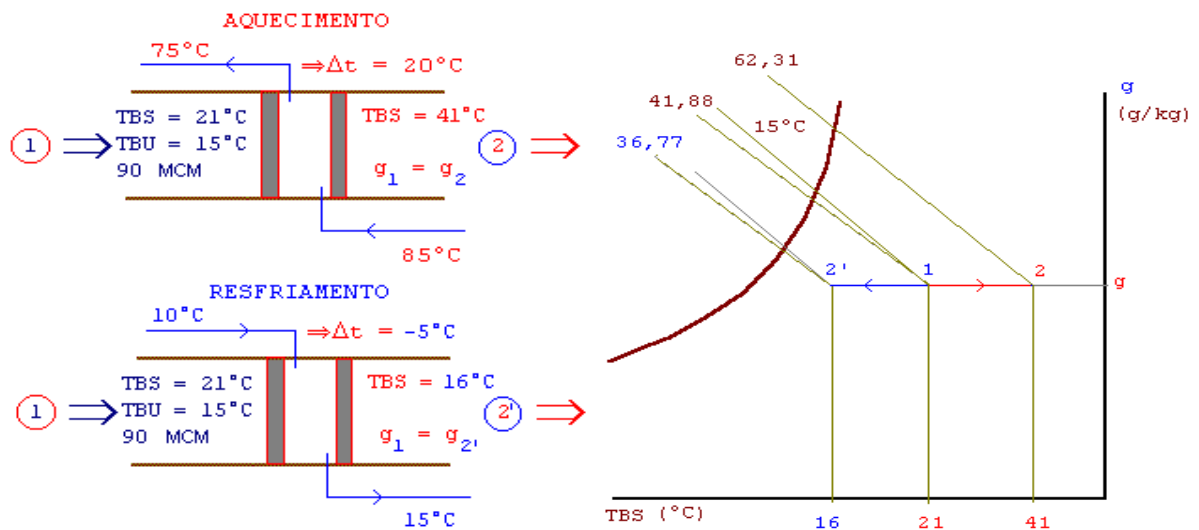


Fig.3.3

Determina-se a seguir a vazão da água em kg/min necessária:

$$m = \frac{QTA}{c_{\text{água}} \cdot \Delta T} = \frac{36,3 \times 60}{4,2 (85 - 75)} = 51,84 \text{ kg/min}$$

EXEMPLO 3.3

Calcular a carga térmica de uma serpentina de resfriamento para resfriar em 5°C o ar úmido mencionado no exemplo anterior. Se as condições de água fria fornecida a serpentina deste resfriamento são: entrada 10°C e saída 15°C. Calcular a massa de água necessária em kg/min.

Solução:

Utilizando a carta psicrométrica (Fig.3.3), obtém-se o estado 2' do ar nas condições após o resfriamento:

(2') TBS = 21 - 5 = 16°C

$g_2 = g_1 = g_2 = 8,171 \text{ g/kg de ar seco}$

$$h_{2,} = 36,77 \text{ kJ/kg}$$

A carga térmica de resfriamento portanto:

$$Q_{TR} = m(h_{1,} - h_{2,})$$

$$Q_{TR} = \frac{1,5}{0,8439} \cdot (41,88 - 36,77) = 9,1 \text{ KW}$$

Determina-se a seguir a vazão da água em kg/min necessária:

$$m = \frac{Q_{TR}}{c_{\text{água}} \cdot \Delta T} = \frac{9,1 \times 60}{4,2(15 - 10)} = 25,98 \text{ kg/min}$$

A temperatura da água gelada deve ser selecionada com cuidado.

3.3 RESFRIAMENTO COM DESUMIDIFICAÇÃO.

O ar pode ser simultaneamente resfriado e desumidificado através de sua passagem por uma serpentina de resfriamento ou um lavador de ar. Parte da serpentina de resfriamento ou a água do lavador deve estar a uma temperatura menor que a **TPO** do ar na entrada do equipamento.

O processo de resfriamento e desumidificação é representado na carta psicrométrica pela linha curva AC na Fig. 3.4. O ponto B representa as condições do ar ao sair da serpentina. Sua posição na curva depende das condições do projeto da serpentina. A temperatura t_d é a TPO do ar úmido na serpentina ou lavador. A temperatura t_c é a TPO do equipamento.

Por considerações práticas estabeleceu-se que a evolução do processo de resfriamento e desumidificação seja representada por uma reta ligando A e B.

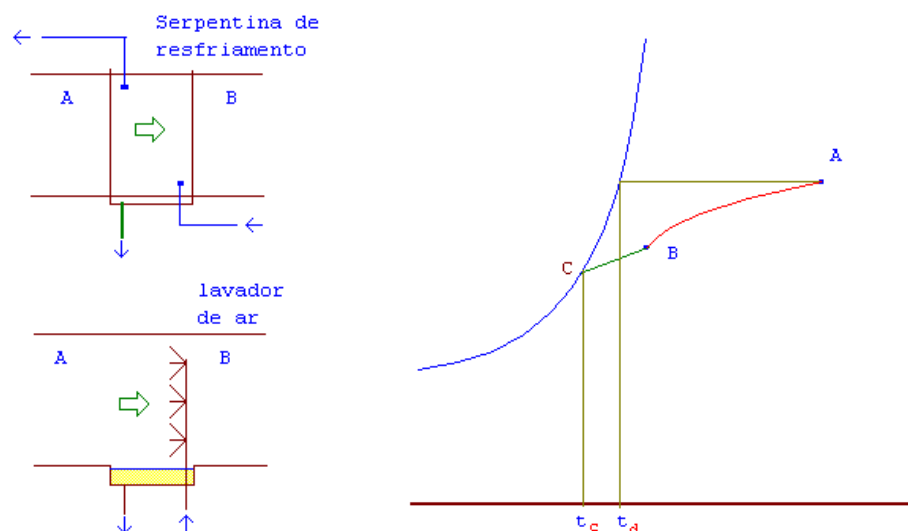


Fig. 3.4

3.3.1 CONCEITOS DE FATOR DE PASSAGEM (by-pass) E FATOR DE CONTATO.

O ar que passa por uma serpentina de resfriamento pode ser considerado como uma mistura de duas partes:

A primeira correspondendo a uma fração da vazão total do ar, formado pela parte que realmente entra em contato com a superfície fria da serpentina e que chamaremos de vazão de contato.

A segunda correspondendo a fração complementar, formada pela parte que atravessa a serpentina, mantendo-se inalterada e que chamaremos de vazão de passagem (by-pass).

Denomina-se fator de passagem a relação entre a vazão by-pass e a vazão total:

$$\beta = \frac{\text{vazão de passagem}}{\text{vazão total}} = \frac{g_b - g_c}{g_a - g_c} = \frac{h_b - h_c}{h_a - h_c}$$

Denomina-se fator de contato a relação entre a vazão de contato e a vazão total:

$$(1-\beta) = \frac{\text{vazão contato}}{\text{vazão total}} = \frac{g_a - g_b}{g_a - g_c} = \frac{h_a - h_b}{h_a - h_c}$$

O **fator de passagem é função das características físicas e operacionais da serpentina**. Estas características, que afetam o *fator de passagem*, são as seguintes:

. Um decréscimo na eficiência da serpentina na troca de calor resulta em um acréscimo no *fator de passagem*, assim, menor número de fileiras, menor área de serpentina, maior espaço entre tubos.

. Um decréscimo na velocidade do ar através da serpentina resulta em um decréscimo no *fator de passagem*, maior tempo de contato entre o ar e a superfície da serpentina.

FATORES DE BY-PASS TÍPICOS PARA SERPENTINAS ALETADAS

n°.de fileiras aletas/in	Sem pulverização		com pulverização	
	8 aletas/in	14 aletas/in	8 aletas/in	14
	091 - 213 MPM		091 - 213 MPM	
2	,42 - ,55	,22 - ,38		
3	,27 - ,40	,10 - ,23		
4	,19 - ,30	,05 - ,14	,12 - ,22	,03 - ,10
5	,12 - ,23	,02 - ,09	,08 - ,14	,01 - ,08
6	,08 - ,18	,01 - ,06	,06 - ,11	,01 - ,05
8	,03 - ,08		,02 - ,05	

O **fator de passagem com pulverização é menor porque a pulverização promove uma maior superfície de contato para o ar**. Os *fatores de passagem* acima se aplicam às serpentinhas com tubos 5/8" ϕ e espaçados de aproximadamente 1 1/4" centro a centro. O fabricante da serpentina deve ser consultado sobre o fator de passagem que será aplicado. A tabela apresentada a seguir mostra uma lista de algumas

das mais comuns aplicações com os respectivos fatores da passagem recomendáveis. Esta tabela deverá ser interpretada como um guia para seleção de fatores de passagem.

FATORES DE BY-PASS TÍPICOS PARA DIVERSAS APLICAÇÕES.

Fator de by-pass da serpentina	Aplicação Típica	Exemplo
0,30 a 0,50	Uma pequena carga total ou uma carga que é um pouco grande com um baixo calor sensível (alta carga latente)	Residência
0,20 a 0,30	Aplicação típica de conforto com uma relativa pequena carga total ou um baixo calor sensível com uma carga média	Residência Pequenas lojas Pequenas oficinas
0,10 a 0,20	Aplicação típica de conforto	Bancos, oficinas e lojas
0,05 a 0,10	Aplicação com alta carga sensível interna ou locais que necessitam grandes quantidades de ar exterior para ventilação	Lojas Restaurantes Oficinas
0,00 a 0,10	Aplicação com 100% de ar exterior	Salas de Operações em hospitais Oficinas

3.3.2 TEMPERATURA MÉDIA DA SUPERFÍCIE OU TPO DA SERPENTINA.

Na verdade, a uniformidade da temperatura superficial da serpentina é teórica. Ela é variável ao longo da passagem do ar pela serpentina, levando a ser definida uma temperatura média da superfície ou **TPO** da serpentina.

TPO é uma temperatura fictícia uniforme que deveria ter a superfície da serpentina, para produzir no ar de saída as mesmas condições de temperatura e umidade, que ocorrem, na realidade, com a temperatura superficial variável.

O diagrama esquematizado na Fig. 3.5 representa o caso de uma serpentina de água gelada, operando em contra corrente, isto é, em que a água circula em sentido oposto ao do curso do ar.

3.3.3 REPRESENTAÇÃO DO PROCESSO DE CONDICIONAMENTO DO AR EM UMA CARTA PSICROMÉTRICA.

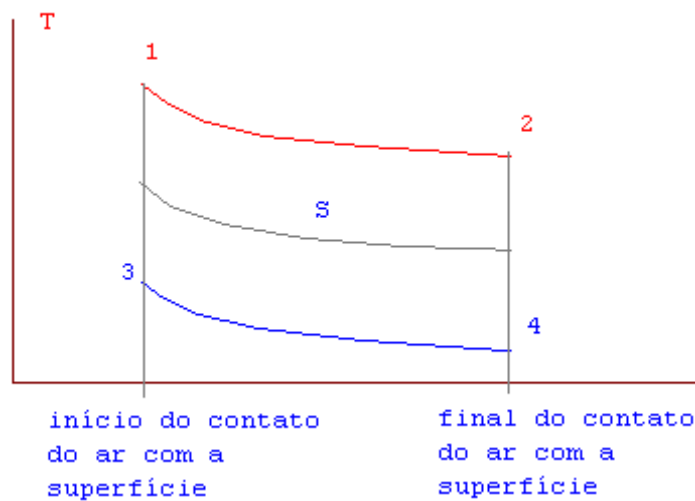
O condicionamento do ar de um recinto através do processo de resfriamento e desumidificação é realizado indiretamente, através de dois processos de transferência:

1º processo: transferência do calor da corrente de ar circulado no recinto para a serpentina.

2º processo: transferência do calor do recinto para a corrente de ar de circulação.

Assim, o ar quente e úmido resultante da mistura do ar exterior de renovações com o ar de retorno transfere para a serpentina as cargas totais da instalação (carga sensível + carga latente).

O ar, ao sair da serpentina mais frio e com uma umidade baixa, é insuflado no recinto.



- 1 - temperatura de entrada do ar
- 2 - temperatura de saída do ar
- 3 - temperatura de saída da água
- 4 - temperatura de entrada da água
- S - temperatura média da superfície (TPO)
- área da superfície da serpentina

Fig.3.5

Por outro lado, o ar de insuflamento, apresentando um ganho de calor sensível e latente em relação aos do recinto, absorverá suas cargas ao misturar-se com o ar da sala.

A Fig.3.6 representa o ciclo de condicionamento do ar em correspondência com o esquema do percurso da corrente de ar através do equipamento e recinto.

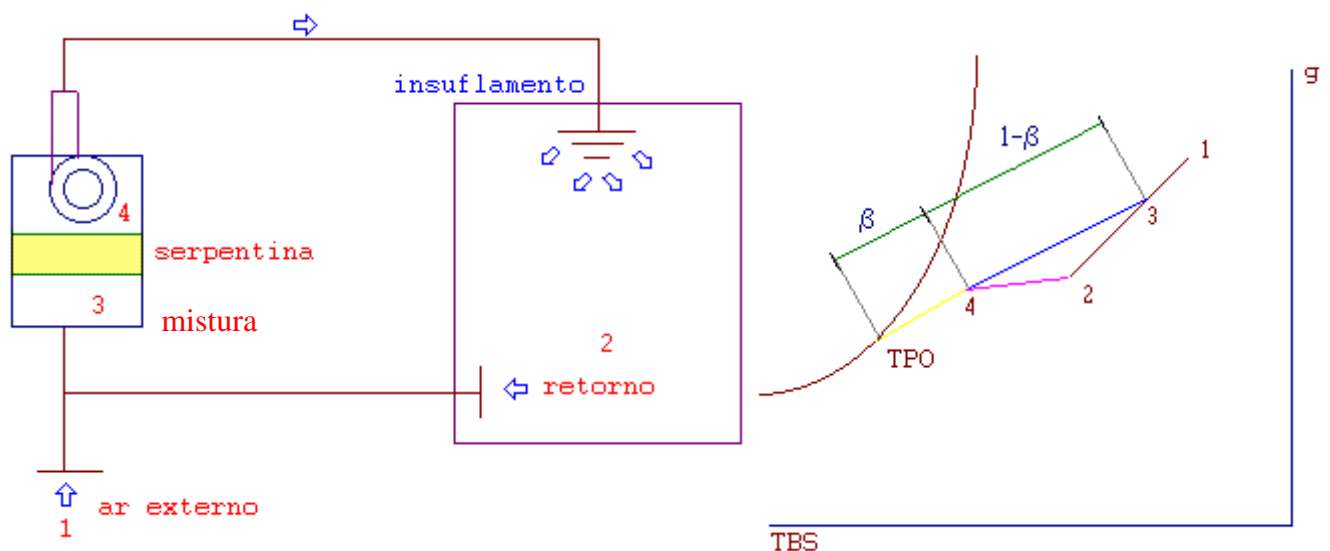


Fig.3.6

3.3.4 INCLINAÇÃO DA LINHA DE RAZÃO DA SALA.

A linha de razão da sala é uma linha reta (2-4 da Fig.3.6), traçada na carta psicrométrica, ligando os pontos que representam o

estado mantido na sala (2) e a condição inicial do ar de insuflação à sala (4).

A inclinação desta linha é uma indicação da relação entre trocas de calor latente e sensível que ocorrem na sala, e a *determinação deste valor é vital para a seleção de estados econômicos de insuflação.*

Qualquer estado de insuflação que se localize na linha de razão da sala difere do estado da sala por um número de graus de TBS e por um número de gramas de g . Os valores deste par de diferenças são diretamente proporcionais à massa do ar de insuflação à sala para compensar os ganhos ou perdas de calor sensível e latente. Assim, para manter um determinado estado particular na sala, o estado do ar de insuflação deve estar sempre localizado na linha de razão da sala. Se não ocorrer isto, então uma temperatura errada ou uma umidade errada será mantida na sala.

$$\text{Razão} = \frac{\text{ganho de calor sensível}}{\text{ganho de calor total}} = \frac{Q_s}{Q_s + Q_l}$$

3.3.5 VAZÃO DE AR PADRÃO.

Para o ar padrão:

$$c_{\text{ar}} = 1,00 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \quad ; \quad v = 0,833 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$m = \frac{1}{0,833} (\text{kg/m}^3) \cdot Q_{\text{vazão}} (\text{m}^3/\text{s})$$

Equação do calor sensível

$$Q_s = mc_{\text{ar}} \Delta t \Rightarrow Q_s = \frac{1}{0,833} \times Q_{\text{vazão}} \times 1,00 \Delta t$$

$$Q_s = 1,20 \cdot Q \cdot \Delta t$$

ou

$$Q = \frac{Q_s}{1,20 \Delta t}$$

eq. 3.2

EXEMPLO - 3.4

Uma sala é servida por uma instalação de ar condicionado.

As condições a manter na sala são; TBS = 27°C e TBU = 21°C.

No sistema são empregados 25% de ar exterior, nas seguintes condições; TBS = 33°C e UR = 60%.

O ar é insuflado na sala com 7°C abaixo da temperatura que deverá ser mantida na sala e as cargas térmicas da mesma são; calor sensível (Q_s) = 9,8 KW e calor latente (Q_l) = 4,2 KW.

Pede-se determinar:

- a) um esquema da carta psicrométrica mostrando a evolução do ar.
- b) TPO da serpentina,
- c) fator de contato,
- d) vazão do ar insuflado em MCM,
- e) as cargas térmicas (sensível e latente) removidas no condicionador,
- f) a massa de água retirada pelo condicionador na desumidificação do ar em kg/h.

Solução:

Condições de estado 1

TBS = 33°C e UR = 60%

Condições de estado 2

TBS = 27°C e TBU = 21°C

Determinação da razão de calor sensível da sala.

$$R = \frac{Q_s}{Q_s + Q_l} = \frac{9,8}{9,8 + 4,2} = 0,70$$

Representação na carta psicrométrica da reta da evolução do ar no interior da sala:

É obtida traçando a partir do ponto 2 uma reta com inclinação 0,70. Na interseção da reta com a vertical de TBS = 20°C, (27 - 7), teremos o ponto 4 que é a condição do ar sendo insuflado na sala.

Determinação do estado de mistura:

1) ar exterior $v_1 = 0,894 \text{ m}^3/\text{kg}$ de ar seco
 $g_1 = 19,112 \text{ g/kg}$ de ar seco

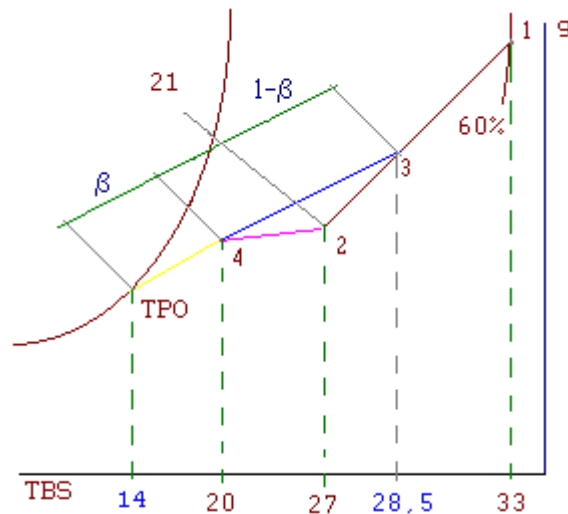
(2) ar retorno $v_2 = 0,868 \text{ m}^3/\text{kg}$ de ar seco
 $g_2 = 13,149 \text{ g/kg}$ de ar seco

$$m_1 = \frac{Q_1}{v_1} = \frac{0,25 \times Q_T}{v_1} ; \quad m_2 = \frac{Q_2}{v_2} = \frac{0,75 \times Q_T}{v_2}$$

Aplicando a eq. 3.1

$$g_3 = \frac{\frac{0,25}{v_1} g_1 + \frac{0,75}{v_2} g_2}{\frac{0,25}{v_1} + \frac{0,75}{v_2}} = 0,014607 \text{ kg/kg de ar seco}$$

a) Esquema na carta psicrométrica:



b) Determinação da TPO

TPO da serpentina = 14°C

c) Determinação do fator de contato.

$h_3 = 66,7$ kJ/kg de ar seco; $h_4 = 50,5$ kJ/kg de ar seco;

$h_0 = 39,5$ kJ/kg de ar seco (TPO);

$$(1 - \beta) = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_0} = \frac{66,7 - 50,5}{66,7 - 39,5} = 0,59$$

d) Determinação da vazão de ar insuflado para combater as cargas térmicas da sala:

$Q_s = 9,8$ KW ; $\Delta t = 7^\circ\text{C}$; $v_4 = 0,846$ m³/kg ;

$c_{\text{ar}} = 1,012$ kJ/kg°C ; $c_v = 1,89$ kJ/kg°C e

$g_4 = 0,0118$ kg/kg de ar seco

Calor específico do ar úmido

$c = m_{\text{ar}}c_{\text{ar}} + g_4c_v$; $c = 1 \times 1,012 + 1,89 \times 0,0118 = 1,034$ kJ/kg°C

como; $Q_s = m \cdot c \cdot \Delta t$, podemos dizer que;

$$Q_s = \frac{Q_{\text{vazão}}}{v} \cdot c \cdot \Delta t \quad \text{eq. 3.3}$$

$$Q_{\text{vazão}} = \frac{v \cdot Q_s}{c \cdot (t_2 - t_4)} \quad \text{eq. 3.4}$$

$$Q_{vazão} = 1,15 \times 60 = 69,0 \text{ MCM}$$

Para se determinar a vazão na prática de condicionamento de ar, entretanto, pode-se utilizar a eq. 3.2

$$Q_{vazão} = \frac{9,8}{1,2 \times 7} = 1,17 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{vazão} = 1,17 \times 60 = 70,2 \text{ MCM}$$

e) Determinação das cargas térmicas removidas pelo condicionador:

Determinação do Calor Sensível.

Sendo $v_3 = 0,874 \text{ m}^3/\text{kg}$ e aplicando a eq.3.3

$$Q_s = \frac{Q_{vazão}}{V_3} \cdot c \cdot (t_3 - t_4) = \frac{1,15}{0,874} \cdot 1,034 \cdot (28,5 - 20)$$

$$Q_s = 11,6 \text{ KW}$$

$Q_l = m_v \cdot L$; onde m_v é a massa de vapor em kg e L é o calor latente de vaporização em kJ/kg.

$$m_v = m_{ar_{seco}} \Delta g \quad \therefore \quad m_v = (Q_{vazão}/v_{ar}) \Delta g \text{ e}$$

$$Q_l = \frac{Q_{vazão}}{v_{ar}} \cdot L \cdot \Delta g \quad \text{eq. 3.5}$$

Da Lei de Charles sabe-se que a densidade é inversamente proporcional à sua temperatura absoluta. Isto é,

$$Q_l = Q_{vazão} \cdot L \cdot \Delta g \cdot \rho_{ar} \quad ; \text{ como}$$

$$\rho_{ar} = \rho_o \frac{T_o}{T_{ar}} = \rho_o \frac{(273 + t_o)}{(273 + t)}$$

Tomando um valor de $1,191 \text{ kg/m}^3$ para ρ_o e 2454 kJ/kg para L a 20°C , consegue-se:

$$Q_l = Q \cdot L \cdot \Delta g \cdot \rho_o \frac{(273 + t_o)}{(273 + t)} = Q \cdot 2454 \cdot \Delta g \cdot 1,191 \frac{(273 + 20)}{(273 + t)}$$

Por conveniência o conteúdo de umidade pode ser expresso em g/kg e a equação se transforma em:

$$Q_l = Q_{vazão} \cdot 856 \cdot \Delta g / (273 + t) \quad \text{eq. 3.6}$$

$$g_3 = 0,0147 \text{ kg/kg de ar seco, } t_3 = 28,5^\circ\text{C e } \Delta g = g_3 - g_4$$

$$Q_1 = 1,15 \times 856(14,7 - 11,8)/(273 + 28,5) = 9,5 \text{ KW}$$

Ou aplicando a eq. 3.5

$$Q_1 = 1,15 \times 2454(0,0147 - 0,0118)/0,874 = 9,4 \text{ KW}$$

$$Q_t = Q_s + Q_1 = 11,6 + 9,5 = 21,1 \text{ KW}$$

O Q_t pode ser calculado diretamente pela equação

$$Q_t = m(h_3 - h_4), \text{ ou seja } Q_t \text{ é } Q_{TR}$$

$$Q_t = \frac{Q_{\text{vazão}}}{v} \cdot \Delta h \quad \text{eq. 3.7}$$

$$Q_t = Q_{\text{vazão}}(h_3 - h_4)/v_3 = 1,15(66,7 - 50,5)/0,874 = 21,3 \text{ KW}$$

f) Determinação da massa de água retirada pelo condicionador na desumidificação do ar em kg/h.

$$m = Q_1/L = 9,5/2454 = 0,00387 \text{ kg/s}$$

$$m = 0,00387 \times 3600 = 13,93 \text{ kg/h}$$

EXEMPLO 3.5 - Uma instalação de condicionamento de ar consistindo de tomada de ar externo, conexão para recirculação do ar, câmara de mistura, serpentina de resfriamento, ventilador e dutos de alimentação movimentam um total de 1,26 kg/s de ar seco. Se a serpentina de resfriamento receber uma mistura de 20% em massa de ar exterior num estado de TBS = 28°C, TBU = 19,5°C (psicrômetro giratório) e 80% de ar recirculado a TBS = 22°C, UR = 50% e reduzindo ao passar pela serpentina de resfriamento para TBS = 10°C, 7,352 g/kg, qual a carga térmica total de resfriamento e as demais cargas térmicas envolvidas no processo. A passagem pelo ventilador produz um acréscimo de temperatura de 1°C e os ganhos de calor ao duto de insuflação causam um aumento adicional de 2°C.

SOLUÇÃO:

ENTALPIAS

$$h_1 = 55,36 \text{ kJ/kg; } h_2 = 43,39 \text{ kJ/kg;}$$

$$h_3 = \frac{m_1 h_1 + m_2 h_2}{m_1 + m_2} = \frac{0,20 m_t h_1 + 0,80 m_t h_2}{m_t} = 45,784 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 28,58 \text{ kJ/kg; } h_5 = 31,64 \text{ kJ/kg; } h_6 = 29,60 \text{ kJ/kg; } h_7 = 40,82 \text{ kJ/kg}$$

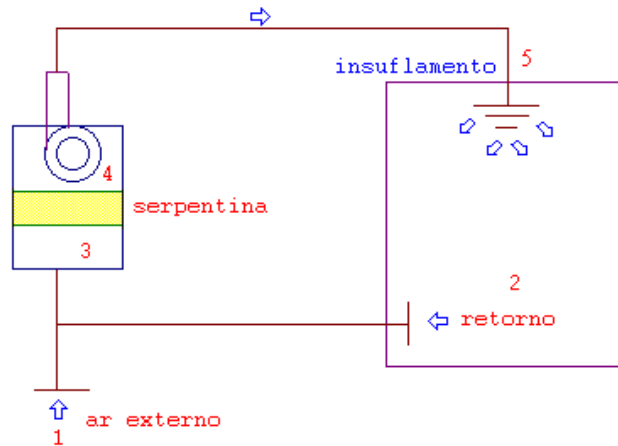
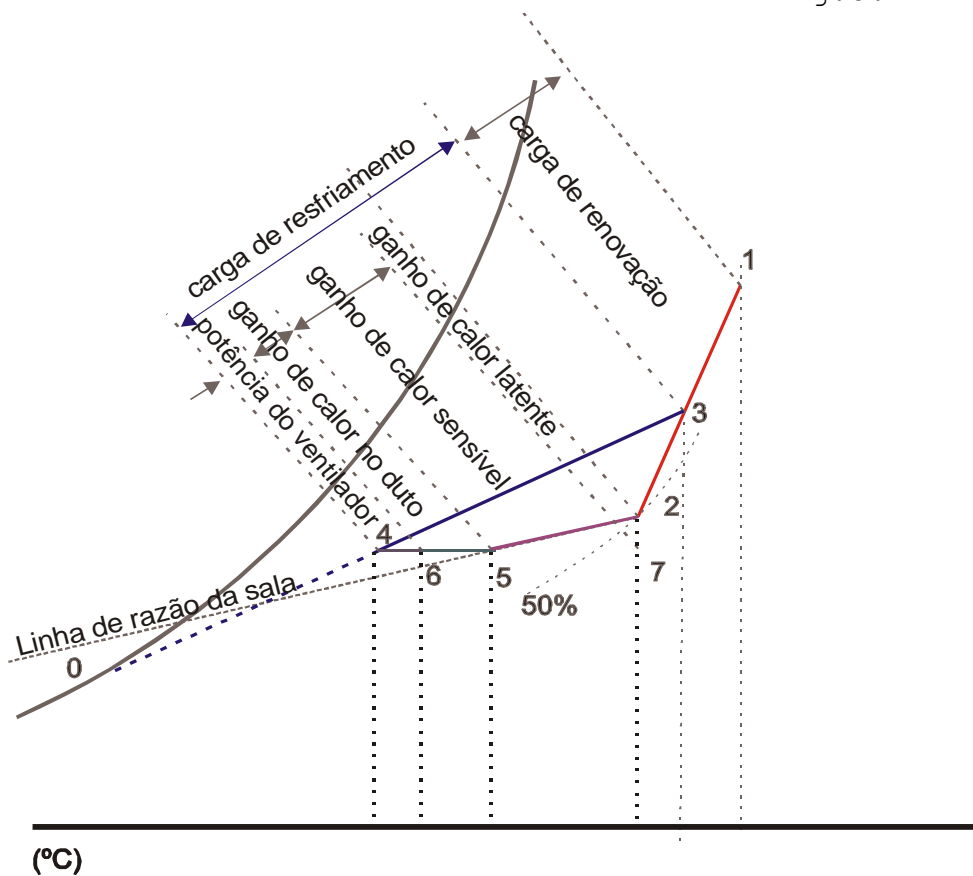


Fig.3.7



CÁLCULO DAS CARGAS TÉRMICAS

Carga térmica total de resfriamento, $Q_{TR} = m_t(h_3 - h_4) = 21,68 \text{ kW}$

Carga térmica de ar exterior, $Q_{T_{ext}} = 0,20m_t(h_1 - h_2) = 3,02 \text{ kW}$

Ganho de calor latente da sala, $Q_L = m_t(h_2 - h_7) = 3,24 \text{ kW}$

Ganho de calor sensível da sala, $Q_S = m_t(h_7 - h_5) = 11,57 \text{ kW}$

Ganho de calor no duto, $Q_{duto} = m_t(h_5 - h_6) = 2,57 \text{ kW}$

ou $Q_{duto} = m_t c(t_5 - t_6) = 2,59 \text{ kW}$

Potência do ventilador, $Q_{vent} = m_t(h_6 - h_4) = 1,28 \text{ kW}$

ou $Q_{vent} = m_t c(t_6 - t_4) = 1,28 \text{ kW}$

Resumindo:	kW	%
Carga de ar exterior	3,02	13,9
Ganho de calor latente	3,24	14,9
Ganho de calor sensível	11,57	53,4
Ganho de calor no duto	2,59	11,9
Potência do ventilador	1,28	5,9
Carga térmica de resfriamento	21,68	100,0

3.3.6 VAZÃO DE AR INSUFLADO CONSIDERANDO O FATOR DE PASSAGEM.

Como vimos anteriormente, o fator de by-pass estabelece percentualmente a quantidade de ar, que, ao passar pela serpentina, mantém-se com suas condições inalteradas.

Estabelecemos, também, a razão de calor sensível como sendo a relação entre o calor sensível e o calor total.

Devemos estabelecer, agora, as diversas razões de calor sensível, de acordo com a Fig. 3.7, considerando:

1 - A carga sensível da sala.

2 - A carga térmica de resfriamento da serpentina.

3 - A carga sensível efetiva considerando como sendo a carga sensível da sala mais a parte da carga sensível do ar exterior que passa pela serpentina se mantendo com suas condições inalteradas.

1 . Razão de calor sensível:

$$R_{sala} = \frac{Q_{s_{sala}}}{Q_{s_{sala}} + Q_{l_{sala}}}, \text{ inclinação da reta 2-5}$$

2. Razão de calor sensível da serpentina:

$$R_{serpentina} = \frac{Q_{s_{serpentina}}}{Q_{s_{serpentina}} + Q_{l_{serpentina}}}, \text{ inclinação da reta 3-4}$$

3. Razão de calor sensível efetivo:

$$R_{efetivo} = \frac{Q_{s_{efetivo}}}{Q_{s_{efetivo}} + Q_{l_{efetivo}}}, \text{ inclinação da reta 2-TPO}$$

O fator de by-pass que será utilizado é obtido através de informações do fabricante da serpentina. Fatores de by-pass podem ser selecionados para serpentinas ou aplicações específicas das tabelas apresentadas no item 3.3.1.

3.3.7 ESCOLHA DO ESTADO DE INSUFLAÇÃO ADEQUADO.

A temperatura do ar de insuflação deve ser escolhida a mais baixa possível, desde que dificuldades de distribuição não aconteçam na sala condicionada. Na prática, isto significa que a temperatura do ar de insuflação seja cerca de 8 a 11°C abaixo da temperatura mantida na sala. Ao se fazer a seleção, deve-se considerar o aumento de temperatura devido ao ventilador e ao ganho de calor nos dutos, tendo-se em mente que uma serpentina de resfriamento nunca tem um fator de contato de 1,0. Um valor prático para ele está entre 0,8 e 0.9. Quanto maior o fator de contato, maior (mais fileiras) e mais cara se torna a serpentina de resfriamento.

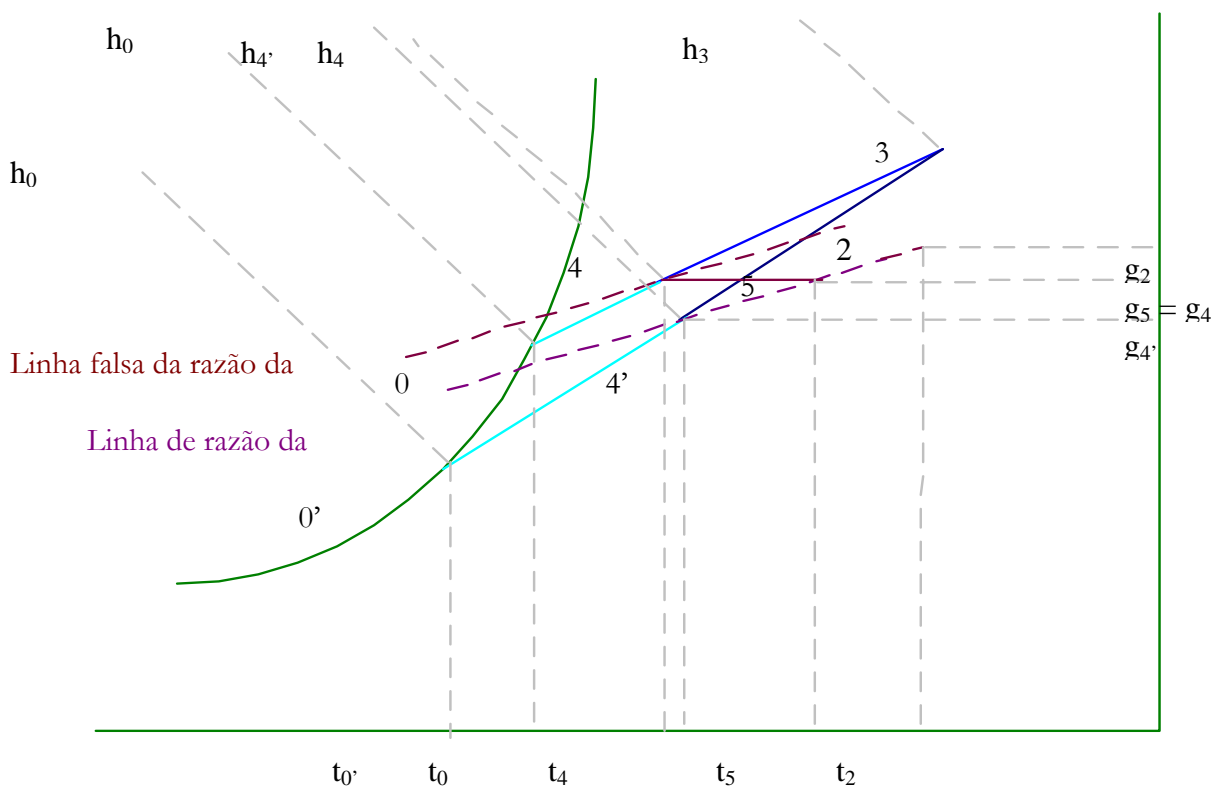


Fig. 3.7

$$(1 - \beta) = \frac{h_3 - h_{4'}}{h_3 - h_{0'}}$$

Considere a Fig. 3.7. Se o aumento de temperatura devido à potência do ventilador etc. fosse desprezível, então o estado do ar que sai da serpentina de resfriamento 4', se localizaria na linha de razão da sala, se o reaquecimento fosse completamente evitado. O ar entraria na serpentina no estado 3 e sairia no estado 4'. O ponto de orvalho do equipamento seria 0' e o fator de contato seria

O estado 4' seria usado como estado de insuflação com vantagem em lugar do estado 5; os ganhos de calor sensível e latente poderiam ser compensados por $(t_2 - t_{4'})$ e $(g_2 - g_{4'})$, respectivamente.

O valor $(t_2 - t_4)$ seria usado para calcular a quantidade de ar de insuflação por meio das eq(s). 3.2 e 3.8, como feito nos exemplos 3.4 e 3.5.

Se for considerado um aumento de temperatura devido à potência do ventilador e ganhos de calor nos dutos, a situação se torna mais complicada.

O estado do ar que sai da serpentina deve ter um conteúdo de umidade correto, mas deve estar alguns graus mais frio do que a temperatura de insuflação desejada. Isto é, $(t_5 - t_4)$ deve corresponder à potência do ventilador etc.

A mudança de estado experimentada pelo ar em sua passagem pelo equipamento é de 3 a 4 através da serpentina de resfriamento, e 4 a 5 através do ventilador e dutos. Nenhum reaquecimento é usado e o ar, entrando na sala em 5, mantém o estado 2.

Para estabelecer o estado 4, e portanto o estado 5, o seguinte procedimento é sugerido:

1. Calcular a inclinação da linha de razão da sala e traçar a linha na carta psicrométrica, passando por 2 e pela curva de saturação.

2. Calcular o aumento esperado de temperatura $(t_5 - t_4)$ devido à potência do ventilador etc. e traçar uma linha falsa de razão da sala na carta, paralela à linha real e começando no ponto 6. O ponto de estado 6 está localizado de forma que se tenha $g_6 = g_2$ e $(t_2 - t_6) = (t_5 - t_4)$.

3. Escolher um ponto 4 na linha falsa de razão da sala de modo que o fator de contato tenha um valor prática. Isto é feito traçando 3-4 a 0 e calculando o fator contato pela equação

$$(1 - \beta) \cong \frac{t_3 - t_4}{t_3 - t_0}$$

Se o valor de β estiver entre os valores indicados nas tabelas do item 3.3.1, então a serpentina será razoavelmente prática. Se não, deve-se fazer uma segunda tentativa: É provávelmente conveniente selecionar um valor de t_4 que seja um número inteiro de graus e então verificar o valor de β .

EXEMPLO 3.6:

Para uma instalação de ar condicionado (típica para conforto), ilustrada na Fig. 3.7, os ganhos de calor sensível e latente à sala são 11,57 KW e 3,24 KW, respectivamente. A condição externa TBS = 28°C, TBU = 19,5°C e a condição mantida na sala TBS = 22°C e 50% de saturação. São empregados 20% de ar exterior. O aumento de temperatura devido à potência do ventilador é de 1°C e o ganho de calor no duto de insuflação é de 2°C.

Determinar:

- Uma temperatura adequada do ar de insuflação que evite a utilização do reaquecimento.
- A quantidade do ar de insuflação.
- A carga térmica de resfriamento.

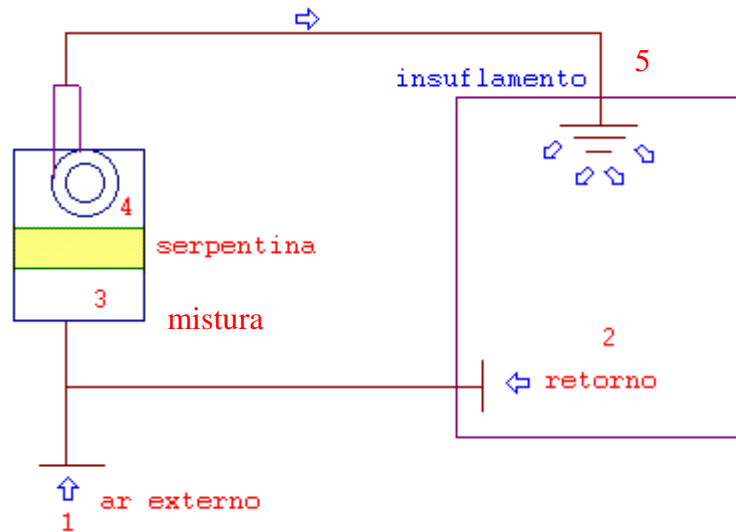


Fig. 3.8

- d) A carga térmica do ar de renovação.
- e) A carga térmica do ar de retorno.
- f) Verificar ganho de calor sensível e calor latente.
- g) A potência do ventilador
- h) O ganho de calor no duto de insuflação.

Solução:

Determinação do estado 3 (mistura) aplicando a eq. 3.1;

$$h_1 = 55,36 \text{ kJ/kg} \text{ e } h_2 = 43,39 \text{ kJ/kg}$$

$$m_1 = 0,20m_t; \quad m_2 = 0,80m_t$$

$$h_3 = \frac{m_1 h_1 + m_2 h_2}{m_1 + m_2} = \frac{0,20m_t h_1 + 0,80m_t h_2}{m_t} = 0,20h_1 + 0,80h_2$$

$$h_3 = 0,20 \times 55,36 + 0,80 \times 43,39 = 45,78 \text{ kJ/kg}$$

$$t_3 = 0,20 \times 28 + 0,80 \times 22 = 23,20^\circ\text{C}$$

a) Escolha adequada da temperatura de insuflação.

$$R = 11,57/14,81 = 0,78, \text{ inclinação da linha de razão da sala.}$$

Trace na carta psicrométrica a linha de razão da sala.

Trace uma linha falsa de razão da sala, por 8, paralela a 2-5, de modo que $(t_5 - t_4) = (1 + 2) = 3^\circ\text{C}$.

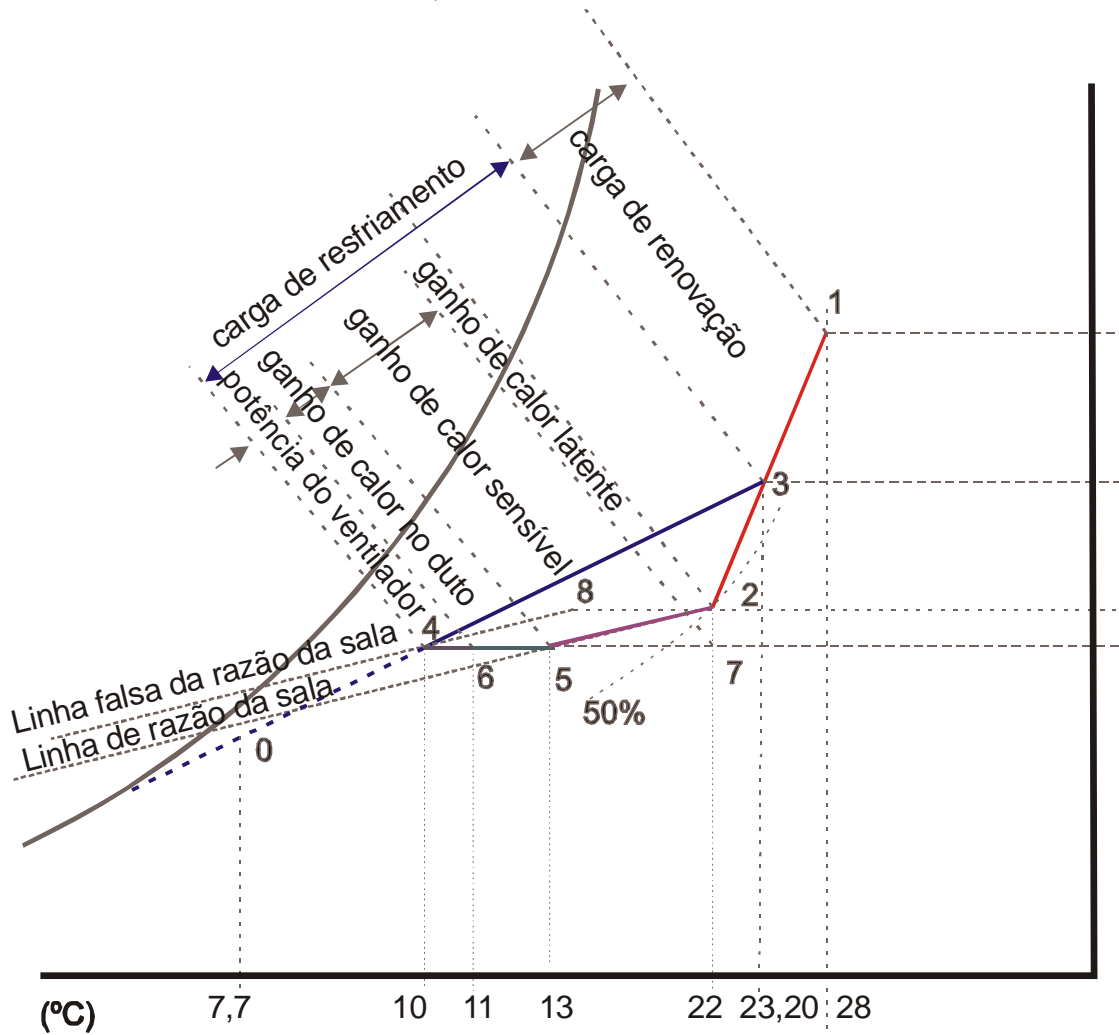
Escolha o ponto 4, na linha falsa de razão da sala, de modo que quando 3-4 é traçada para 0, a razão $(t_3 - t_4)/(t_3 - t_0)$ deverá ser um valor entre 0,80 a 0,90, recomendado para aplicações típicas de conforto.

De fato, escolher $t_4 = 10^\circ\text{C}$, e então unir 3-4 e traçando até 0 obtém-se $t_0 = 7,7^\circ\text{C}$.

Então

$$(1 - \beta) \cong \frac{t_3 - t_4}{t_3 - t_0} = \frac{23,20 - 10}{23,20 - 7,7} = 0,85$$

Isto é satisfatório, e então a escolha $t_4 = 10^\circ\text{C}$ é aceitável.



Como $t_4 = 10^\circ\text{C}$ e $g_4 = 7,352 \text{ g/kg}$, e o aumento de temperatura devido à potência do ventilador é 1°C e do ganho de calor no duto de insuflamento é 2°C , então a temperatura do ar de insuflação é $10 + 1 + 2 = 13^\circ\text{C}$.

temperatura de insuflação = $t_5 = 13^\circ\text{C}$

Dados obtidos das Tabelas psicrométricas

$h_4 = 28,58 \text{ kJ/kg}$; $h_7 = 40,82 \text{ kJ/kg}$; $h_6 = 29,60 \text{ kJ/kg}$;

$h_5 = 31,64 \text{ kJ/kg}$; $g_5 = 7,352 \text{ g/kg}$; $g_2 = 7,353 \text{ g/kg}$;

$v_5 = 0,8206 \text{ m}^3/\text{kg}$.

b) Quantidade do ar insuflado.

Calor específico do ar úmido no estado 5.

$$c = 1,012 + 1,890 \times 0,007352 = 1,026 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

Vazão de insuflação.

$$Q_{vazão} = \frac{v \cdot Q_s}{c \cdot (t_2 - t_5)}$$

$$Q_{vazão} = \frac{0,825 \times 11,57}{1,026 \times (22 - 13)} = 1,034 \text{ m}^3/\text{s} = 62 \text{ MCM}$$

$$m = Q_{vazão} / v_5 = 1,034 / 0,8206 = 1,26 \text{ kg/s}$$

c) Carga térmica de resfriamento.

$$Q_{TR} = m(h_3 - h_4) = 1,26(45,78 - 28,58) = 21,68 \text{ kw}$$

d) Carga térmica do ar de renovação.

$$Q_{T_{renovação}} = 0,20m(h_1 - h_2) = 0,20 \times 1,26(55,36 - 43,39) = 3,01 \text{ kw}$$

Ou alternativamente:

$$Q_{T_{renovação}} = m(h_3 - h_2) = 1,26 \times (45,78 - 43,39) = 3,01 \text{ kw}$$

e) Verificação de ganho calor na sala.

Ganho de calor sensível. (eq. 3.3)

$$Q_s = m(h_7 - h_5) = 1,26(40,82 - 31,64) = 11,57 \text{ kw} \quad g_1$$

Ou alternativamente,

$$Q_s = m \cdot c \cdot (t_7 - t_5) = 1,26 \times 1,026(22 - 13) = 11,63 \text{ kw} \quad g_3$$

Ganho de calor latente. (eq. 3.5)

$$Q_l = m(h_2 - h_7) = 1,26(43,39 - 40,82) = 3,24 \text{ kw} \quad g_4$$

Ou alternativamente,

$$Q_l = m \cdot L \cdot (g_2 - g_7) = 1,26 \times 2454(7,353 - 7,352) = 3,09 \text{ kw} \quad g_2$$

Confirmando os valores fornecidos. g_5

f) Potência do ventilador.

$$P_{ventilador} = m(h_6 - h_4) = 1,26(29,60 - 28,58) = 1,29 \text{ kw}$$

Ou alternativamente

$$P_{ventilador} = m \cdot c \cdot (t_6 - t_4) = 1,26 \times 1,026(11 - 10) = 1,29 \text{ kw}$$

g) Ganho de calor no duto de insuflação.

$$Q_{duto} = m(h_5 - h_6) = 1,26(31,64 - 29,60) = 2,57 \text{ kw}$$

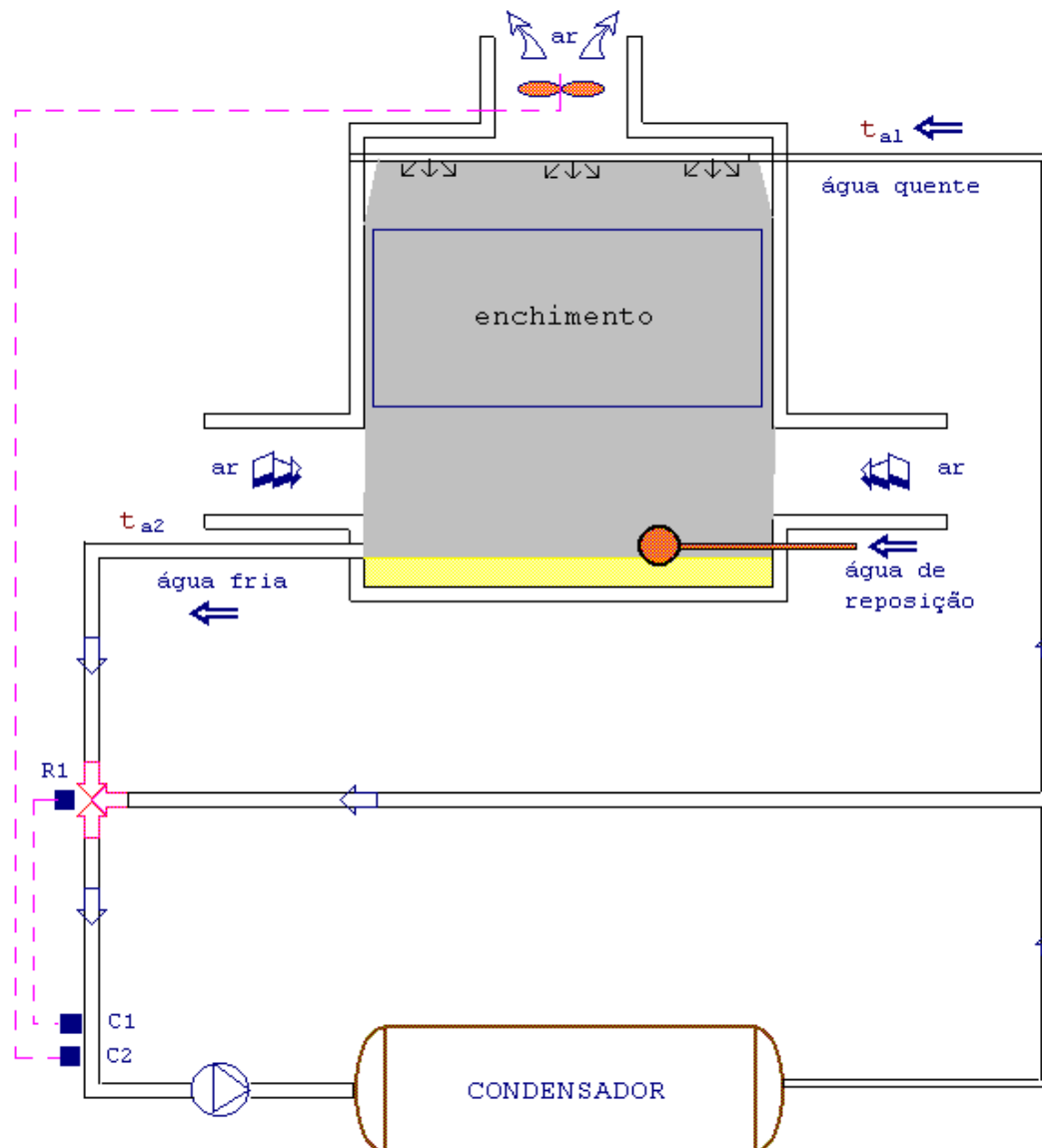
$$Q_{duto} = m \cdot c \cdot (t_5 - t_6) = 1,26 \times 1,026(13 - 11) = 2,59 \text{ kw}$$

$$\text{Total} = 21,68 \text{ kw}$$

4. RESFRIAMENTO PELA EVAPORAÇÃO.

4.1 TORRES DE RESFRIAMENTO.

Há três tipos de torre, conforme a maneira pela qual a corrente de ar entra em contato com a água.



C1 - termostato de imersão que controla a temperatura da água de resfriamento para o condensador através de uma válvula automática R1.

C2 - termostato de imersão que aciona ciclicamente o ventilador, desligando-o quando uma quantidade adequada de água de resfriamento pode ser obtida por tiragem natural.

Fig.4.1 - Torre de corrente de ar induzido

- atmosférica;
- corrente de ar induzido (fig.4.1);
- corrente de ar forçado (fig.4.2).

A *torre de corrente de ar induzido* tem a vantagem de que qualquer vazamento será do ar ambiente para a torre, em lugar do inverso. Isto significa que existe menor risco de incômodos

provocados pela água e o ar úmido vazando para a vizinhança do que em outras torres. Uma importante vantagem é que o ar úmido e a aspersão que sai da torre são descarregados a uma velocidade elevada, com um efeito direcional. Existe portanto menor risco de curto-circuito e a influência da pressão do vento é reduzida. O ventilador com água, que está na corrente de ar úmido que sai da torre, é mais suscetível à corrosão, mas uma proteção anticorrosiva adequada deve minimizar esta desvantagem.

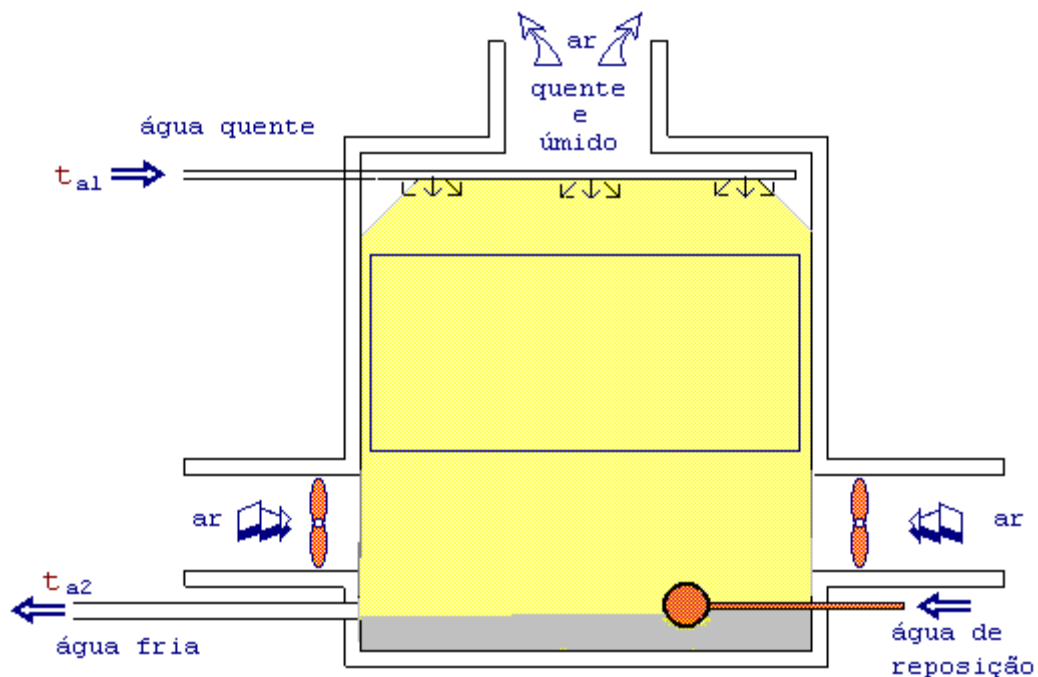


Fig.4.2 - Torre de corrente de ar forçado

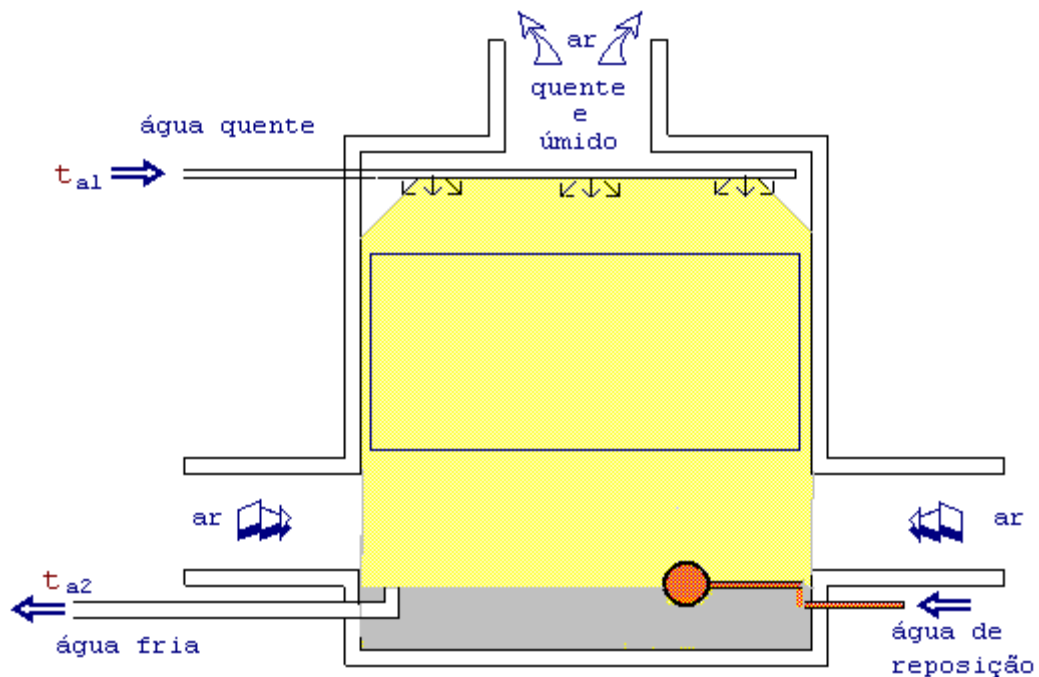
Torres de corrente de ar forçado, ocorrem vazamentos mas os ventiladores e os motores não estão na corrente de ar úmido. Curto-circuito é um problema e não devem ser usadas em ambientes físicos restritivos.

Embora a altura da torre seja de importância em produzir uma trajetória longa para que ocorra a troca de calor evaporativa contracorrente, a seção transversal da torre também é importante porque, quanto maior seu valor, para a mesma altura, maior será a superfície molhada disponível. Segue que o volume ocupado por uma torre existe uma alternativa: uma torre alta ou uma torre baixa podem ser escolhidas, mas em ambos os casos o volume será aproximadamente o mesmo. Devido à obstrução visual do horizonte, as torres não são bem vistas por arquitetos e planejadores de cidades. Existe assim uma pressão considerável para reduzir sua altura e baixos perfis são escolhidos.

EXEMPLO 4.1:

Em uma torre de resfriamento a água penetra com uma temperatura 45°C , com uma vazão de $6,5 \text{ m}^3/\text{h}$ e a pressão atmosférica é normal. O ar entra no estado de TBS = 35°C e TBU = 25°C e deixa a

torre na temperatura de 38°C, saturado. A temperatura da água ao sair da torre é de 30°C.



Determinar:

- rendimento da torre
- o "approach"
- quantidade de calor cedida pela água ao ar
- vazão de ar fornecida pelo ventilador.

Solução:

- Rendimento da torre.

$$\eta = \frac{t_{a1} - t_{a2}}{t_{a1} - TBU_{ar}} = \frac{45 - 30}{45 - 25} = 0,75 \text{ (75\%)}$$

onde:

t_{a1} = temperatura da água quente que entra;

t_{a2} = temperatura da água fria que sai;

TBU_{ar} = temperatura de bulbo úmido de entrada do ar;

- O "approach".

Para que haja transferência de calor da água para o ar, é necessário que a temperatura da água seja superior à TBU do ar. **A diferença entre a temperatura da água na saída da torre e a TBU do ar é o "approach".**

$$t_{a2} - TBU_{ar} = \text{"approach"} = 30 - 25 = 5^\circ\text{C}$$

c) Quantidade de calor cedida pela água ao ar.

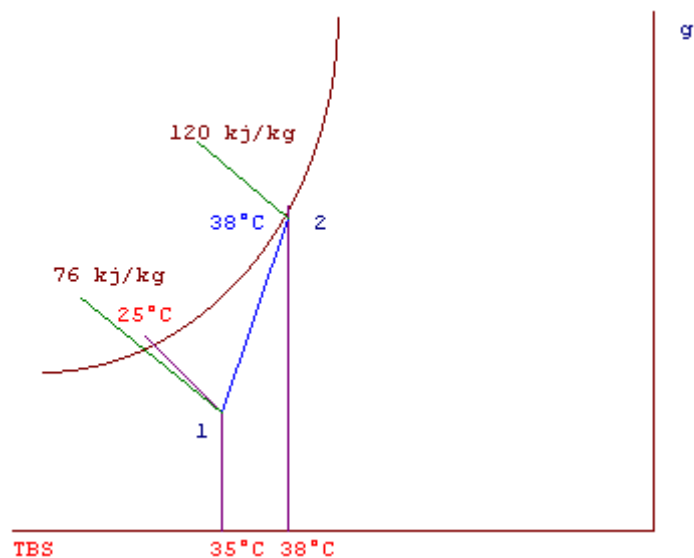
$$v_{\text{água}} = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ e } c_{\text{água}} = 4,2 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$Q_c = \frac{Q_{\text{vazão}}}{v} \cdot c \cdot (t_{a1} - t_{a2}) = \frac{6,5}{0,001 \times 3600} \times 4,2 (45 - 30)$$

$$Q_c = 113,75 \text{ KW}$$

d) Vazão de ar fornecida pelo ventilador.

Da carta psicrométrica,



Quantidade de calor recebida pelo ar

$$Q_c = \eta Q_r = \eta m (h_{ar2} - h_{ar1}), \text{ onde}$$

$$h_{ar1} = 76 \text{ kJ/kg}, \quad h_{ar2} = 120 \text{ kJ/kg} \text{ e } v_{ar1} = 0,895 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$Q_{\text{vazão}} = Q_c \cdot v_{ar1} / \eta (h_{ar2} - h_{ar1}) = 113,75 \times 0,895 / 0,75 (120 - 76)$$

$$Q_{\text{vazão}} = 3,08 \text{ m}^3/\text{s} \text{ ou } 184,8 \text{ MCM.}$$

4.2 CONDENSADORES EVAPORATIVOS.

Condensador e torre de resfriamento requer um sistema de distribuição de água, o que não existe absolutamente num condensador evaporativo. Apenas um pouco de água deve ser circulada, o suficiente para garantir que a superfície da serpentina do condensador esteja completamente molhada. A troca de calor é apenas latente e uma quantidade menor de água é requerida na circulação do que é necessário com um condensador e torre de resfriamento, onde ocorre uma troca de calor sensível no condensador, casco e tubo (shell and tube).

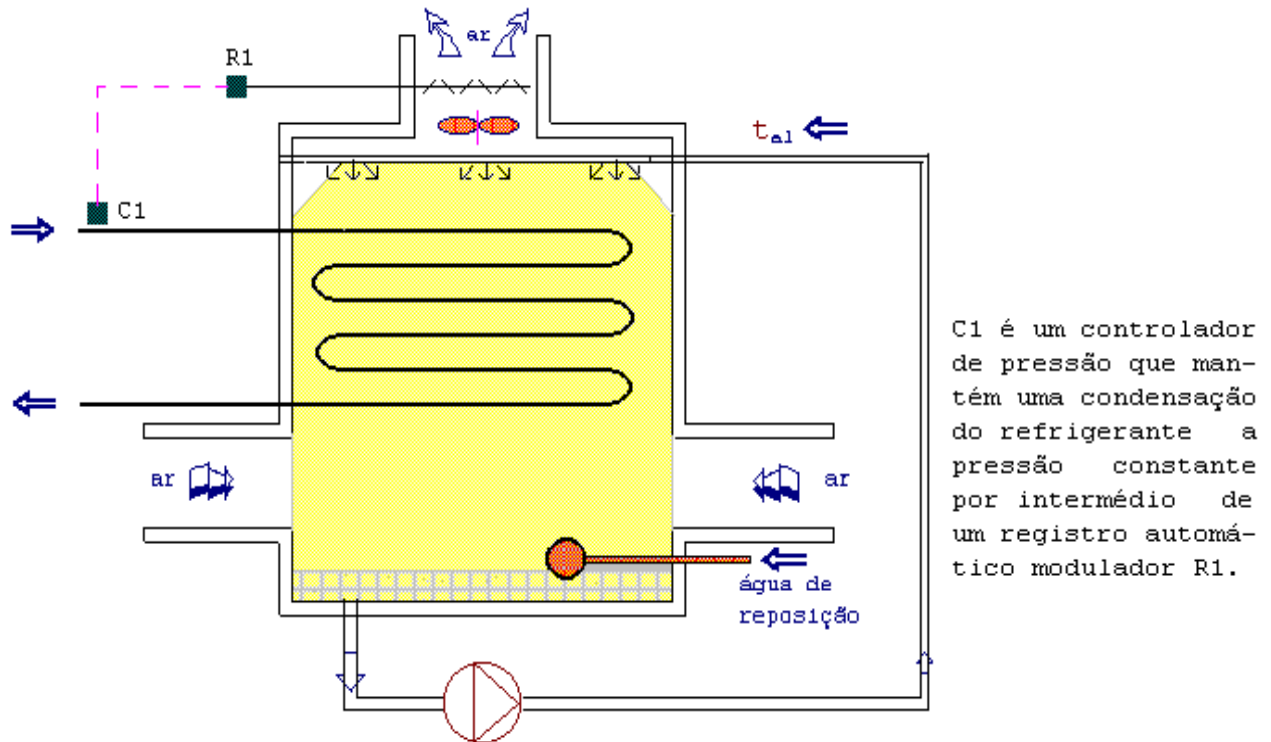


Fig.4.3 - Condensador Evaporativo

O *condensador evaporativo* é então mais compacto e mais barato. Ele não tem entretanto flexibilidade e o retorno de óleo e outros problemas exigem que o condensador não esteja muito afastado do compressor. Uma torre de resfriamento, pôr outro lado, pode ser localizada quilômetros distantes, com o condensador adjacente ao compressor.

Depósitos nos tubos de um condensador evaporativo podem ser um problema, particularmente se uma elevada temperatura de condensação for usada.

5. DUTOS.

5.1 INTRODUÇÃO.

A distribuição de ar aos *diversos ambientes* a serem condicionados é realizada através de tubulações fabricadas de chapas metálicas e denominadas de um modo geral de sistemas de dutos ou rede de dutos.

A função de um sistema de dutos é de transportar o ar do equipamento (ventilador) até o espaço a ser condicionado. Para exercer esta função, o sistema de dutos precisa ser projetado dentro dos limites estabelecidos, considerando-se o espaço disponível para o seu trajeto, as perdas de carga, a velocidade, os níveis do ruído e as perdas e ganhos de calor.

5.2 CLASSIFICAÇÃO DOS DUTOS.

Os sistemas de dutos são classificados em relação à velocidade e pressão do ar no interior do duto.

Quanto a velocidade:

- Baixa velocidade ou convencional: até 762 MPM (2.500 FPM).
- Alta velocidade; acima de 762 MPM (2.500 FPM).

Quanto a pressão:

- Baixa pressão;
Ventilador classe I.
Até 95,25 mmC.A. (3 3/4 inC.A.).
- Média pressão;
Ventilador classe II.
de 95,25 mmC.A. (3 3/4 inC.A.) até 171,45 mmC.A. (6 3/4 inC.A.).
- Alta pressão;
Ventilador classe III.
de 171,45 mmC.A. (6 3/4 inC.A.) até 311,15 mmC.A. (12 1/4 in C.A.).

Dutos de alta pressão são canalizações de seção circular onde o ar atinge velocidades superiores a 600 MPM. Trata-se de técnica especial, pouco usada em virtude da grande potência consumida para a circulação do ar e que exige abafadores em cada boca de saída para eliminar os ruídos elevados que se formam no escoamento de ar a grandes velocidades.

Dutos de baixa pressão são canalizações geralmente de seção retangular onde as velocidades adotadas são inferiores a 600 MPM.

Plenos são canalizações executadas na própria estrutura da construção, constituídas por rebaixos de forro ou vãos, onde o ar se desloca com velocidades inferiores a 102 MPM.

Um bom projeto de dutos deve obedecer à seguinte orientação:

O momento de transporte (produto vazão-distância) deve ser o mínimo para se obter, uma canalização econômica.

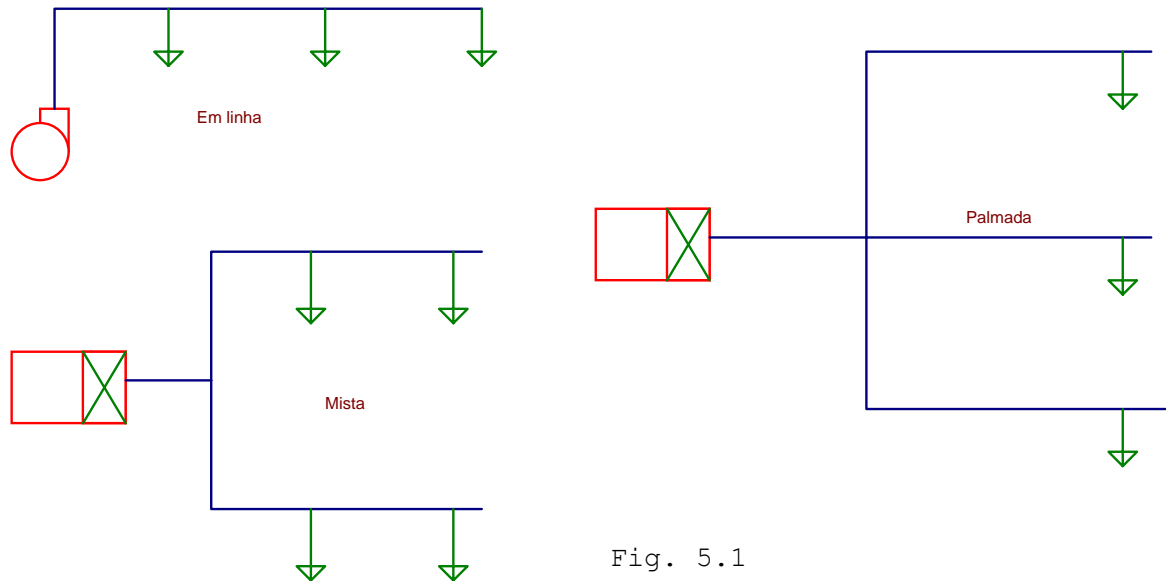


Fig. 5.1

Atendendo a esse objetivo, o traçado da rede pode obedecer aos tipos de distribuição mostrado na fig. 5.1:

Devem ser adotadas medidas para reduzir as perdas de carga nos acessórios, como, por exemplo, guias nos joelhos e nas curvas.

A colocação das bocas de insuflamento deve ser feita como nos mostram os desenhos da fig. 5.2, evitando-se a pressão dinâmica do escoamento, para o insuflamento do ar no ambiente.

O fluxo de ar nas bocas de insuflamento deve ser orientado por meio de captadores apropriados dispostos perpendicularmente à veia fluida, como mostra a fig. 5.2. Esses captadores, normalmente, têm 7,5 cm de comprimento e são espaçados de 5 em 5 cm.

5.3 MEDIDA DE PRESSÃO NOS DUTOS.

As pressões do ar nos dutos normalmente usados em sistemas de ar condicionado são pequenas. Alcançam valores de 211,074 mm C.A. (0,3 psi), que, apesar de pequenos, têm grande influência na eficiência dos ventiladores e na distribuição do ar através da rede de dutos.

O dispositivo normalmente utilizado para medidas de pressão é o manômetro. Entre os diversos tipos de manômetros, o de maior emprego para pequenas medidas de pressão é o manômetro tipo tubo em U.

O manômetro em U indica sempre uma pressão diferencial, isto é, a diferença de pressão entre dois pontos, como mostrado na fig. 5.3.

A elevação da coluna líquida é provocada por uma diferença de pressão entre o interior do duto e a pressão atmosférica.

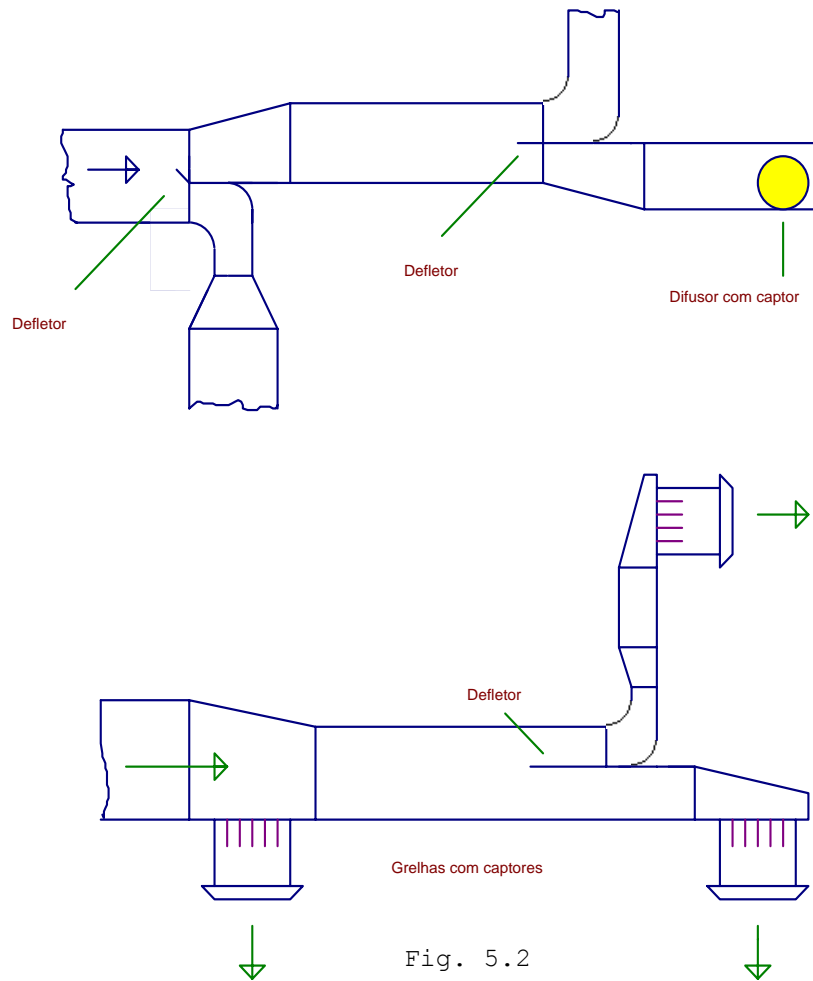


Fig. 5.2

5.4 CONCEITOS DE PRESSÃO ESTÁTICA, DINÂMICA E TOTAL.

Qualquer fluido, inclusive o ar, exerce uma pressão nas paredes do recipiente no qual está confinado. Essa pressão é conhecida como *pressão estática* e é independente da velocidade do ar.

A *pressão dinâmica* é a pressão proveniente da movimentação do ar, sempre exercida na direção do fluxo.

Quando a *pressão estática* é inferior à pressão atmosférica é negativa. Quando é superior à pressão atmosférica, é positiva. A *pressão dinâmica* é sempre positiva.

À soma algébrica das pressões estática e dinâmica denominamos de *pressão total*.

$$P_t = P_e + P_d$$

onde:

P_t é pressão total

P_e é pressão estática e

P_d é pressão dinâmica

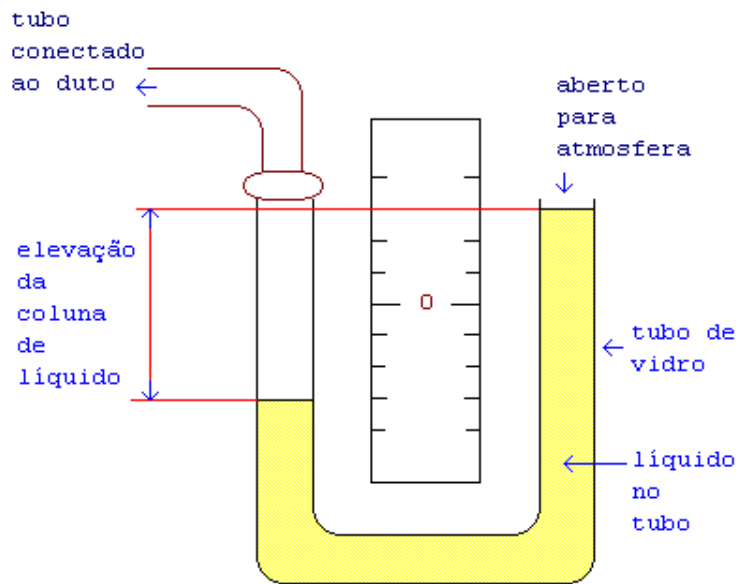


Fig. 5.3 Manômetro em U

O líquido interno ao tubo, denominado líquido manométrico, é a água de fácil obtenção, tornando dispositivo simples e barato.

As unidades utilizadas nas medidas são o centímetro ou milímetro de coluna de água (cm C.A. ou mm C.A.).

Normalmente, mede-se as pressões estática e total, sendo a pressão dinâmica obtida por diferença.

Uma vez obtida a pressão dinâmica, pode-se calcular a velocidade que lhe deu origem.

As unidades de pressão são sinônimas das de energia por unidade de volume, como pode ser visto ao se multiplicar o denominador e o numerador de N/m^2 por metro. Segue que a pressão dinâmica pode ser considerada como energia cinética por unidade de volume e portanto;

$$Ec = \frac{1}{2} m \cdot V^2 \quad ; \quad Pd = \frac{Ec}{vol}$$

$$Pd = \frac{1}{2} \cdot \frac{m \cdot V^2}{vol} = \frac{1}{2} \cdot \rho V^2,$$

Se a densidade do ar for igual a $1,20 \text{ kg/m}^3$, fica

$$V = 1,291 \sqrt{Pd} \quad , \quad \text{sendo } Pd \text{ em } N/m^2 \text{ e } V \text{ em } m/s.$$

Do exposto acima, lançamos mão de um instrumento com o qual, através de medidas de pressão estática e pressão total, obtém-se o valor da pressão dinâmica em *mm*C.A. Esse instrumento é denominado tubo pitot, com suas respectivas conexões e manômetro, e pode ser visto na fig. 5.4. Onde pode-se obter facilmente a velocidade em m/s.

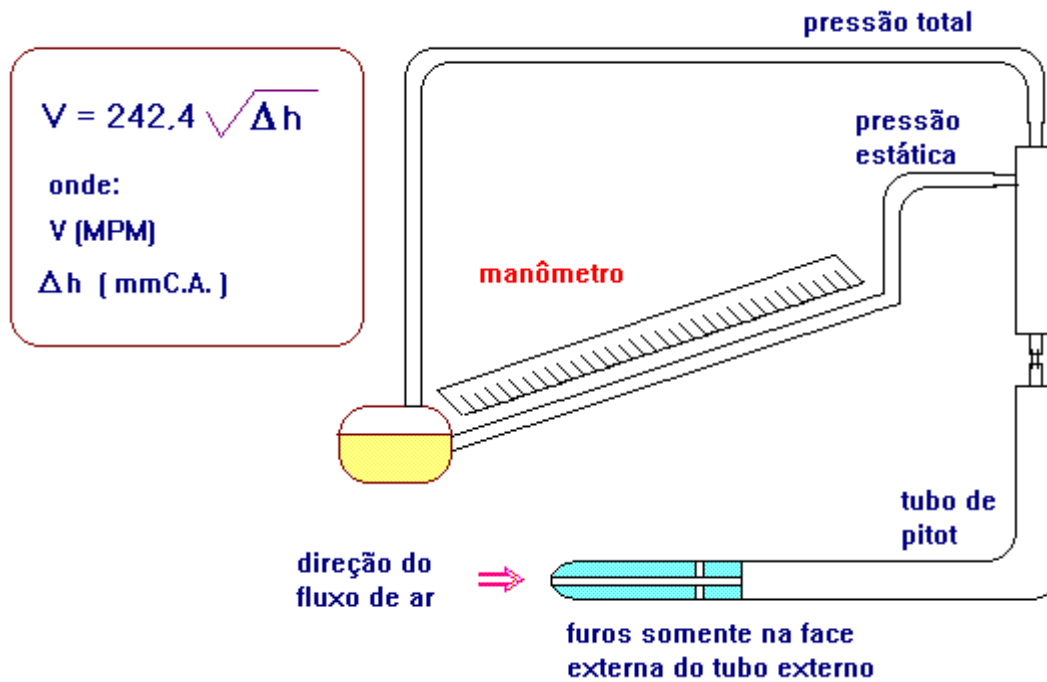


Fig. 5.4 Tubo de pitot

5.5 EQUAÇÃO DO FLUXO DE AR.

A vazão de ar e a velocidade estão relacionados através da seguinte equação:

$$Q = A.V$$

onde;

Q é a vazão de ar em MCM.

A é a área da seção transversal do duto em m^2 .

V é a velocidade do ar em MPM.

5.6 PERDA DE PRESSÃO EM UM DUTO.

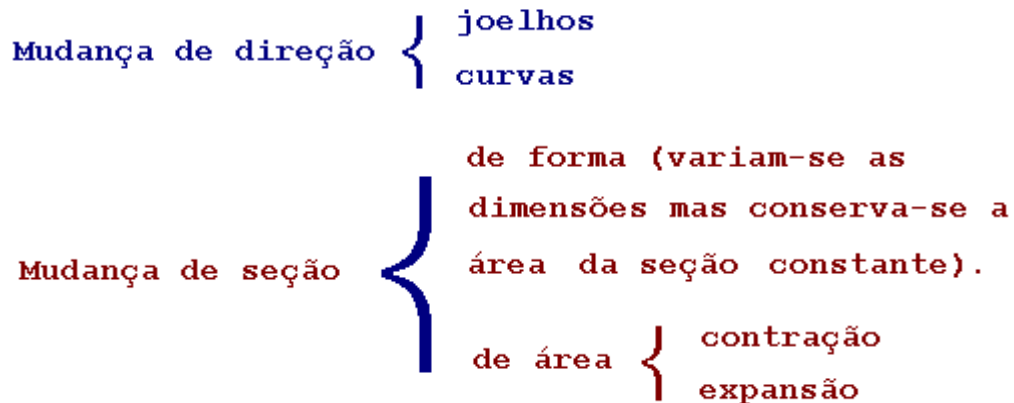
O ar que escoar através de um duto encontra resistência provocadas pelo atrito e a turbulência. As perdas por atrito são originadas pelo contato do ar com as superfícies do duto. As perdas dinâmicas resultam das mudanças de velocidade, de direção no fluxo de ar e turbulência. Ao conjunto de perdas por atrito e perdas dinâmicas denomina-se de perda de pressão de um duto.

Com objetivo de vencer as resistências de dutos, é necessário despende-se energia para manter um diferencial de pressão entre as duas extremidades do sistema, isto é conseguido através de um ventilador.

As perdas por atrito são apresentadas nos ábacos dos ANEXOS I-5 e 6.

As perdas dinâmicas são apresentadas no ábaco dos ANEXOS I-7 contido nos anexos.

As perdas dinâmicas também chamadas de acidentais podem ser divididas em duas categorias:



As perdas acidentais são apresentadas em termos de comprimento equivalente (L).

O conceito de comprimento equivalente é o seguinte:

Considerando o duto de uma determinada seção, com a velocidade V do ar, a perda correspondente ao acidente será igual à perda por atrito correspondente a determinado comprimento do duto considerado.

As tabelas nos ANEXOS I - 2, 3 e 4 apresentam os valores a serem considerados para os diversos tipos de acidentes.

EXEMPLO 5.1:

Utilização do ábaco dos ANEXOS I - 5.

Um duto com 20m de comprimento e 40,64cm (16in) de diâmetro está conduzindo 60 MCM de ar. Pede-se determinar:

- perda por atrito no duto;
- velocidade do ar no duto.

Solução:

a) Com base no ábaco dos ANEXOS I - 5, na interseção da linha horizontal do 60 MCM com a diagonal de (16in), determina-se uma perda por atrito de 0,22 mmC.A./m de comprimento do duto.

Considerando-se o comprimento de 20m, a perda por atrito será;

$$0,22 \times 20 = 4,4 \text{ mmC.A.}$$

b) A velocidade do ar no duto é obtida pela interseção da linha horizontal de 60 MCM com a linha diagonal de 16 in, sendo igual a;

$$450 \text{ MPM}$$

EXEMPLO 5.2:

Utilização das tabelas dos ANEXOS I - 2, 3 e 4.

Determinar o comprimento equivalente para uma curva de 90° formada de cinco peças para um duto circular de diâmetro igual a 25,4cm (10 in).

Da tabela dos ANEXOS I - 3 obtém-se o valor de $L/D = 12$. Sendo o valor de L (comprimento equivalente).

$$L = 12.D = 12 \times 25,4 / 100 = 3,048 \text{ m}$$

EXEMPLO 5.3:

Determinar o comprimento equivalente para uma curva, sem guias com as dimensões indicadas na fig. 5.5

$$D = 30 \text{ cm}, \quad W = 60 \text{ cm} \text{ e } R = 37,5 \text{ cm}$$

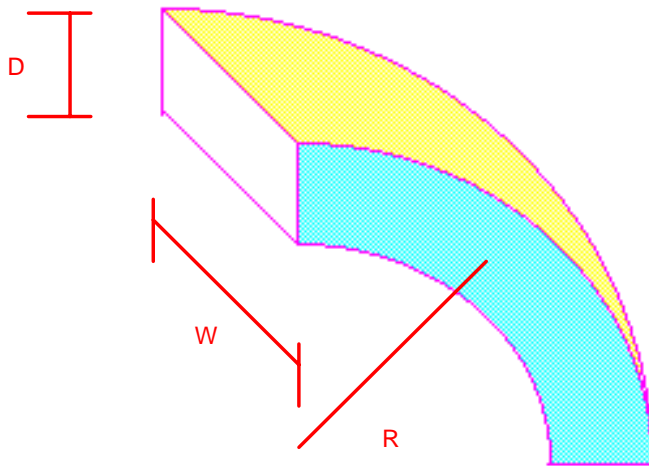


Fig. 5.5

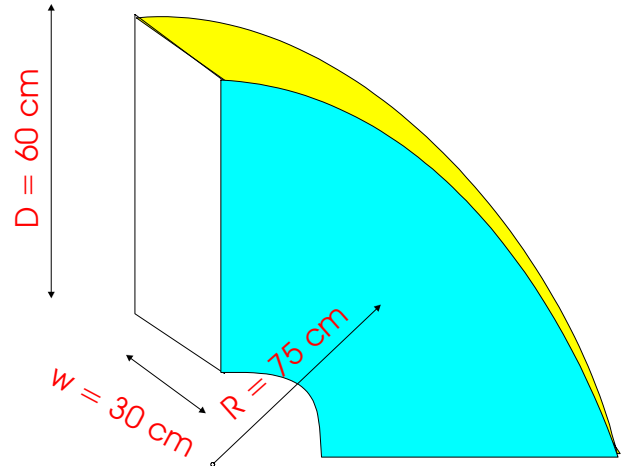


Fig. 5.6

Determinação R/D e W/D; $R/D = 37,5/30 = 1,25$; $W/D = 60/30 = 2$

Da tabela dos ANEXOS I -4, obtém-se para as condições acima o valor $L/D = 7,5$.

Sendo o valor de L (comprimento equivalente) dado em m deve-se transformar D para m.

$$L = 7,5 \times 30 / 100 = 2,25 \text{ m}$$

EXEMPLO 5.4:

Determinar o comprimento equivalente para uma curva, sem guias com as dimensões indicadas na fig. 5.6

$$W = 30 \text{ cm}, \quad D = 60 \text{ cm} \text{ e } R = 75 \text{ cm}$$

Encontra-se:

$$R/D = 75/60 = 1,25 \quad ; \quad W/D = 30/60 = 0,5$$

Da tabela dos ANEXOS I- 4 , tem-se $L/D = 5$, onde:

$$L = 5 \times 60 / 100 = 3 \text{ m}$$

6. DIMENSIONAMENTO DE DUTOS.

6.1 INTRODUÇÃO.

No dimensionamento de sistemas de dutos podemos considerar os seguintes métodos;

- Método da velocidade
- Método de igual perda de carga
- Método da recuperação estática.

A escolha do método a ser utilizado depende do tamanho do sistema de dutos a ser projetado. Para pequenos sistemas, utilizamos o *método da velocidade*. Sistemas grandes, com alta pressão, são freqüentemente dimensionados pelo *método da recuperação estática*. Os sistemas de dutos com características médias, entre as condições acima definidas, são dimensionados pelo *método de igual perda de carga*.

6.2 MÉTODO DA VELOCIDADE.

O método da velocidade consiste em estabelecer-se velocidades arbitrárias para cada seção do duto. As velocidades são selecionadas tomando-se valores altos para os trechos próximos ao ventilador, sendo progressivamente reduzidas, de modo que as velocidades mais baixas estão nas extremidades do sistema. Uma vez que as vazões de ar para as seções são conhecidas arbitrando as velocidades, as áreas são facilmente calculadas.

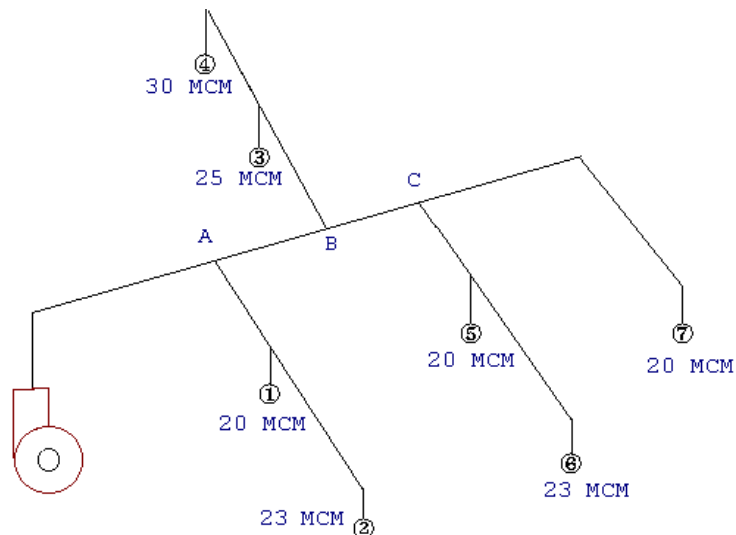


Fig. 6.1

EXEMPLO: 6.1:

Seja uma rede de dutos de insuflação de um sistema de ar condicionado para um escritório mostrada na fig.6.1. Serão utilizados difusores de teto com as vazões também indicadas na figura em questão.

Pede dimensionar-se a rede de dutos pelo método da velocidade.

Solução:

1 - Escrever as vazões de ar em cada seção do duto, a partir do difusor 7.

Seção	Vazão (MCM)
C - 7	20
5 - 6	23
C - 5	$20 + 23 = 43$
B - C	$43 + 20 = 63$
3 - 4	30
B - 3	$30 + 25 = 55$
A - B	$63 + 55 = 118$
1 - 2	23
A - 1	$23 + 20 = 43$
VENT - A	$118 + 43 = 161$

2 - Arbitrar uma velocidade de ar para cada seção do duto.

Como orientação pode-se usar a tabela dos ANEXOS I-11 ou **tabela 13** da NB-10/1980 ANEXOS III-19 (recomendável).

Escolhemos 7,5 m/s ou 450 MPM para a seção (VENT - A).

Seção	Velocidade (MPM)
VENT - A	450
A - B	400
B - C	350

A velocidade recomendada para ramais é de 200 MPM a 300 MPM. Usaremos 250 MPM.

Seção	Velocidade MPM
A - 1	250
1 - 2	250
B - 3	250
3 - 4	250
C - 5	250
5 - 6	250

Para a seção C - 7, considerando-se como parte do duto principal, a velocidade seria 300 MPM; considerando como um ramal, a velocidade seria 250 MPM. Assim, os primeiros 8m poderiam ser considerados como duto principal e os últimos 3 m como ramal, o que não é muito correto uma vez que esta seção conduz 20 MCM. Para solucionar a questão pode-se selecionar uma velocidade entre 350 MPM (seção B - C) e 250 MPM (ramais).

Seção	Velocidade (MPM)
C - 7	300

3 - Cálculo da área de cada seção.

$$A = \frac{Q}{V}$$

Q é a vazão do ar em MCM
 A é a área do duto em m^2
 V é a velocidade do ar em MPM.

Seção (cm)	Q (MCM)	V (MPM)	A (m^2)	Dimensões
VENT - A	161	450	0,358	40 x 90
A - B	118	400	0,295	30 x 90
B - C	63	350	0,180	30 x 60
A - 1	43	250	0,123	30 x 41
1 - 2	23	250	0,092	30 x 31
B - 3	53	250	0,212	30 x 71
3 - 4	30	250	0,120	30 x 40
C - 5	43	250	0,172	30 x 57
5 - 6	23	250	0,092	30 x 31
C - 7	20	300	0,067	30 x 22

6.3 MÉTODO DE IGUAL PERDA DE CARGA.

O método de igual perda de carga consiste em se dimensionar o sistema de dutos de modo que cada trecho ou ramal do mesmo tenha a mesma perda de carga.

Apresenta-se, a seguir, um roteiro a ser seguido para o dimensionamento:

1 - Selecionar uma velocidade inicial, para cada aplicação, de acordo com a tabela 13 da NB-10/1980 dos ANEXOS III - 19 (recomendável) ou a tabela dos ANEXOS I-11.

2 - Determinar a área inicial do duto, $A = Q/V$.

3 - Determinar as porcentagens de vazão nos diversos trechos do sistema com relação à vazão inicial.

4 - Determinar as porcentagens da área com o auxílio da tabela dos ANEXOS I-12.

5 - Calcular as áreas dos diversos trechos do sistema por suas respectivas porcentagens determinadas no item 4, em relação à área inicial calculada no item 2.

6 - Selecionar as dimensões dos diversos trechos do sistema através das tabelas dos ANEXOS I- 8, 9 e 10.

7 - Determinar a perda de carga total do sistema de dutos:

7.1 Calculando a taxa de perda no trecho inicial por metro através do ábaco dos ANEXOS I-5, entrando com a vazão inicial e o diâmetro equivalente da seção inicial obtido nas tabelas dos ANEXOS I - 8, 9 e 10.

7.2 Determinando o comprimento equivalente total do sistema de dutos em seu percurso mais longo, levando em conta os comprimentos equivalentes dos diversos acidentes, obtidos nas tabelas dos ANEXOS I- 2, 3 e 4.

7.3 A perda de carga total da rede é obtida multiplicando a taxa de perda no trecho inicial pelo comprimento equivalente total.

8 - Determinar a pressão estática do ventilador.

EXEMPLO 6.2:

Dimensionar a rede de dutos para o sistema esquematizado na fig.6.2, sabendo-se que a quantidade total de ar a ser insuflado é de 153 MCM, em salas de escritórios, que de cada uma das 18 bocas de insuflação saem 8,5 MCM, que a pressão a ser mantida em todas as bocas de insuflação é 3,8 mmC.A. e que as curvas têm a relação $R/D = 1,25$.

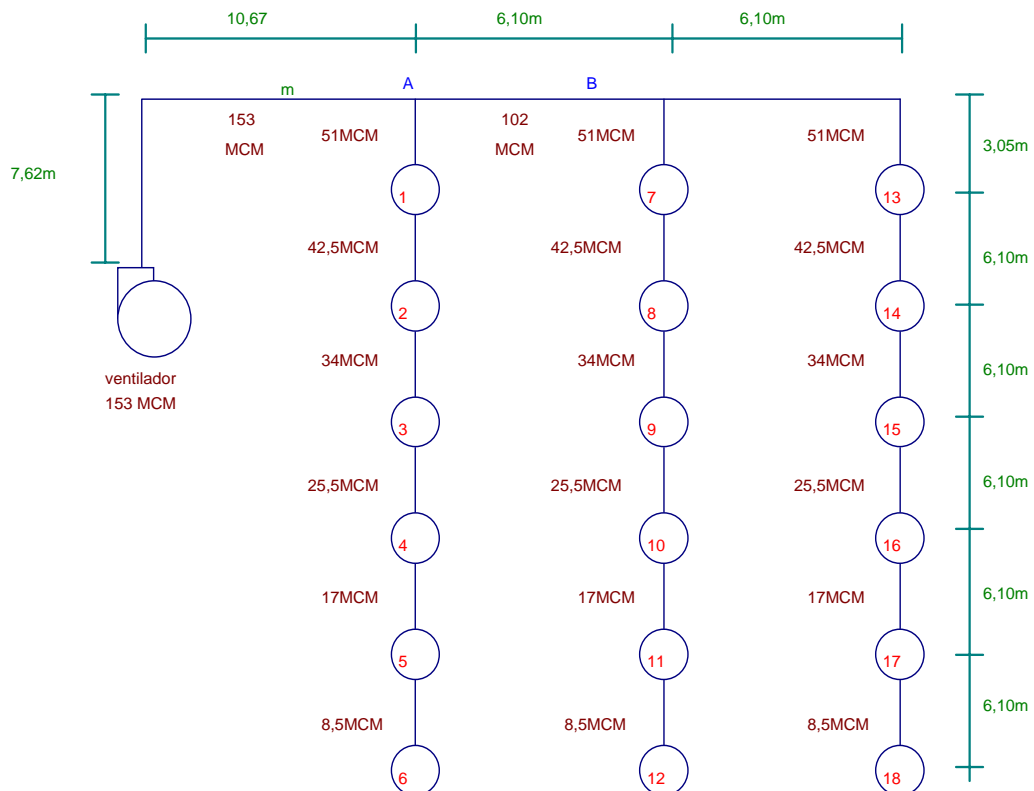


Fig.6.2

Solução:

1 - Escrever a vazão de ar em cada seção do duto, inicia-se pela boca n°18.

2 - Com base na tabela 13 da NB-10/1980 dos ANEXOS III - 19 ou na tabela dos ANEXOS I - 11, selecionar a velocidade inicial de 518 MPM (8,63 m/s), (1700 FPM), que é um valor abaixo do máximo recomendável no critério quanto às perdas por atrito, para recintos industriais.

3 - Calcular a área inicial do duto:

$$A = \frac{Q}{V} = \frac{153}{518} = 0,295\text{m}^2$$

4 - Determinar as porcentagens de vazão nos diversos trechos:

Trecho	Vazão	% Vazão
Do ventilador até A	153	100%
A até B	102	102/153 = 0,67 (67%)
A até 1	51	51/153 = 0,33 (33%)
B até 7	"	33%
B até 13	"	"
1 até 2	42,5	42,5/153 = 0,28 (28%)
7 até 8	"	28%
13 até 14	"	"
2 até 3	34	34/153 = 0,22 (22%)
8 até 9	"	22%
14 até 15	"	"
3 até 4	25,5	25,5/153 = 0,17 (17%)
9 até 10	"	17%
15 até 16	"	"
4 até 5	17	17/153 = 0,11 (11%)
10 até 11	"	11%
16 até 17	"	"
5 até 6	8,5	8,5/153 = 0,06 (6%)
11 até 12	"	6%
17 até 18	"	"

5 - Determinar as porcentagens de área correspondentes às porcentagens, baseando-se nos ANEXOS I - 12, de vazão obtidas no item 4 acima. Em seguida calcular a área dos diversos trechos.

% Vazão	% Área	Área = %xÁrea inicial
100	100	100x0,295/100 = 0,295m ²
67	73,5	73,5x0,295/100 = 0,22m ²
33	41,0	41,0x0,295/100 = 0,12m ²
28	35,5	35,5x0,295/100 = 0,10m ²
22	29,5	29,5x0,295/100 = 0,09m ²
17	24,0	24,0x0,295/100 = 0,07m ²
11	17,5	17,5x0,295/100 = 0,05m ²
6	10,5	10,5x0,295/100 = 0,03m ²

6 - Selecionar as dimensões do duto com base nos ANEXOS I-8.

Trecho	Área (m ²)	Área (ft ²)	Dimensões	
			(in)	(cm)
Do ventilador até A	0,295	3,17	22x22	56x56
A até B	0,22	2,36	22x16	56x46
A até 1	0,12	1,29	22x10	56x25
1 até 2	0,10	1,07	16x10	41x25
2 até 3	0,09	0,97	14x10	36x25
3 até 4	0,07	0,75	12x10	30x25
4 até 5	0,05	0,53	8x10	20x25
5 até 6	0,03	0,32	6x10	15x25

7 - Determinar as perda de carga total do sistema.

7.1 - Selecionar o diâmetro equivalente para a seção inicial 22x22 in (56x56 cm) com base na tabela dos ANEXOS I - 8: 24,1 in (612 mm).

7.2 - Determinar a taxa de perda de carga no trecho inicial por 1m através do ábaco dos ANEXOS I-5.

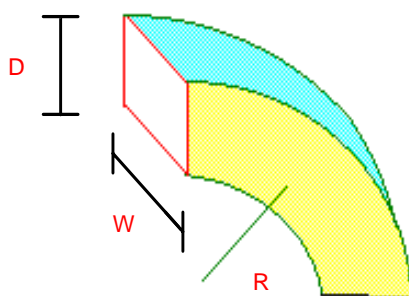
Vazão inicial: 153 MCM (2,55 m³/s).

Diâmetro: 612mm (24,1 in)

Taxa de perda: 0,180 mmC.A. por 1m.

7.3 - Determinar o comprimento equivalente total em seu percurso mais longo.

a) 1 curva sem guias para o trecho do ventilador até A. Da tabela dos ANEXOS I- 4 tira-se:



$$\begin{aligned}
 W &= 56 \text{ cm} & R/D &= 1,25 \\
 D &= 56 \text{ cm} = 0,56 \text{ m} \\
 W/D &= 1 & L/D &= 7 \\
 \therefore L &= 7 \times 0,56 = 3,92 \text{ m}
 \end{aligned}$$

b) 1 curva sem guias para o trecho B até 13.

$$\begin{aligned}
 D \times W &= 56 \times 25 & D &= 56 \text{ cm} = 0,56 \text{ m} \\
 R / D &= 1,25 & W &= 25 \text{ cm} \\
 L / D &= 5 & W / D &= 25 / 56 = 0,45 \\
 & & L &= 5 \times 0,56 = 2,80 \text{ m}
 \end{aligned}$$

Trecho mais longo	Item	compr. (m)	eqv. (m)
Do ventilador até A	duto reto	18,29	
	1 curva s/guias		3,92
A até B	duto reto	6,10	
B até 13	duto reto	9,15	
	1 curva s/guias		2,80
13 até 14	duto reto	6,10	
14 até 15	duto reto	6,10	
15 até 16	duto reto	6,10	
16 até 17	duto reto	6,10	
17 até 18	duto reto	6,10	
Total		64,04	6,72

Comprimento equivalente total:

$$L = 64,04 + 6,72 = \mathbf{70,76 \text{ m.}}$$

7.4 - Determinação das perdas de carga nas transições.

Para determinar P_v (pressão dinâmica) utilizar o ábaco dos ANEXOS I - 7 para determinar P_e (pressão estática) da transição utilizar a tabela dos ANEXOS I-13.

TRANSIÇÃO	A_1/A	Velocidade (MPM)	P_v	P_e
1	$0,22/0,295 = 0,74$	$102/0,22 = 463,64$	4	$0,30 \times 4 = 1,20$
2	$0,12/0,22 = 0,55$	$51,0/0,12 = 425$	3	$0,75 \times 3 = 2,25$
3	$0,10/0,12 = 0,83$	$42,5/0,10 = 425$	3	$0,15 \times 3 = 0,45$
4	$0,09/0,10 = 0,90$	$34/0,09 = 377,78$	2,5	$0,15 \times P_v = 0,37$
5	$0,07/0,09 = 0,77$	$25,5/0,07 = 364,28$	2,3	$0,30 \times P_v = 0,69$
6	$0,05/0,07 = 0,71$	$17/0,05 = 340$	2	$0,30 \times P_v = 0,60$
7	$0,03/0,05 = 0,60$	$8,5/0,03 = 283,33$	1,6	$0,50 \times P_v = 0,80$
total				6,365

7.5 - Cálculo da perda de carga da rede.

$$\begin{aligned} \Sigma h_{\text{duto-18}} &= \text{Taxa de perda} \times \text{Comprimento equivalente total} \\ (L) \quad & \quad \quad \quad 0,180 \text{ mmC.A.} \\ \Sigma h_{\text{duto-18}} &= \frac{\quad}{1m} \times 70,76 \text{ m} = 12,74 \text{ mmC.A.} \end{aligned}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = \Sigma h_{\text{duto-18}} + h_{\text{transição}} + \Delta P_{\text{grelha}} = 12,74 + 6,365 + 3,8 = \mathbf{22,905 \text{ mmC.A.}}$$

7. DISTRIBUIÇÃO DO AR.

7.1 FABRICAÇÃO DE DUTOS.

Em um sistema de ar condicionado, as tubulações são, em geral, fabricadas em chapa de aço galvanizada, podendo ser usadas também chapas pretas com revestimento anticorrosivo apropriado, ou fibra de vidro. Os dutos podem ser fabricados em seção circular, seção retangular ou seção transversal. A seção circular apresenta o menor perímetro; em consequência, os dutos de seção circular oferecem menor resistência ao escoamento do ar, sendo mais econômicos. Os dutos retangulares são mais facilmente acomodáveis aos interiores das construções e de mais fácil fabricação, e, por isto, muito mais usados.

7.2 CARACTERÍSTICAS DAS CHAPAS PARA FABRICAÇÃO.

De acordo com a recomendação da norma NB-10/1980 tab.14 da ABNT, devem ser utilizadas as seguintes bitolas de chapas galvanizada para fabricação de dutos:

Bitola de chapa aço galvanizado	Duto circular diâmetro (mm)	Duto retangular lado maior (cm)	Espessura mm	Peso Kg/m ²
26	até 450	até 300	0,50	4,425
24	até 750	até 750	0,64	5,646
22	até 1150	até 1400	0,79	6,866
20	até 1500	até 2100	1,95	8,087
18	até 2300	até 3000	1,27	10,528

7.3 FABRICAÇÃO DE DUTOS RETANGULARES E CIRCULARES.

Os dutos são feitos em seções, e cada seção pode ser formada por uma ou mais chapas. As dobras para formar as seções são feitas em viradeiras ou máquinas especiais. As seções são fechadas por juntas longitudinais e o duto, pela justaposição das seções fixadas através de juntas ou chavetas (juntas transversais).

Os dutos circulares são fabricados em calandras. As juntas longitudinais podem ser de encaixe, rebitadas ou soldadas. As seções são emendadas uma nas outras por superposição. Para isto, cada seção apresenta uma pequena conicidade.

A fixação de uma seção na outra pode ser feita por parafuso, rebite ou solda.

7.4 ISOLAMENTO TÉRMICO.

A necessidade do isolamento térmico dos dutos de ar condicionado decorre do fato deles transportarem ar a temperatura mais baixa que as dos ambientes onde passam. Deverão ser consideradas as seguintes situações:

a) Risco de condensação de umidade na superfície dos dutos não isolados.

b) Perdas de frio decorrentes do não isolamento dos dutos. Os isolantes térmicos mais usados são a cortiça, lã de vidro, eucatex e isopor. A aplicação do isolamento térmico é feita através do uso de colas.

A cortiça e o isopor podem ser fixados também com asfalto quente.

Por medida de proteção ao isolamento e melhor acabamento para o duto, utilizam-se nas arestas dos dutos cantoneiras fabricadas em chapa galvanizada. Pode utilizar-se também fita crepom 3M. A fixação das cantoneiras de proteção é feita com parafusos ou cintas.

A fig. 7.1 apresenta um detalhe da aplicação de isolamento térmico a um duto.

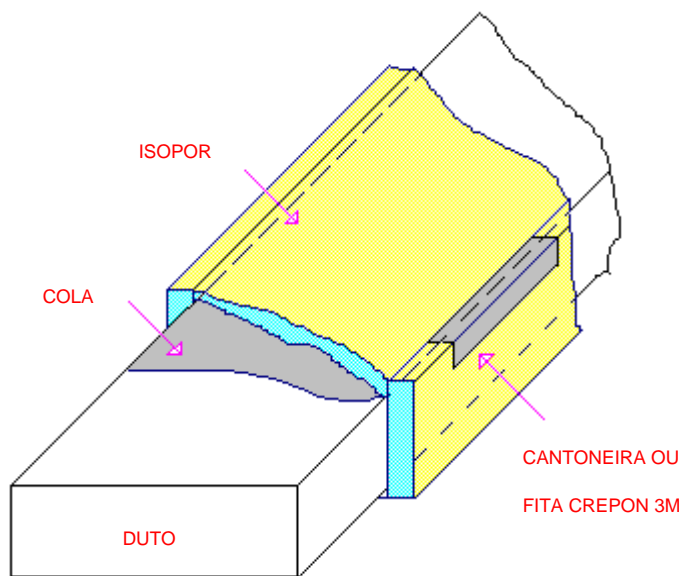


Fig. 7.1

7.5 FIXAÇÃO DOS DUTOS NAS ESTRUTURAS.

Os dutos são fixados nas estruturas por meio de suportes e braçadeiras confeccionadas em chapa metálica ou cantoneiras. As braçadeiras são presas aos dutos por meio de parafusos ou rebites, enquanto que a fixação dos suportes nas estruturas é feita com chumbadores.

Detalhes dos diversos tipos de suportes podem ser vistos nos esquemas contidos nos anexos.

7.6 DETERMINAÇÃO DA PRESSÃO ESTÁTICA DE UM VENTILADOR.

A pressão estática de um ventilador é obtida através da expressão abaixo:

$$H_e = P_e + h_{\text{retorno}} + h_{\text{filtro}} + h_{\text{serpentina}}$$

onde:

H_e - Pressão estática do ventilador

P_e - Pressão estática na boca do ventilador

h_{retorno} - Perda de carga no retorno

h_{filtro} - Perda de carga no filtro de ar

$h_{\text{serpentina}}$ - Perda de carga na serpentina

As perdas de carga no filtro de ar e na serpentina são obtidas por consulta as tabelas dos fabricantes. Pode-se considerar em geral os seguintes valores:

$$h_{\text{filtro}} = 2,54 \text{ a } 5,08 \text{ mmC.A.}, \quad h_{\text{serpentina}} = 15,24 \text{ mmC.A.}$$

A pressão estática na boca do ventilador (P_e) é obtida pela seguinte expressão:

$$P_e = \sum h_{a-n} + h_{\text{transição}} + h_{\text{grelha}} \pm h_{1-a}$$

onde:

$\sum h_{a-n}$ - perda de carga total da rede de dutos para o ramal mais extenso.

h_{grelha} - perda de carga na grelha.

$\pm h_{1-a}$ - perda de carga na transmissão entre a boca do ventilador e o ramal principal da rede de dutos.



$$\pm h_{1-a} = K \left[\left(\frac{V_a}{242,2} \right)^2 - \left(\frac{V_1}{242,2} \right)^2 \right]$$

eq. 7.1

sendo:

$$K = 0,5 \text{ quando } V_1 > V_a \text{ e } K = 1,1 \text{ quando } V_a > V_1$$

EXEMPLO 7.1:

Calcular a pressão estática do ventilador para o exemplo apresentado no dimensionamento da rede de dutos pelo método de igual perda de carga, considerando-se que a área de descarga do ventilador é de $0,25 \text{ m}^2$.

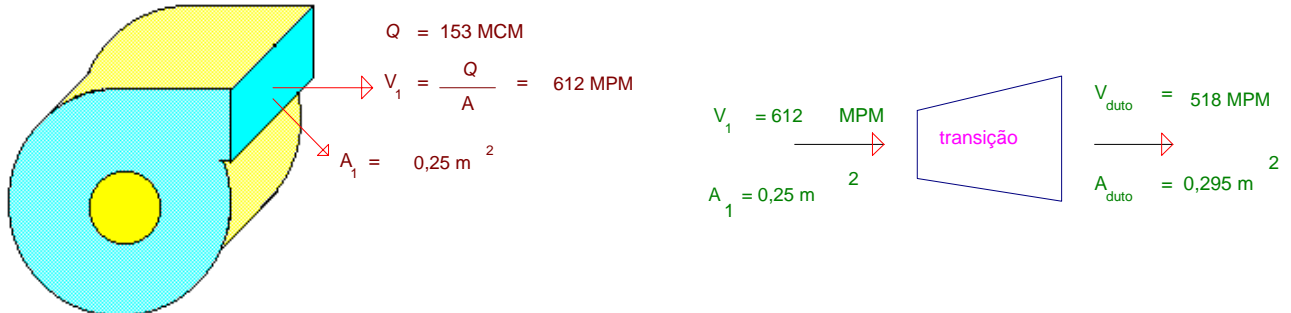
Solução:

Do exemplo 6.2, no item 7.5, tira-se:

$$\Delta P_{\text{total}} = \sum h_{\text{duto-18}} + h_{\text{transição}} + \Delta P_{\text{grelha}} = 22,905 \text{ mmC.A.}, \text{ sendo}$$

$\sum h_{\text{duto-18}} = 12,74 \text{ mmC.A.}$; $h_{\text{transição}} = 6,365 \text{ mmC.A.}$; $h_{\text{grelha}} = 3,8 \text{ mmC.A.}$

1 - Velocidade do ar de descarga no ventilador (V_1).



2 - Pressão estática na boca do ventilador.

$$Pe = \sum h_{\text{duto-18}} + h_{\text{transição}} + h_{\text{grelha}} \pm h_{1-\text{duto}}, \text{ como } V_1 > V_{\text{duto}}$$

Utilizando a eq. 7.1

$$h_{1-\text{duto}} = 0,5 \left[\left(\frac{612}{242,2} \right)^2 - \left(\frac{518}{242,2} \right)^2 \right] = 0,91 \text{ mmC.A.}$$

Substituindo;

$$Pe = 22,905 - 0,91 = 21,995 \text{ mmC.A.}$$

3 - Pressão estática do ventilador (He)

$$Pe = 21,945 \text{ mmC.A.}, \quad h_{\text{retorno}} = 2,54 \text{ mmC.A. (estimada)}$$

$$h_{\text{filtro}} = 5,00 \text{ mmC.A.}, \quad h_{\text{serpentina}} = 15,24 \text{ mmC.A.}$$

$$He = 21,995 + 2,54 + 5 + 15,24 = 44,775 \text{ mmC.A.}$$

7.7 DISTRIBUIÇÃO QUANTITATIVA E QUALITATIVA DO AR.

Considerando que os objetivos principais da distribuição do ar nos diversos ambientes são a determinação da quantidade do mesmo a ser insuflado em cada recinto e o da melhor maneira em distribuí-lo. Pode-se estudar a distribuição do ar sobre os seguintes aspectos:

- Distribuição quantitativa do ar.
- Distribuição qualitativa do ar.
-

DISTRIBUIÇÃO QUANTITATIVA DO AR.

Considerando na fig. 7.2 três recintos a serem condicionados por um sistema central de ar condicionado:

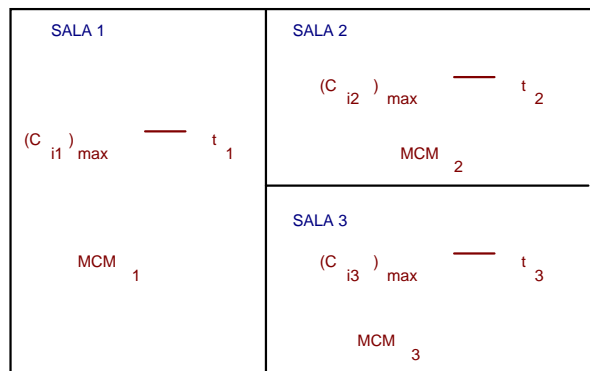


Fig. 7.2

Admitindo-se que as salas tenham cargas máximas diferentes em horas diferentes:

- Sala 1 tem carga interna máxima $(C_{i1})_{\max}$ na hora t_1 .
- Sala 2 tem carga interna máxima $(C_{i2})_{\max}$ na hora t_2 .
- Sala 3 tem carga interna máxima $(C_{i3})_{\max}$ na hora t_3 .

As cargas e as horas de ocorrência podem ser tabeladas:

t_1	t_2	t_3
$(C_{i1})t_{1\max}$	$(C_{i1})t_2$	$(C_{i1})t_3$
$(C_{i2})t_1$	$(C_{i2})t_{2\max}$	$(C_{i3})t_3$
$(C_{i3})t_1$	$(C_{i3})t_2$	$(C_{i3})t_{3\max}$
$\Sigma(C_i)t_1$	$\Sigma(C_i)t_2$	$\Sigma(C_i)t_3$

Admitindo-se também que:

$$\Sigma(C_i)t_2 > \Sigma(C_i)t_1 \text{ e } \Sigma(C_i)t_3$$

Conclui-se que t_2 é a hora de máxima carga térmica da instalação.

A capacidade a ser instalada será:

$$TR = \Sigma(C_i)t_2 + C_{AE}$$

Para a distribuição quantitativa do ar, pode-se seguir três métodos:

- Clássico
- Proporcional
- do Zoneamento.

Método clássico.

Consiste de distribuir o ar para cada recinto em quantidades proporcionais às cargas internas dos recintos na hora de máxima carga térmica da instalação.

Assim, a vazão de ar em consideração será:

$$MCM_1 = MCM_T \times \frac{(C_{i1})t_2}{\sum (C_i)t_2}$$

$$MCM_2 = MCM_T \times \frac{(C_{i2})t_2}{\sum (C_i)t_2}$$

$$MCM_3 = MCM_T \times \frac{(C_{i3})t_2}{\sum (C_i)t_2}$$

Sendo:

$$MCM_1 + MCM_2 + MCM_3 = MCM_T$$

O método apresentado é perfeito para a hora de máxima carga térmica. Em horas diferentes da hora de máxima carga térmica, tem-se os ambientes fora das condições de projeto. O método clássico somente deverá ser usado quando as cargas internas máximas dos ambientes ocorrem na mesma hora ou horas próximas.

Método proporcional.

O método consiste de distribuir o ar para cada recinto em quantidades proporcionais às cargas internas máximas de cada recinto independente da hora que venha a ocorrer.

Assim, a vazão de ar em consideração será:

$$MCM_1 = MCM_T \times \frac{(C_{i1})_{\max}}{(C_{i1})_{\max} + (C_{i2})_{\max} + (C_{i3})_{\max}}$$

$$MCM_2 = MCM_T \times \frac{(C_{i2})_{\max}}{\sum (C_i)_{\max}}$$

$$MCM_3 = MCM_T \times \frac{(C_{i3})_{\max}}{\sum (C_i)_{\max}}$$

Este método deverá ser usado quando as cargas internas máximas de cada recinto ocorrem em horas diferentes.

Método do zoneamento.

O método do zoneamento é utilizado para instalações nas quais o emprego clássico ou do método proporcional traria uma distribuição de ar muito deficiente. O método do zoneamento deverá ser usado para

instalações em que as horas de máxima carga ocorrerem em horas bem afastadas.

As vazões de ar deverão ser determinadas para cada recinto, independente dos demais.

DISTRIBUIÇÃO QUALITATIVA DO AR.

Na distribuição qualitativa do ar, deve-se estudar os seguintes pontos:

- Análise da localização das grelhas de insuflação;
- Análise da localização das grelhas de retorno;
- Seleção das grelhas de insuflação;
- Seleção das grelhas de retorno.

Localização das grelhas de insuflação;

Como critério geral, as grelhas de insuflação deverão ser localizadas de maneira a lançar o ar frio nas zonas de concentração de carga térmica.

Pode-se adotar dois tipos de distribuição de ar através de grelhas de insuflação:

- 1 - distribuição pelo teto;
- 2 - distribuição pela parede e piso.

Distribuição pelo teto.

O ar lançado na sala por meio de dispositivos instalados no teto são denominados de difusores ou aerofusos.

Tais dispositivos podem ser circulares ou retangulares e lançam o ar em jatos paralelos e concêntricos, que se transformam em jato único, devido à rápida difusão dessas camadas do ar com o ar da sala.

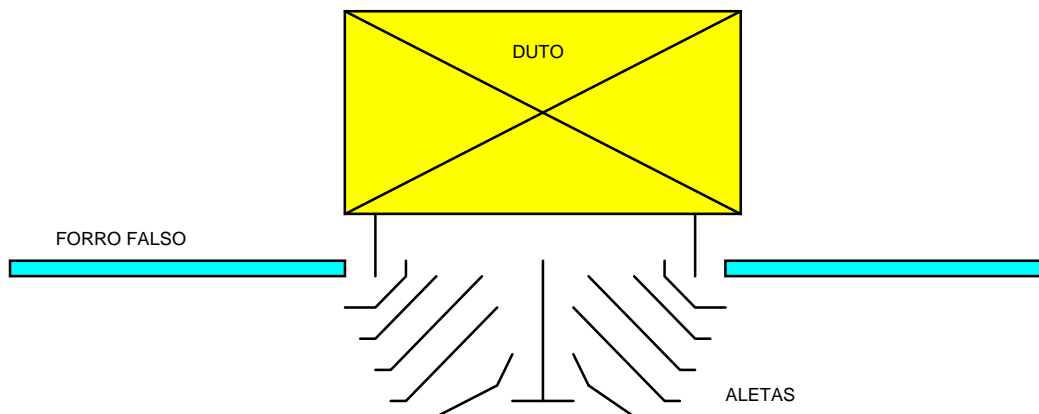


Fig. 7.3

Um difusor deve ser projetado para que o ar saia o mais paralelo possível do teto.

A distribuição pelo teto deverá ser sempre usada quando:

- as cargas térmicas forem uniformemente distribuídas no recinto;
- o pé direito for baixo;
- o teto for corretamente isolado.

Distribuição pela parede e piso.

Consiste de se lançar o ar na sala por meio de dispositivos denominados grelhas de parede ou grelhas de piso.

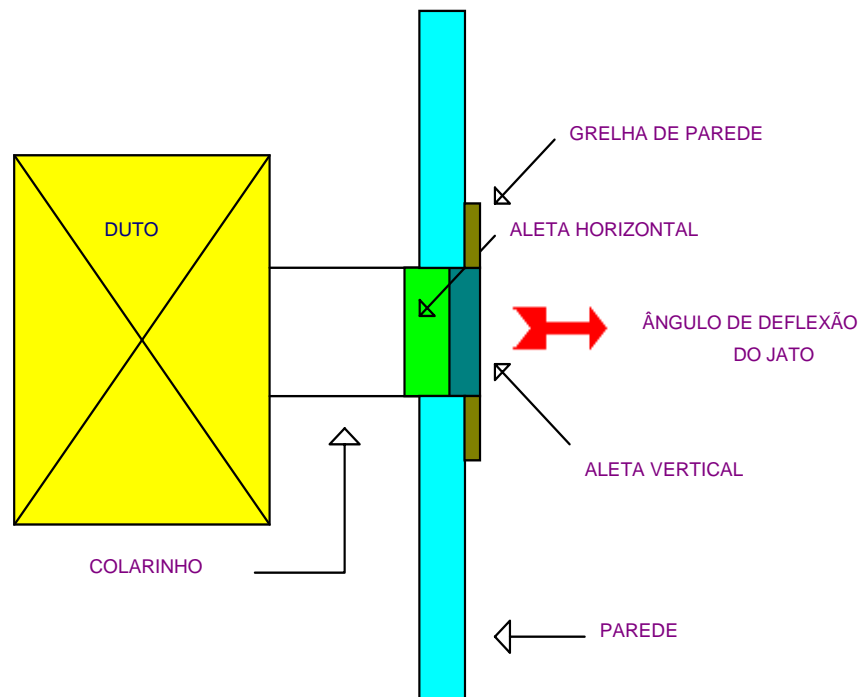


Fig. 7.4

A distribuição do ar pela parede ou piso deverá sempre ser usada quando:

- o pé direito for elevado (acima de 3 metros);
- o teto for liso, sem interferências.

A altura do piso até a grelha não poderá ser menor que 3 m devido à queda do ar frio na sala. Por outro lado, a distância da face superior da grelha até o teto deverá ser de, no mínimo, 30 cm, para que não ocorra a formação de lastros de sujeira no teto.

As barras horizontais são denominadas de aletas direcionais horizontais, e têm a finalidade de controlar o ângulo de deflexão do jato.

O uso das barras horizontais pode ser optativo.

As barras verticais são denominadas de aletas direcionais verticais e têm a finalidade de controlar o ângulo de divergência do jato. As barras verticais sempre existem.

As aletas horizontais podem ser colocadas na frente ou atrás das aletas verticais.

Quando as grelhas possuem os dois tipos de aletas, são chamados de grelhas de dupla deflexão.

As grelhas de piso tem a finalidade de distribuir o ar quando optamos pela insuflação através de pisos elevados, principalmente em instalações de ar condicionado para centro de processamento de dados.

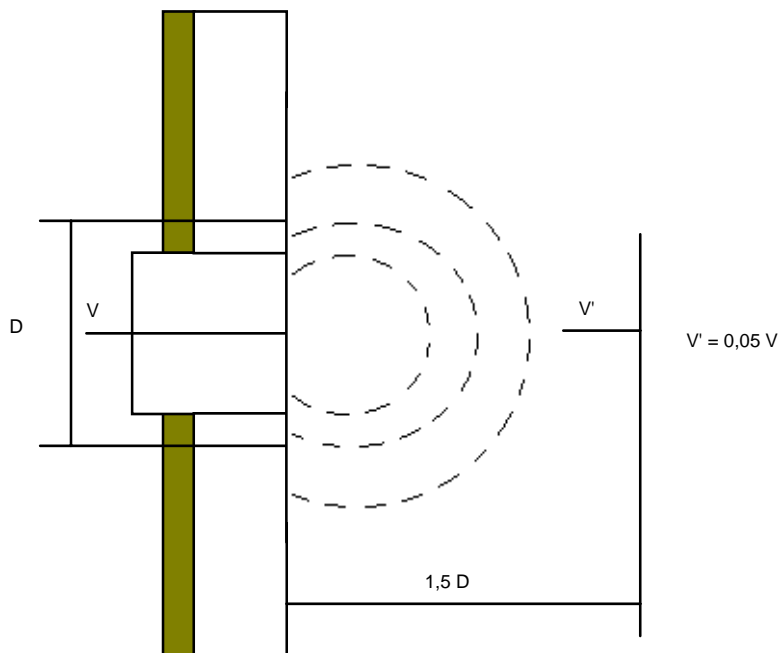
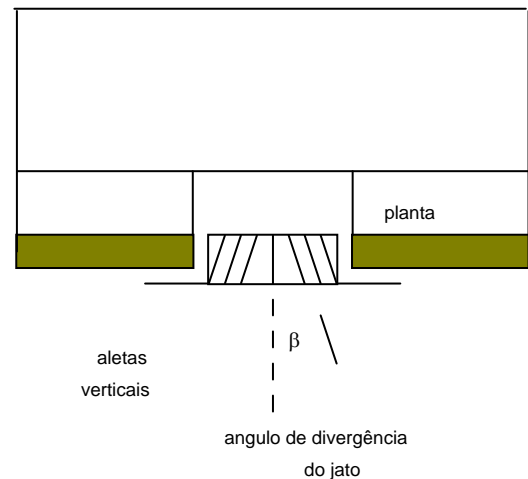


Fig. 7.5

Localização das grelhas de retorno.

Inicialmente, deve-se observar a influência da grelha do retorno sobre o ar em movimento na sala. Para isso se considera o gradiente de velocidade em uma grelha de retorno, que é a redução na velocidade de ar à proporção que nos afastamos da grelha, conforme mostra a fig. 7.5.

Assim, a uma distância de $1,5D$, a velocidade é igual à $0,05$ da velocidade na face da grelha (a velocidade cai rapidamente à medida que se afasta da grelha). Conclui-se que a influência de uma grelha de retorno sobre o ar em movimento na sala é desprezível e sua atuação se faz sentir somente em uma região bem próxima a grelha.

Quanto à localização das grelhas de retorno, são posicionadas considerando-se o tipo de retorno utilizado:

- retorno pelo teto;
- retorno pela parede;
- retorno pelo piso;
- retorno em comum.

Retorno pelo teto

É o mais eficiente. Pode ser feito por difusores simples, tipo insuflamento, ou difusores mistos, conforme a fig. 7.6.

Retorno pela parede.

A localização é feita conforme fig. 7.7.

Retorno pelo piso.

As grelhas são instaladas no piso, conforme a fig. 7.8. Esse tipo de retorno é normalmente usado em instalações para cinema e teatro.

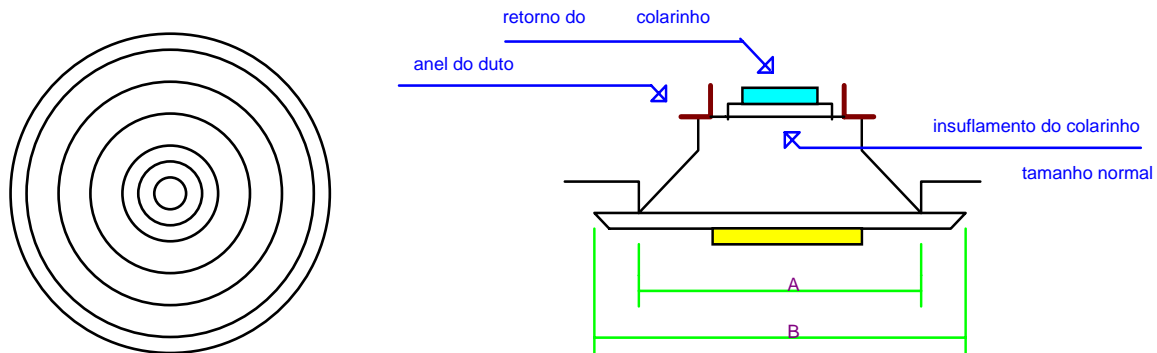


Fig. 7.6

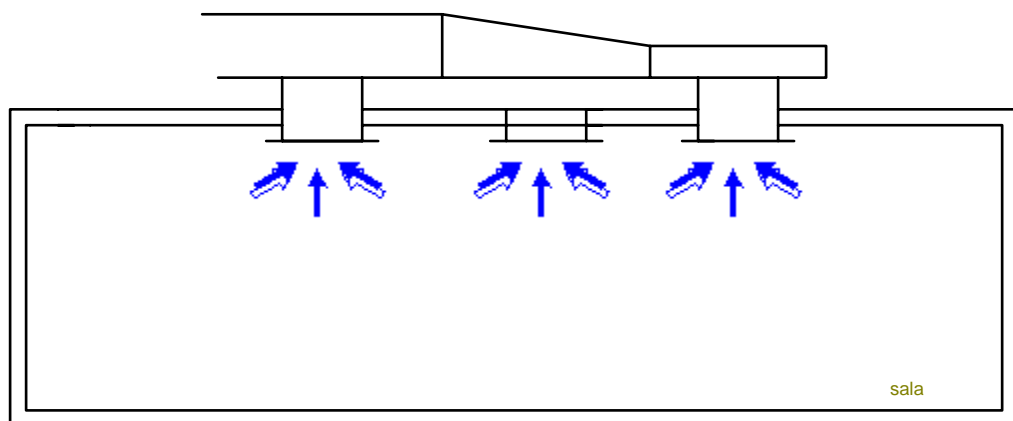


Fig. 7.7

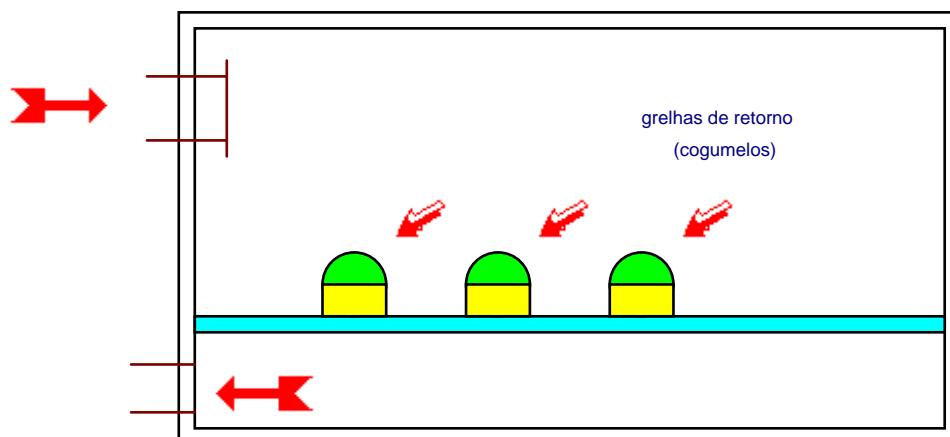


Fig. 7.8

Retorno em comum.

O retorno é feito por meio de grelhas colocadas no forro falso em ambiente adjacente comum aos recintos a serem condicionados. A passagem do ar de retorno dos recintos condicionados para o ambiente adjacente é feita por grelhas instaladas na porta ou na parede. Um exemplo de aplicação pode ser visto na fig. 7.9 e na fig. 7.10.

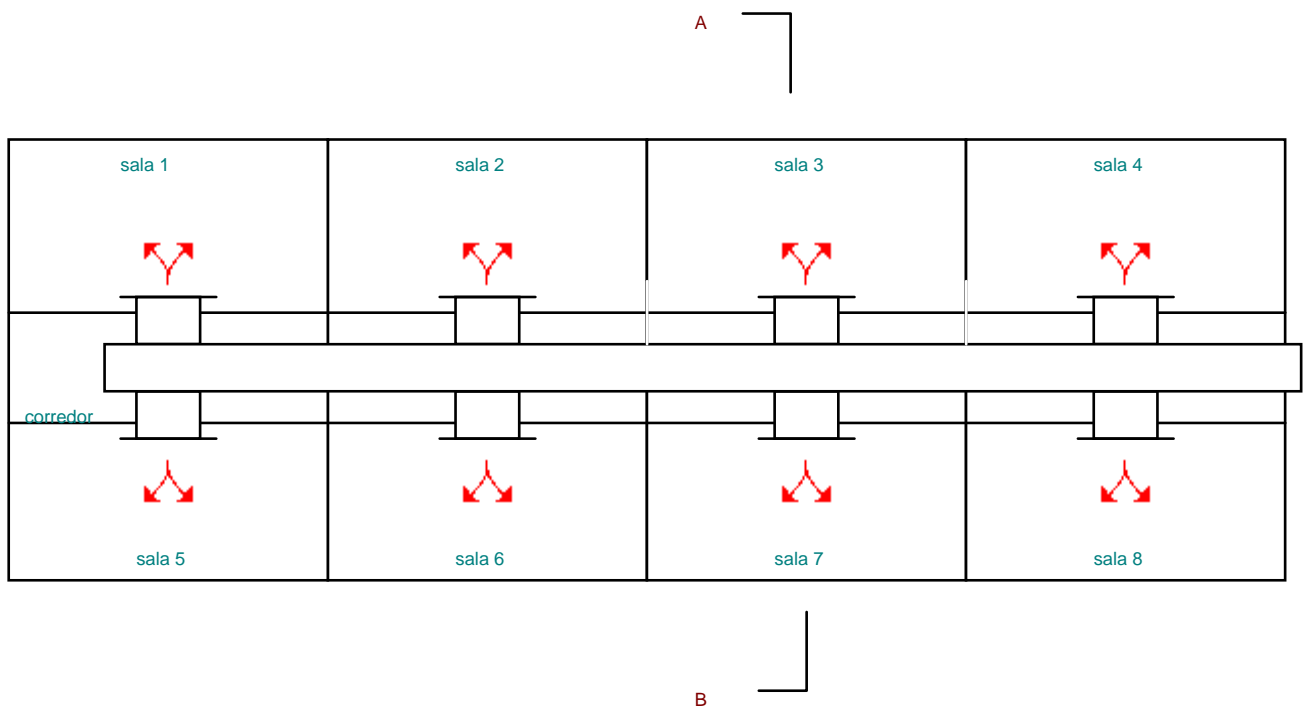


Fig. 7.9

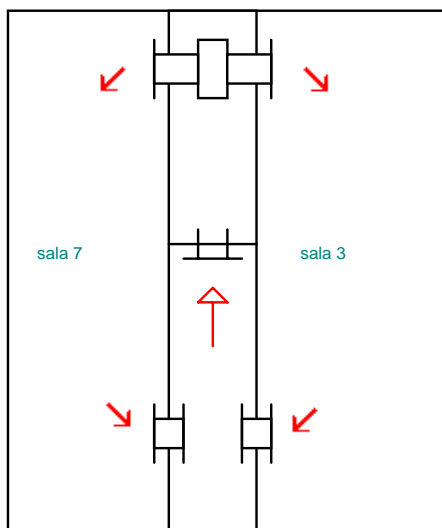


Fig. 7.10

A vantagem deste tipo de retorno é o beneficiamento do corredor pelo ar de retorno.

Grandezas características das grelhas.

1 - Zona de ocupação.

É o espaço interno de um recinto distantes 406,4 mm de todas as paredes a uma altura de 1,83 m a partir do piso.

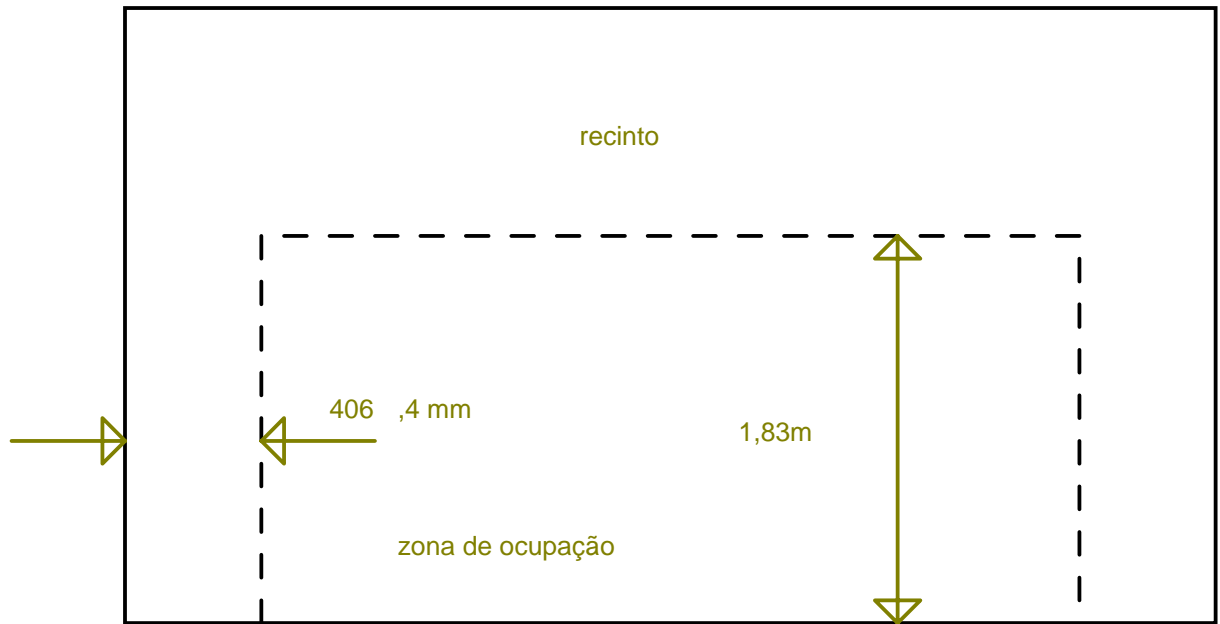


Fig. 7.11

2 - Área da face.
É a área externa da grelha.

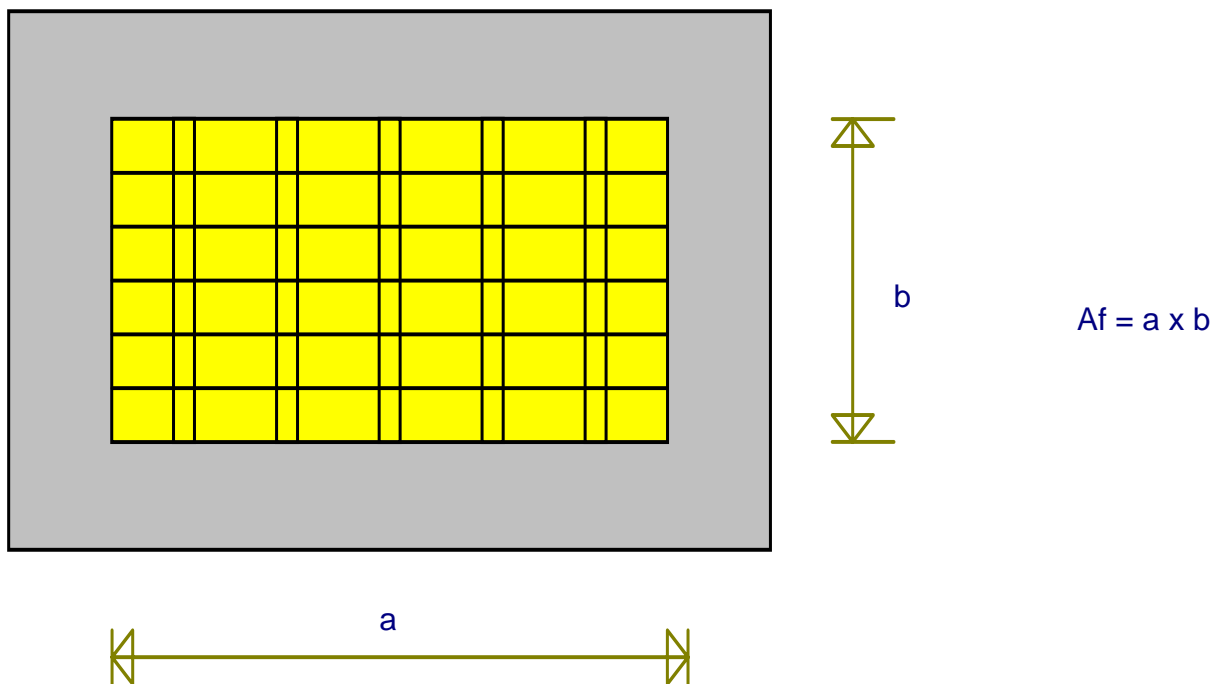


Fig. 7.1

3 - Área livre.

É a área destinada à passagem do ar.

$$A_{\text{livre}} = 0,50 \text{ a } 0,30 A_f$$

4 - Indução.

É o arraste do ar da sala pelo ar lançado através da grelha de insuflação. O ar que vem diretamente da grelha é chamado de ar primário (Q_1).

O ar da sala que é arrastado pelo atrito com o ar primário é chamado de ar secundário (Q_2).

O fluxo total de ar, composto da mistura do ar primário e do ar secundário, é chamado de ar total (Q_3).

A indução pode ser expressa pela equação da quantidade de movimento.

$$M_1 V_1 + M_2 V_2 = (M_1 + M_2) V_3$$

, onde:

M_1 - massa do ar primário,

M_2 - massa do ar secundário,

V_1 - velocidade de ar primário (igual à velocidade de insuflação),

V_2 - velocidade do ar secundário e

V_3 - velocidade do ar total.

Chama-se de relação de arrastamento (R) ou razão de indução a razão do ar total e a vazão do ar primário.

$$R = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1} = \frac{Q_T}{Q_1}$$

5 - Alcance (throw).

Chama-se de alcance da grelha ou difusor, a distância em m percorrida pelo jato de ar desde a face da grelha em que a velocidade é V_1 (velocidade de saída ou velocidade de ar primário) até o ponto em que a velocidade terminal do jato varie de $V_T = 15 \text{ MPM}$ a 23 MPM .

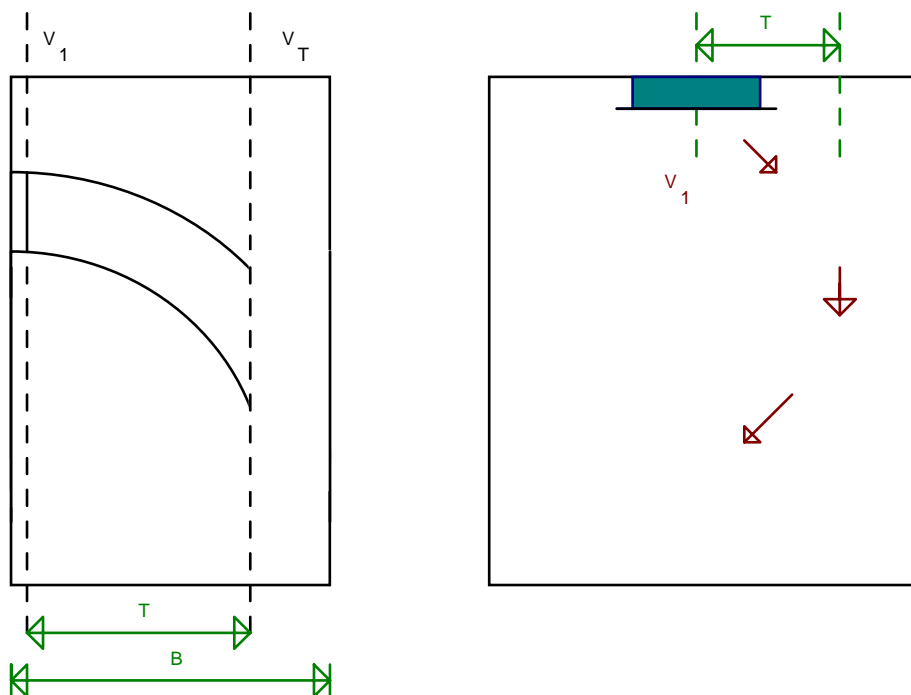


Fig. 7.13

A fim de evitar a deflexão do ar sobre a janela oposta á grelha, com a formação de correntes intensas (Fig. 7.13), deve-se considerar:

$$T = (0,75 \text{ a } 0,95)B.$$

6 - Queda do jato (drop).

Chama-se de queda do jato a distância em *m* da face inferior da grelha até à extremidade inferior de jato no ponto em que a velocidade terminal do jato varie de $V_T = 15$ MPM a 23 MPM (Fig. 7.14).

7 - Velocidade de saída de insuflação do ar primário.

É a velocidade na área de face da grelha.

Apresenta-se, a seguir, uma tabela das velocidades de insuflação recomendadas, considerando o tipo de recinto a ser condicionado e nível de ruído admitido.

Tabela 7.1

Aplicações	Velocidade máxima de insuflamento, m/s
Estúdios	1,5 a 2,5
Residências	2,5 a 3,8
Igrejas	2,5 a 3,8
Dormitórios de hotel	2,5 a 3,8
Teatros	2,5 a 3,8
Cinemas	5,0
Escritórios particulares	2,5 a 3,8
Escritórios públicos	5,0 a 6,3
Lojas (pisos inferiores)	10,0
Lojas (pisos superiores)	7,5

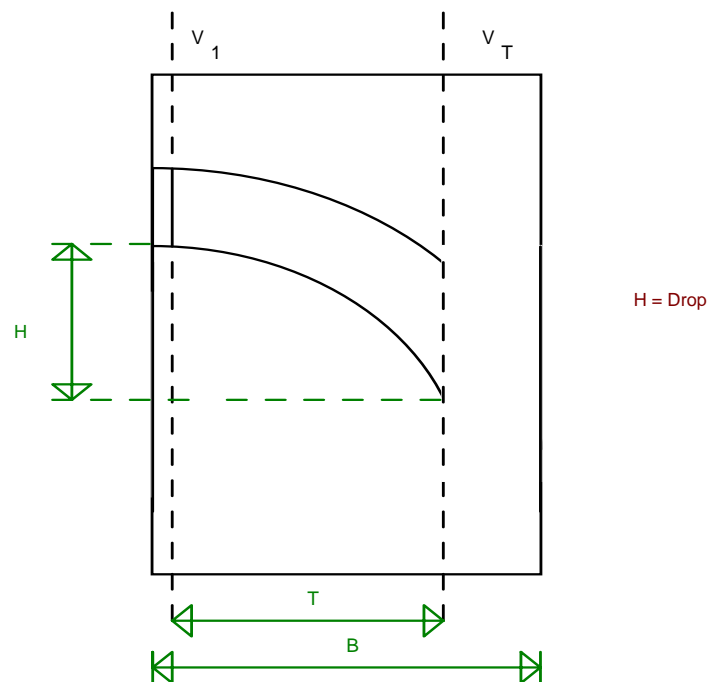


Fig. 7.14

7.8 SELEÇÃO DAS GRELHAS DE INSUFLAÇÃO.

Grelhas de parede ou de piso.

Para seleção das grelhas de insuflação utiliza-se tabelas fornecidas pelos fabricantes de grelhas, seguindo os seguintes pontos:

- a) seleciona-se velocidade da insuflação do ar para o recinto em questão.
- b) fixa-se a vazão da grelha.
- c) fixa-se o alcance da grelha.
- d) determina-se na tabela os valores:

- Deflexão
- Pressão total ou pressão estática
- Área de face ou Dimensões da grelha.

EXEMPLO 7.2:

Conhecendo-se de uma instalação:

Local; residência

Sala de estar.

Dimensões do recinto; 10m x 7m x 3m

Teto; plano.

Carga; uniformemente distribuída.

Vazão de ar; 57 MCM.

Altura máxima da grelha; 0,20 m (8 in).

Determinar:

- a) Número de grelhas.
- b) Dimensões.
- c) Localização das grelhas.

Solução:

- 1) Seleção do tipo de grelha.

Grelha de dupla deflexão

série *NT-60*-Modelo *NT* da Tuttle & Bailey

Chapa de aço.

(Ver dimensões e características nos ANEXOS II).

- 2) Seleção da velocidade de insuflação do ar:

Considerando os valores da tabela apresentada na página 80, tem-se para residências velocidades de

$$V_1 = 2,5 \text{ a } 3,8 \text{ m/s.}$$

Adota-se $V_1 = 3 \text{ m/s}$ ou 180 MPM.

- 3) Vazão por grelha e alcance:

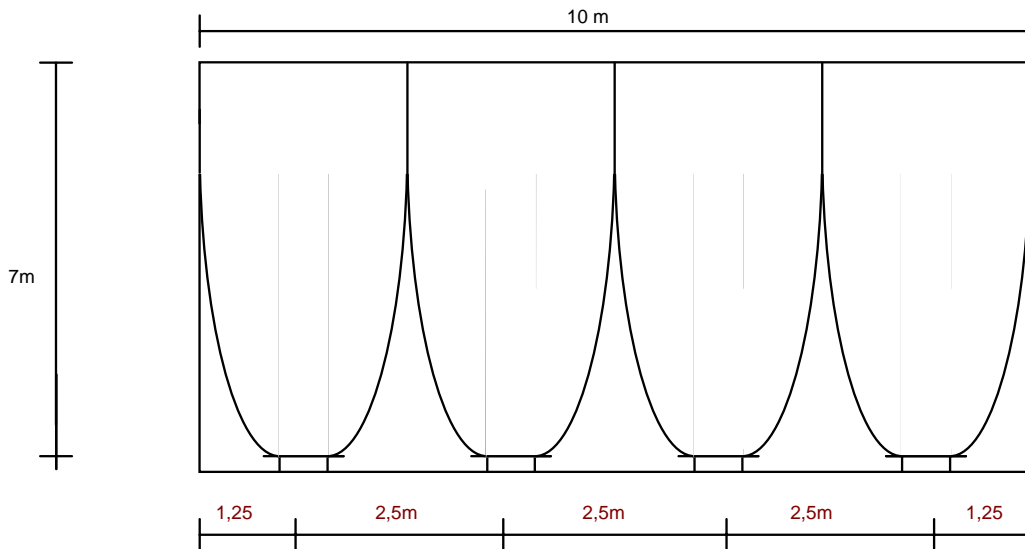


Fig. 7.15

Adota-se uma vazão por grelha de $Q_1 = 14$ MCM. Assim, o número de grelha será, $57 / 14 = 4$ grelhas.

Alcance $T = 7$ m.

4 - Entrando na tabela ENGINEERING PERFORMANCE DATA da Tuttle & Bailey - série NT-60, contida nos ANEXOS II - 3 com:

$V_1 = 180$ MPM ou 600 FPM

$T = 7$ m (22 ft) e $Q_1 = 14$ MCM (500 CFM)

Obtém-se:

Deflexão: $\alpha = 0^\circ$, Pressão total: $P_t = 0,02$ inC.A. (0,508 mmC.A.) e

Dimensão da grelha: 8" x 18".

Grelhas de teto (Difusores).

Para seleção das grelhas de teto utiliza-se ábacos fornecidos pelos fabricantes de difusores, seguindo os pontos abaixo:

1) Seleciona-se o tipo de difusor a ser adotado (difusor simples, difusor circular, difusor quadrado, etc.). Para cada tipo de difusor tem-se um ábaco específico.

2) Seleciona-se a razão entre V_R/V_T , isto é, entre a velocidade no recinto e a velocidade terminal.

3) Fixa-se o alcance do difusor.

4) Fixa-se a vazão do difusor.

5) Determina-se no ábaco os valores:

- velocidade de saída ou insuflação,
- pressão total ou pressão estática e
- diâmetro do difusor.

6) Deve-se comparar o valor da velocidade de insuflação determinada com os valores recomendados na tabela do item 7.7.

EXEMPLO 7.3:

Conhecendo-se os dados de uma instalação:

- Local; escritório privado.

- Dimensões do recinto; 5 m x 5 m x 3 m.
- Teto; provido de forro falso.
- Vazão do ar: 11 MCM.

Determinar:

- número de difusores,
- dimensões e
- localização dos difusores.

Solução:

1) Tipo de difusor:

Difusor simples - modelo S de Tuttle & Bailey - chapa de aço.

(Ver dimensões e características ANEXOS II - 8).

2) Seleção da razão V_R/V_T .

Tendo em vista o tipo da instalação (escritório privado),

$V_R/V_T = 35\text{FPM}/100\text{FPM}$.

3) Alcance (T).

$T = 2,5\text{ m}$

Número de difusores = 1

4) Vazão do difusor.

$Q_1 = 11\text{ MCM}$

5) Entrando no ábaco ANEXOS II-8 com:

$V_R/V_T = 35/100$, $T = 2,5\text{ m}$ (8 ft) e $Q_1 = 11\text{ MCM}$ (400 CFM)

Obtém-se;

$V_1 = 1.100\text{ FPM}$ (335 MPM)

$P_T = 0,09\text{ inC.A.}$ (2,29 mmC.A.) sem registro e $P_e = 0,08\text{ inC.A.}$

(2,03 mmC.A.) de $\phi = 15\text{ in}$ (381 mm).

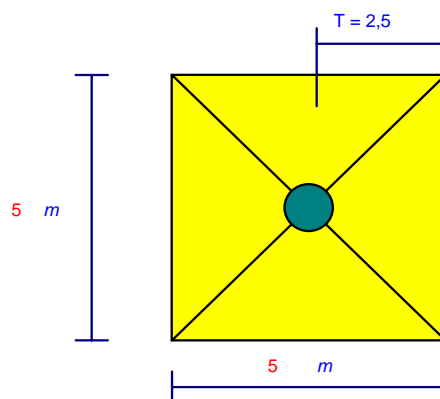


Fig. 7.16

6) Comparação das velocidades de insuflação.

V_1 (tabela 7.1) = 2,5 m/s (150 MPM ou 500 FPM) a 3,8 m/s (228 MPM ou 750 FPM).

V_1 (ábaco) = 1.100 FPM (335 MPM)

Deve-se reselectionar o difusor a partir do item 3, utilizando 2 difusores.

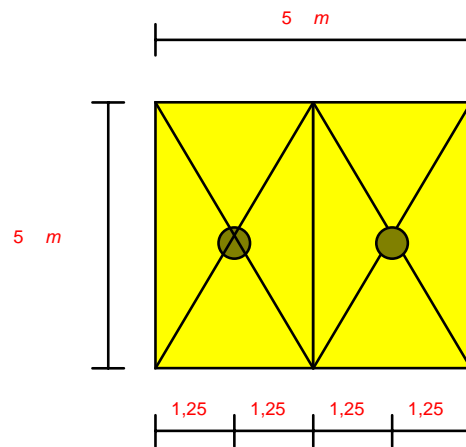


Fig. 7.17

Entrando novamente no ábaco, agora, com $V_R/V_T = 35/100$, $T = 1,25$ m (4 ft) e $Q = 200$ CFM (5,66 MCM)

Obtém-se:

$V_1 = 550$ FPM (168 MPM),

$P_T = 0,03$ inC.A. (0,762 mmC.A.) sem registro,

$P_e = 0,02$ inC.A. (0,508 mmC.A.) sem registro e $\phi = 15$ in.

7.9 SELEÇÃO DAS GRELHAS DE RETORNO.

A seleção das grelhas de retorno também é feita através de tabelas ou ábacos fornecidos pelos fabricantes. Uma tabela para seleção de grelha de retorno é apresentada nos ANEXOS II-10.

Entrando na tabela com a vazão de ar e a pressão estática, obteremos as dimensões da grelha.

8. COMO FAZER UM PROJETO.

8.1 INTRODUÇÃO.

Uma vez esclarecidos os aspectos relativos à importância do projeto e quem está apto a executar tal serviço, o passo seguinte será definir o momento em que o projetista de ar condicionado e ventilação deve entrar em cena e as fases que de maneira objetiva compõem o projeto. Inicialmente, a participação do projetista pode se dar a qualquer momento. Entretanto, no caso de empreendimentos novos, o ideal será sua participação desde a concepção arquitetônica da edificação, atuando como integrante das equipes de projetos de estrutura, hidráulica e elétrica, dentre outras. Através deste procedimento, o projeto global será efetivamente integrado, minimizará eventuais interferências e otimizará seu custo de implantação. Caracterizando-se como um todo coeso e bem estruturado e servindo de base no momento de elaboração do projeto executivo, as fases que compõem o projeto de ar condicionado e ventilação mecânica são as seguintes:

8.2 ESTUDO PRELIMINAR.

Aqui são estabelecidas as normas de procedimento que serão levadas a efeito para definição do sistema a ser projetado, dentre elas a viabilidade técnica e econômica.

8.3 BASES DE CÁLCULO.

São fixados os parâmetros adotados como base para o dimensionamento do sistema, tais como as condições de temperatura, pressão e umidade e as taxas de ocupação, iluminação e ar exterior. Com tais valores definidos, têm-se então os parâmetros de referência para os quais o projeto será calculado. Quando a instalação não se destina a conforto (conservação de equipamentos eletrônicos, culturas de cogumelos e outros vegetais, preparação e embalagem de produtos especiais, dependências hospitalares etc.), deverão ser especificadas as condições internas exigidas de temperatura, umidade e renovação de ar.

TABELA 8.1 - Condições recomendadas para dependências hospitalares

Natureza dos recintos	Sala de operação e anestesia	Sala de diagnóstico e tratamento	Berçários	Quartos e enfermarias
TBS	24	24	27	25
UR (%)	55	55	60	55
Ar exterior /hora	100%	100%	100%	100%
Movimento do ar (MPM)	5,0	5,0	2,5	2,5
Filtração do ar	necessária	necessária	necessária	necessária
Esterilização do ar	necessária	necessária	necessária	dispensável
Nível de ruído (db)	40	40	25	25

TABELA 8.2 - CONDIÇÕES RECOMENDADAS PARA RECINTOS DE COMPUTADORES

Temperatura (°C)	20 a 26
UR (%)	40 a 60
Taxa de ar exterior (m ³ /h pessoa)	35
Movimentação de ar (MPM)	1,5 a 15,0
Filtração	necessária
Nível de ruídos	60

8.4 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA.

Compreende a definição de todas as constituintes do sistema adotado, tomando por base as características das fases anteriores e apresentando como principais componentes os seguintes tópicos:

8.5 SELEÇÃO DOS EQUIPAMENTOS.

a) Cálculo das cargas térmicas dos ambientes, bem como carga térmica global, levando-se em conta os critérios de simultaneidade. Incluem-se também neste tópico a determinação das capacidades dos equipamentos a serem instalados e as respectivas vazões de ar.

b) Definição das casas de máquinas, indicando layouts dos equipamentos e pontos de consumo de energia.

c) Projeto da rede de dutos fornecendo o seu traçado e percurso, indicando as dimensões de troncos e respectivas vazões e evidenciando ainda todos os acessórios necessários à perfeita operação do sistema proposto.

d) Projeto da rede hidráulica (quando for utilizada) elaborado com as características similarmente descritas no tópico anterior.

e) Esquema elétrico geral contendo as informações para a instalação elétrica necessária à operação do sistema.

f) Esquema de controles contendo as informações necessárias ao perfeito comando e operação do sistema a ser projetado.

Baseado nas condições operacionais dos equipamento que constituem o sistema, procede-se à seleção de componentes e equipamentos típicos em cada classe, tais como condicionadores, difusores, grelhas, filtros de ar, dampers, ventiladores, bombas de água, torres de resfriamento etc.

8.6 MEMORIAL DESCRITIVO.

Nesta fase descreve-se objetivamente a solução adotada pelo sistema de condicionamento de ar, relatando a totalidade de seus componentes. Este relato será tomado como base na execução do projeto, uma vez que nele são encontradas informações gerais do sistema e tabelas de resumo de cálculos. Incluem-se ainda neste tópico os parâmetros referentes ao escopo do contrato de aquisição da instalação.

8.7 ESPECIFICAÇÕES.

São fornecidas as especificações de serviços, materiais e equipamentos, destacando suas capacidades e características técnicas de modo a fornecer parâmetros para o instalador na elaboração da proposta e na execução do sistema.

8.8 PARTE GRÁFICA.

Compreende o fornecimento de plantas, cortes e detalhamentos necessários à perfeita compreensão por parte do cliente. Essa parte gráfica é constituída basicamente de desenhos da casa de máquinas, localização de bases de equipamentos e suas características, rede de dutos, rede hidráulica, fluxogramas de controles e esquema geral de distribuição elétrica.

Obs.: Os detalhamentos de execução para adaptação do projeto aos equipamentos efetivamente fornecidos, bem como os desenhos de fabricação de componentes e equipamentos, devem ser fornecidos pela empresa instaladora.

8.9 COMO AVALIAR A QUALIDADE DE UM PROJETO.

Ao se avaliar a qualidade de um projeto de sistema de ar condicionado, deve-se levar em consideração:

- . O projeto executado atende às necessidades solicitadas?
- . Ele foi executado sob responsabilidade de engenheiro com registro no CREA e notória especialização no ramo?
- . O equipamento especificado é de fabricação usual no País, ou com garantia de assistência técnica e fornecimento de peças de reposição?
- . Foram citadas e atendidas as normas técnicas pertinentes ao tipo de instalação projetada?
- . As bases de cálculo estão de acordo com os dados fornecidos para a execução do projeto? (ex.: ocupação, carga de iluminação, calor dissipado pelos equipamentos, condições de ar externo e interno, etc.).
- . Tem o projeto todos os elementos da interface com outras instalações, tais como: pontos de força (capacidade, tensão e frequência), pontos de água (vazões e/ou bitolas de tubulações), pontos de dreno (posição e demais características), peso dos equipamentos?

. O projeto é compatível com a edificação, sendo livre de interferências com a construção propriamente dita e com as demais instalações prediais?

8.10 O PROJETO É NECESSÁRIO MAS NÃO SUFICIENTE.

Concluída a elaboração do projeto, a etapa seguinte é a contratação dos serviços de instalação do sistema, o que normalmente é feito através de uma tomada de preços entre várias empresas instaladoras. A partir daí, torna-se fundamental a assessoria de um especialista, preferencialmente o mesmo profissional que elaborou o projeto, que o conhece e é responsável pelo mesmo.

Essa assessoria, de importância vital para o não comprometimento da qualidade da instalação, deve ser iniciada já na fase de contratação, principalmente na análise técnica das propostas, ocasião em que será verificado se o material ofertada atende às condições especificadas no projeto. É importante observar que cada instaladora pode oferecer materiais e equipamentos de diferentes fornecedores e com capacidades nominais baseadas em condições diferentes das de projeto, fato este que às vezes passa despercebido na proposta e prejudica em definitivo a capacidade da instalação.

Contratada a empresa instaladora a fiscalização deve ser exercida no sentido de garantir, dentro dos melhores padrões de qualidade, a fiel execução da instalação projetada. Por sua vez, a fiscalização, como já mencionamos, exercida pelo próprio projetista, deverá atuar basicamente nas seguintes áreas:

. Análise e aprovação de desenhos de execução.

Muitas vezes os equipamentos fornecidos (desconhecidos na ocasião da elaboração do projeto) necessitam de desenhos para sua adaptação ao sistema projetado. Imprevistos na construção civil exigem também alterações no traçado dos dutos de ar e tubulações.

. Acompanhamento da execução dos serviços.

Através de visitas à obra, o acompanhamento se dá em todas as partes da instalação, tais como montagem das salas de máquinas, tubulações hidráulicas, dutos de ar, isolamentos térmicos, sistemas de controles automáticos e outras.

. Inspeção dos equipamentos na fábrica e sua liberação para envio à obra .

Quando possível, esta inspeção deve ser feita com o equipamento em operação ou, em caso contrário, simplesmente em nível físico, ficando o teste em operação para quando do recebimento final da instalação.

. Análise de soluções alternativas.

Às vezes, condições da obra que não podiam ser previstas ou a própria impossibilidade de se adquirir determinados equipamentos por contingências de mercado implicam na alteração do tipo de equipamento e exigem outras soluções.

. Orientação, análises e aprovação dos testes finais para recebimento.

Quanto aos honorários para prestação dos serviços de fiscalização, devemos levar em consideração que estes também são baseados em critérios devidamente regulamentados.

Se bem exercida e dentro de critérios rigorosos, a fiscalização poderá garantir à instalação uma vida bastante longa. Outro aspecto que se deve considerar é o fato de que se deve considerar uma instalação malfeita, *além de ser motivo de constantes queixas por partes das pessoas que ocupam os recintos beneficiados, requer uma manutenção dispendiosa.*

BIBLIOGRAFIA

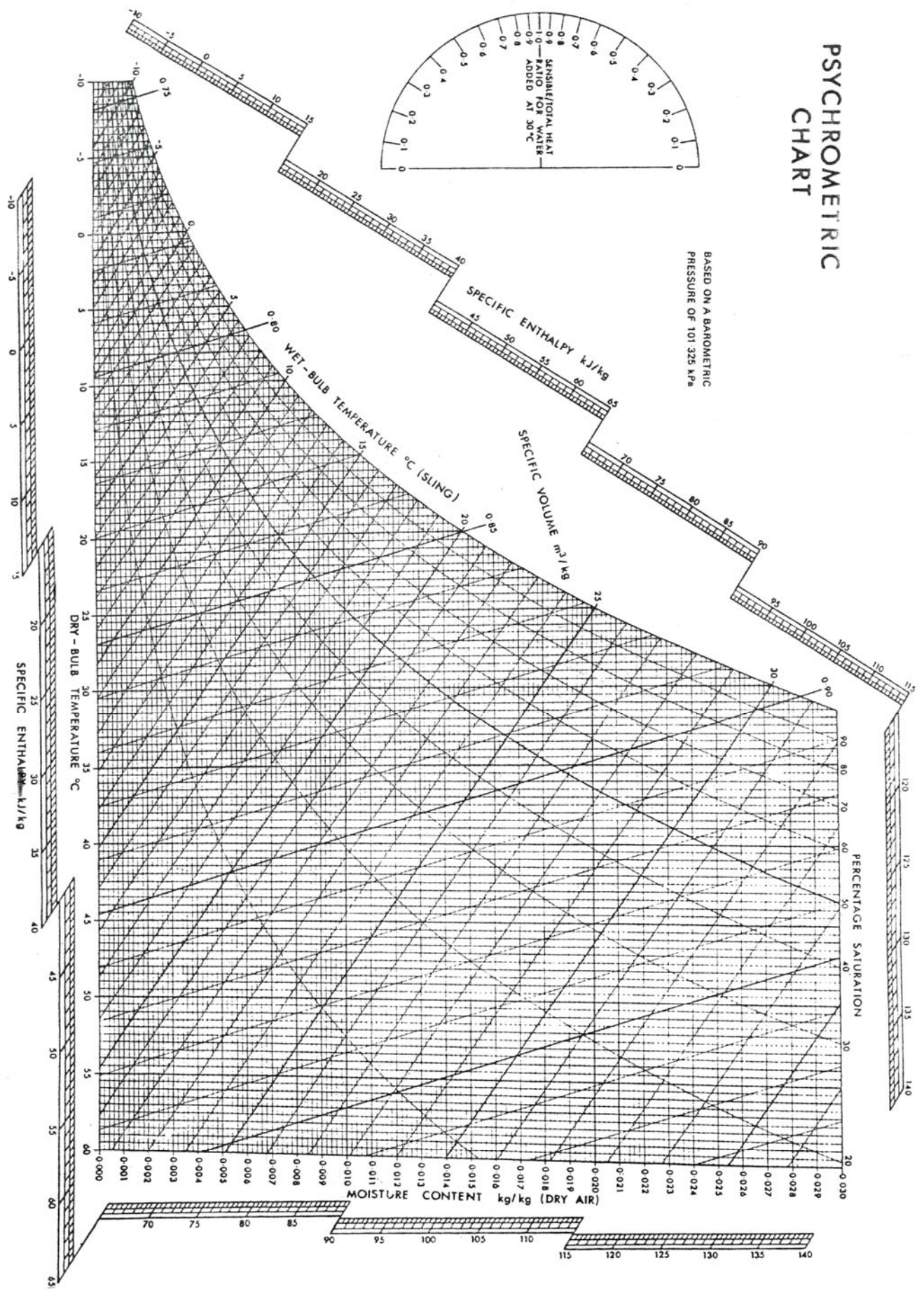
1. ASHRAE GUIDE AND DATA BOOK. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 1985.
2. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. Instalações centrais de ar condicionado para conforto, NB-10, Rio de Janeiro, 1980.
3. CREDER, Hélio. Instalações de ar condicionado. 4ª ed., Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos, 1990.
4. COSTA, Ennio Cruz da. Conforto Térmico. 3ª ed., São Paulo, Edgard Blücher Ltda, 1974.
5. FERNADES, Sérgio Rauss. Engenharia de ar condicionado, Rio de Janeiro, Núcleo de Treinamento Tecnológico, 1992.
6. HANDBOOK of air conditioning. Carrier Air Conditioning Co., New York, McGraw-Hill, 1965.
7. REVISTA da ABRAVA. Ano 9, Nº 91, Jan/Fev 86.
8. REVISTA da ABRAVA . s. l., s. e.
9. SILVA, Remi Benedito. Ar condicionado, São Paulo, EDUSP, 1968.
10. STOECKER, Wilbert F.. Refrigeração e ar condicionado; tradução José M. Saiz Jabardo, São Paulo: McGraw-Hill do Brasil,. 1985.
11. THE TRANE CO. Trane air conditioning manual, 39ª ed., St Paul, Minn., McGill Graphic Arts, 1967.
12. TREVISAN, W. Manual Termo-Técnico, São Paulo, IBEC, 1980.
13. TORREIRA, Raul Peragallo. Refrigeração e ar condicionado, São Paulo, Fulton Editora Técnica, 1979.
14. MENDES, Valdirson P.. Refrigeração, Apostila, São Luís, UEMA, 1995
15. W. P. Jones. Engenharia de ar condicionado, tradução de Alcir de Faro Orlando. Rio de Janeiro: Campus, 1983.

CATÁLOGOS DE FABRICANTES

1. TUTTLE & BAILEY. HITACHI. COLDEX- TRANE. SPRINGER- CARRIER.

PSYCHROMETRIC CHART

BASED ON A BAROMETRIC PRESSURE OF 101.325 kPa



CIBS PSYCHROMETRIC CHART

BASED ON A BAROMETRIC
PRESSURE OF 101.325 kPa



Ar Condicionado

Carta Psicrométrica

Para Cidade de São Luís
Pressão Atmosférica = 100,501 kPa

