

Ventilação Industrial

Ventilação Local Exaustora (VLE)

Documentos Ambientais

GOVERNO DO ESTADO DE SÃO PAULO
SECRETARIA DE ESTADO DO MEIO AMBIENTE
CETESB - COMPANHIA DE TECNOLOGIA DE SANEAMENTO AMBIENTAL



Governo do Estado de São Paulo
Mário Covas • *Governador*

Secretaria de Estado do Meio Ambiente
Ricardo Tripoli • *Secretário*

CETESB - Companhia de Tecnologia de Saneamento Ambiental
Dráusio Barreto • *Diretor Presidente*

VENTILAÇÃO INDUSTRIAL

VENTILAÇÃO LOCAL EXAUSTORA (VLE)

AUTORES:

João V. de Assunção

Paulo Tetuia Hasegawa

Roberto Kenji Suhara

**CETESB - Companhia Ambiental
do Estado de São Paulo**
Biblioteca Profº Drº Lucas Nogueira Garcez
Av. Profº Frederico Hermann Jr., 345 Pinheiro.
05459-900 - São Paulo - Brasil
e-mail: biblioteca@cetesbnet.sp.gov.br

OUTUBRO DE 1999

VENTILAÇÃO INDUSTRIAL

VENTILAÇÃO LOCAL EXAUSTORA (VLE)

1. INTRODUÇÃO

A ventilação é uma técnica disponível e bastante efetiva para controle da poluição do ar de ambientes de trabalho e mesmo de ambientes residenciais e de lazer. A sua adequada utilização promove a diluição ou retirada de substâncias nocivas ou incômodas presentes no ambiente de trabalho, de forma a não ultrapassar os limites estabelecidos na legislação (Limites de Tolerância) ou os níveis aceitáveis ou recomendados. A ventilação também pode ser utilizada para controlar a concentração de substâncias explosivas e/ou inflamáveis agindo dessa forma no aspecto de segurança tanto do trabalhador como dos bens materiais da empresa. A ventilação também é útil na conservação de materiais e equipamentos. Finalmente, seu uso pode promover ou auxiliar no conforto térmico dos ambientes de trabalho e ambientes em geral.

Na prática se tem verificado que muitos dos sistemas de ventilação instalados não vem funcionando a contento, seja por falha de projeto, seja por construção ou funcionamento fora das condições de projeto ou mesmo por falta de manutenção adequada.

1.1. Definição e Classificação

Ventilação pode ser definida como a movimentação intencional do ar, de forma planejada, com o intuito de atingir um determinado objetivo. Essa movimentação pode ser feita por meios naturais ou mecânicos. Deve-se ter em mente que o ar sempre se movimenta da zona de maior pressão para zona de menor pressão. Portanto, o projeto correto de diferenciais de pressão no sistema é de fundamental importância para o seu bom funcionamento.

Os sistemas de ventilação podem ser classificados em VENTILAÇÃO GERAL, natural ou mecânica, que é aquela que ventila o ambiente como um todo, também conhecida como Ventilação Geral Diluidora (VGD), e VENTILAÇÃO LOCAL EXAUSTORA que retira as substâncias emitidas diretamente do local de geração, conduzindo-os para o ar externo. Os dois tipos estão mostrados na Figura 1.1.

1.2. Tipos de Poluentes do Ar

As substâncias emitidas nos ambientes de trabalho podem estar na forma de partículas sólidas ou líquidas (aerossóis) ou na forma gasosa (gases e vapores) ou na forma mista.

A forma como a substância é emitida é importante do ponto de vista de ventilação e também do ponto de vista toxicológico. Assim, partículas grosseiras (maiores que 40 micrômetros) se depositam logo após a emissão e não representam em geral um problema de saúde ocupacional. A inércia das partículas maiores também é um fator importante do ponto de vista aerodinâmico e deve ser levado em consideração quanto do projeto do sistema de captação e transporte.

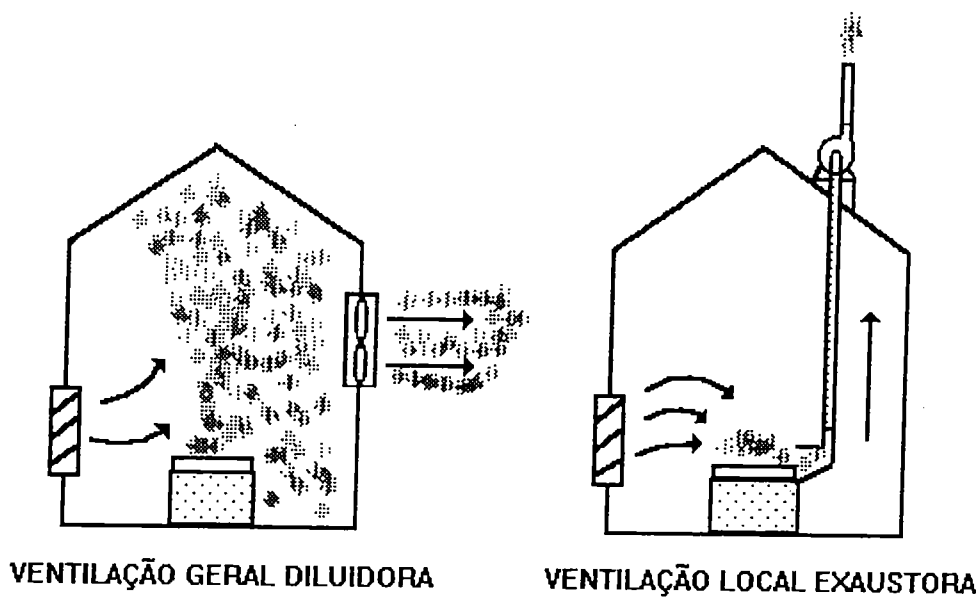


FIGURA 1.1 - Diferença entre Ventilação Geral Diluidora e Ventilação Local Exaustora

Dentre as partículas pequenas destacam-se aquelas de diâmetros menores que aproximadamente 10 micrômetros que são consideradas respiráveis. Quanto menor o diâmetro da partícula, maior a probabilidade de penetração mais profunda no aparelho respiratório, aumentando o risco de causar danos à saúde. Esses danos dependem evidentemente da toxicidade, quantidade de partículas presentes no fluxo e do tempo de exposição.

Os aerossóis são sistemas dispersos cujo meio de dispersão é gasoso e cuja fase dispersa consiste de partículas sólidas ou líquidas. A classificação usual aceita é aquela que diferencia entre aerossóis formados por dispersão e condensação adotando-se a seguinte terminologia para os diversos aerossóis:

Poeiras: Aerossóis formados por dispersão e constituídos por partículas sólidas, geralmente com diâmetro maiores que 1 micrômetro. Exemplos: poeira de sílica, poeira de asbesto, poeira de algodão.

Fumos: Aerossóis formados pela condensação, sublimação ou reação química e constituídos por partículas sólidas geralmente com diâmetros menores que 1 micrômetro. Exemplos: fumos metálicos em geral (chumbo, alumínio, zinco, etc) e fumos de cloreto de amônio.

Fumaça: Aerossóis resultantes da combustão incompleta de materiais orgânicos (combustíveis em geral). São constituídas por partículas com diâmetros geralmente inferiores a 1 micrômetro.

Névoas: Aerossóis constituídos por partículas líquidas, independentemente da origem e do tamanho das partículas. Exemplo: névoas de ácido sulfúrico e névoa de tinta.

As substâncias gasosas podem ser subdivididas em gases verdadeiros e vapores. Os gases verdadeiros são fluidos sem forma e que somente podem ser liquefeitos ou solidificados pelo efeito continuado de aumento de pressão e/ou da diminuição da temperatura. Em outras palavras, os gases verdadeiros não estão presentes na forma líquida ou sólida nas condições usuais do ambiente em termos de temperatura e pressão. O seu tamanho logicamente é o molecular. O monóxido de carbono, o cloro, a ozona são exemplos de gases verdadeiros. Os vapores são sólidos ou líquidos nas condições usuais do ambiente e que podem ser condensados por diminuição de temperatura e/ou aumento de pressão. Vapores de mercúrio, benzeno, álcool etílico, água, gasolina são alguns exemplos.

Existem também no ar partículas de organismos vivos de interesse para a ventilação tais como os pólenes, vírus, fungos, etc.

2. PADRÕES PARA PROJETO

2.1. Padrões Ocupacionais

As concentrações máximas permitidas nos ambientes de trabalho são denominadas Limites de Tolerância (LT), também chamados de TLV (Threshold Limit Value), e correspondem aos Limites de Tolerância dos EUA.

O limite de tolerância refere-se à concentração de substância no ar e representa a condição na qual não deverão ocorrer danos à saúde da maioria dos trabalhadores, para a jornada de trabalho especificada e durante toda a vida de trabalho.

Os limites de tolerância são baseados em estudos epidemiológicos, estudos experimentais em animais e em fatores sociais e econômicos.

No Brasil os limites de Tolerância para agentes químicos foram estabelecidos pela portaria 3214/78 do Ministério do Trabalho na sua Norma Regulamentária nº 15 (NR 15) anexos 11 e 12 e se basearam nos valores publicados anualmente, desde 1947, pela American Conference of Governmental Industrial Hygienists - ACGIH, conhecidos como TLV, aplicando-se um fator de correção 0,78 e representam o estágio de conhecimento científico à época da sua proposição.

Como o conhecimento científico é constantemente atualizado, a legislação também deve ser dinâmica de forma a realmente proteger a saúde do trabalhador.

Desta forma, recomenda-se, no caso de projetos de ventilação, basear-se nos TLV's atualizados publicados pela ACGIH, que são limites aceitos universalmente, ressaltando-se os casos em que a legislação brasileira seja mais restritiva ou que existam informações mais confiáveis.

Na utilização dos Limites de Tolerância deve ser levado em consideração que os mesmos foram fixados para jornada de 48 horas semanais no Brasil e 40 horas nos EUA. Devem também ser observadas as três categorias citadas a seguir:

a) Limites de Tolerância - Média Ponderada:

São válidos para substâncias que não tem valor teto fixado e representam a média ponderada das concentrações observadas durante a jornada de trabalho ou seja, pode-se ter valores acima do limite fixado desde que a média seja igual ou inferior ao limite de tolerância.

b) Limites de Tolerância - Curta exposição

As oscilações para cima devem respeitar um valor máximo que não pode ser ultrapassado e que é obtido através da aplicação de um fator de desvio sobre o limite de tolerância para toda a jornada de trabalho conforme fórmula a seguir:

$$LT (\text{curta Exposição}) = LT (\text{média ponderada}) \times FD,$$

onde FD é o fator de desvio que depende da grandeza do Limite de Tolerância - Média Ponderada de acordo com a tabela a seguir:

LT - Média Ponderada (ppm ou mg / m ³)	Fator de Desvio
$0 < LT \leq 1$	FD = 3,00
$1 < LT \leq 10$	FD = 2,00
$10 < LT \leq 100$	FD = 1,50
$100 < LT \leq 1000$	FD = 1,25
$LT > 1000$	FD = 1,10

Os valores para curta exposição, válidos para tempo de exposição máxima de 15 minutos, não devem se repetir mais que 4 vezes ao dia, devendo ainda haver intervalo de no mínimo 1 hora entre duas ocorrências desse tipo.

c) Limite de Tolerância - Valor Teto

Representa o limite de concentração que não deve ser excedido em momento algum da jornada de trabalho. Para as substâncias assinaladas com valor teto não são aplicados os fatores de desvio sendo o valor máximo sempre igual ao limite de Tolerância- Média Ponderada fixado.

2.2. Padrões Ambientais

Em relação à poluição do ar externo, dois tipos de Padrões são usuais na legislação ambiental, quais sejam:

- Padrões de Qualidade do Ar;
- Padrões de Emissão.
- Padrões de Condicionamento e Projeto

Os Padrões de Qualidade do Ar foram estabelecidos a nível federal através da resolução CONAMA 03 de 28 de junho de 1990, prevendo-se limites máximos no ar externo para cinco poluentes (monóxido de carbono, dióxido de enxofre, material particulado, ozônio). Esses padrões são de pouco uso para projetos de ventilação.

Os Padrões de Emissão representam as quantidades máximas que podem ser lançadas na atmosfera por uma determinada fonte de poluição. Esses Padrões são em geral estabelecidos pela legislação Estadual e podem variar de região para região, dentro do mesmo Estado. Em geral, são estabelecidos valores diferentes para fontes existentes e para novas fontes. Esses dados podem ser obtidos junto ao órgão de controle de poluição da região.

Os padrões de condicionamento e projeto fixam condições a serem obedecidas pela fonte de poluição na sua localização, funcionamento e valores de parâmetros ou condições de projeto e de lançamentos na atmosfera (tipo de combustível, altura de chaminé, etc.).

3. CONCEITOS BÁSICOS DE ENGENHARIA APLICAVEIS À VENTILAÇÃO

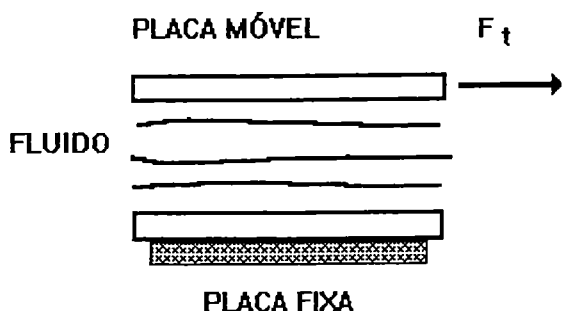
3.1. Definição de Fluido

Fluido é um corpo não rígido, que não resiste a tensões de cisalhamento, por pequenas que sejam. Um fluido sob a ação de uma força tangencial qualquer, deforma-se continuamente. Os fluidos são compostos de moléculas em constante movimento e colisão.

3.2. Viscosidade

Sobre os corpos fluidos ocorrem apenas os esforços de compressão e cisalhamento. Os pontos de um fluido em contato com uma superfície sólida possuem a mesma velocidade dos pontos desta com os quais estejam em contato (Princípio da Aderência).

Seja uma F aplicada sobre uma superfície de área A , de um fluido. Esta força pode ser decomposta em uma força normal de compressão (F_N) e outra tangencial (F_t). Esta força tangencial ocasiona então a tensão de cisalhamento (τ).

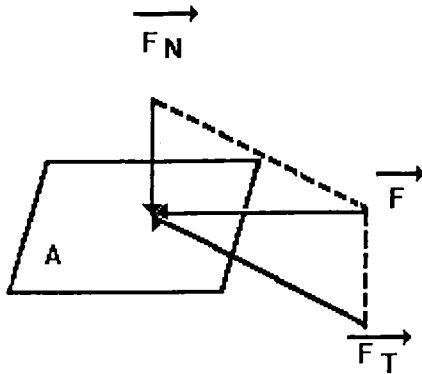


A Tensão de cisalhamento (τ) será

$$\tau = \frac{F_t}{A}$$

onde: A = área de aplicação da força
 Ft = força tangencial

A figura a seguir mostra, esquematicamente, o que ocorre quando um corpo fluido é submetido a uma força tangencial.



Se na camada de fluido A, de espessura elementar de, aplicarmos uma força tangencial Ft, a camada A irá adquirir uma velocidade Va. Este movimento será transferido às camadas inferiores na direção do eixo y. Isto indica que há esforços agindo nas superfícies de contato de camadas inferiores, sendo estes esforços de cisalhamento (τ). Para fluidos newtonianos (ar, água, certos óleo) temos:

$$\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dy}$$

Onde μ é uma constante de proporcionalidade denominada viscosidade absoluta ou dinâmica.

O esforço de cisalhamento entre camadas e por consequência a viscosidade são decorrentes de dois fenômenos:

- forças de coesão inter moleculares
- transferência de momento

Variação da viscosidade com a temperatura:

A viscosidade absoluta é inversamente proporcional à temperatura, ou seja, quanto maior a temperatura menor a viscosidade. Um exemplo para fácil observação desse fenômeno é a comparação do óleo de motor quente e frio.

No caso de gases ocorre o inverso, ou seja, quanto maior a temperatura maior a viscosidade. Esse fenômeno é explicado pela prevalência da transferência de momento que aumenta com o aumento da temperatura, em relação à força de coesão inter molecular. No caso do ar a variação da viscosidade com a temperatura é dada por:

$$\mu = \mu_o \cdot \left(\frac{T}{T_o} \right)^{0,768}$$

Pela análise dimensional tem-se:

$$\mu = \frac{\tau}{dv/dy} = \frac{F/L^2}{L/T/L} = FL^{-2} T$$

Unidades:

No sistema MKS*: Kgf.s/m² = Kg/m.s

No sistema CGS : dina.s/cm² = poise

No sistema MKS GIORGI: N.s/m²

No sistema inglês: lbf.s/pé² = lb/pé.s

3.3. Algumas Definições Importantes

a.) Peso Específico (γ)

Peso específico é o peso do fluido na unidade de volume.

$$\gamma = \frac{P}{V} = \frac{mg}{V} = \rho \cdot g, \text{ onde } \rho = \frac{m}{V}$$

P = peso

V = volume

Massa Específica ou Densidade (ρ)

É a massa de fluido por unidade de volume.

$$\rho = \frac{m}{V}$$

b.) Peso Específico Relativo (γ_r)

- para líquido:

$$\gamma_r = \frac{\gamma_{\text{subst}}}{\gamma_{\text{água}}}$$

- para gases:

$$\gamma_r = \frac{\gamma_{\text{subst}}}{\gamma_{\text{ar padrão}}}$$

$$\gamma_{\text{ar padrão}} = 1,2 \text{ kgf / m}^3 \text{ (a } 21^{\circ} \text{ C e } 1 \text{ atm)}$$

c.) Densidade Relativa ou Gravidade Específica (ρ_r ou GE).

- para líquidos ou sólidos:

$$\rho_r = \frac{\rho_{\text{subst}}}{\rho_{\text{água}}(4^{\circ} \text{ C e } 1 \text{ ATM)}}$$

$$\rho_{\text{água}} = 1.000 \text{ kgf / m}^3$$

- para gases :

$$\rho_r = \frac{\rho_{\text{subst}}}{\rho_{\text{ar padrão}}(a 21^{\circ} \text{ C e } 1 \text{ ATM)}}$$

$$\rho_{\text{ar padrão}} = 1,2 \text{ kg / m}^3$$

d.) Viscosidade cinemática (ν)

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

μ - coeficiente de viscosidade absoluta ou dinâmica do fluido

ρ - densidade do fluido

Unidades:

Sistema MKS* - m^2/s

Sistema MKS Giorgi - m^2/s

Sistema CGS - $\text{cm}^2/\text{s} = \text{Stoke}$

Sistema inglês - $\text{pé}^2 / \text{s}$

e.) Compressibilidade

Fluido incompressível é aquele cujo volume não varia com a variação de pressão. Em ventilação o ar em geral é considerado incompressível em pequenas diferenças de pressão que ocorrem.

3.4. Equação de Estado dos Gases

Para um gás perfeito temos:

$$PV = nRT \text{ (Equação de CLAPEYRON)}$$

onde: P = pressão; V= Volume do fluido; $n=n^{\circ}$ de moles do gás;
R = Constante dos gases e T = Temperatura Absoluta

$$\text{como } n = \frac{m}{M}$$

m = massa

M = peso molecular

Tem - se:

$$PV = \frac{m}{M} RT \rightarrow P = \frac{m}{M} \times \frac{RT}{V}$$

$$\text{como } \rho = \frac{m}{V}$$

$$P = \frac{\rho RT}{M} \Rightarrow \rho = \frac{PM}{RT}$$

OBS : Em baixas pressões o ar e outros gases podem ser considerados perfeitos

- Em uma transformação isotérmica tem-se $T_2 = T_1 = T$

Logo :

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{P_2}{P_1} \text{ ou } \rho_2 = \rho_1 \frac{P_2}{P_1}$$

- Em uma transformação isobárica tem-se $P_2 = P_1 = P$ e portanto:

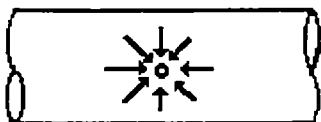
Logo :

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{T_1}{T_2} \text{ ou } \rho_2 = \rho_1 \frac{T_1}{T_2}$$

3.5. Pressão

a) Pressão Estática (Pe)

É a pressão exercida por um fluido em repouso em um corpo imerso no mesmo.

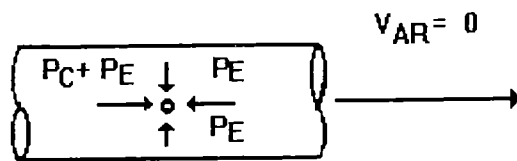


A pressão estática em um ponto de um fluido é a mesma em todas as direções, mesmo se o fluido estiver em movimento.

OBS.: A pressão estática efetiva pode ser positiva ou negativa, em relação a pressão atmosférica local, se for respectivamente maior ou menor que a pressão do local.

b) Pressão Cinética ou de Velocidade (P_c)

É a pressão devido a energia cinética do fluido. A pressão cinética não age na direção perpendicular à direção de escoamento do fluido. A pressão cinética é sempre positiva ou nula.



c) Pressão Total (P_t)

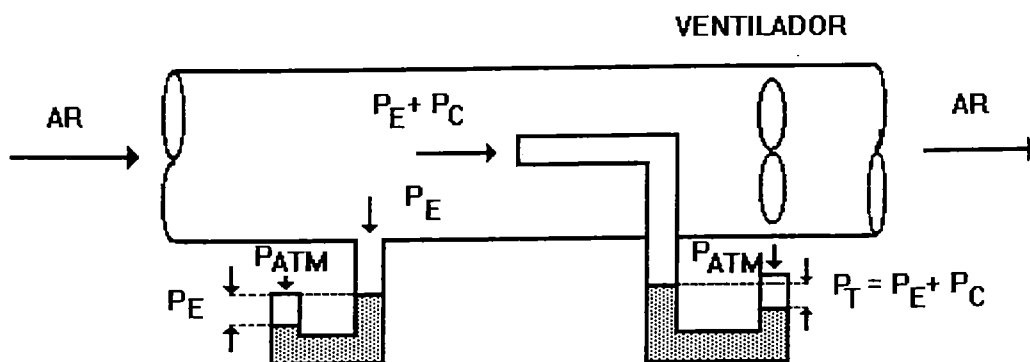
A pressão total é a soma algébrica da pressão estática e pressão cinética, ou seja:

$$P_T = P_E + P_C$$

OBS.: A pressão total pode ser positiva, negativa ou nula em relação à pressão atmosférica local.

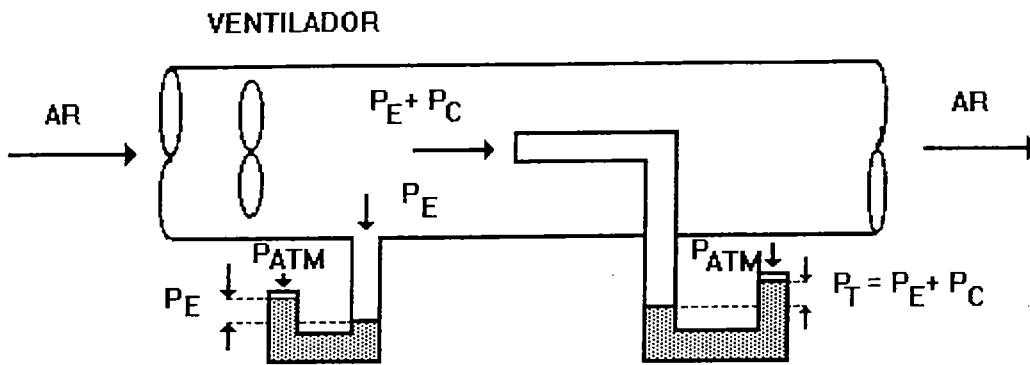
3.6. Medição de Pressões

- Condição antes do ventilador



Nota: Antes do ventilador a P_e é negativa, a P_c positiva e a P_t negativa.

- Condições depois do ventilador



Nota: Após o ventilador todas as pressões são positivas.

3.7. Regimes de Movimento de Fluidos

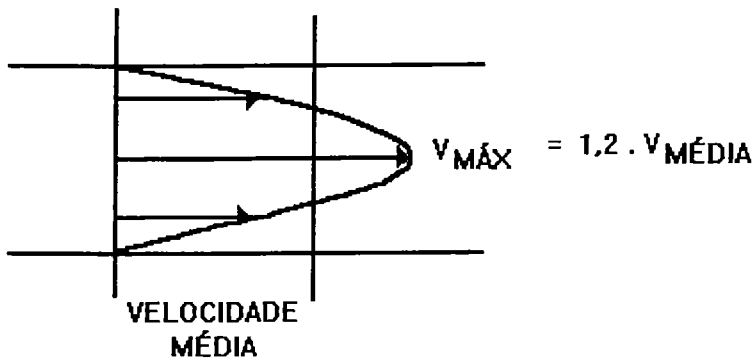
Um fluido em movimento pode estar em regime laminar, turbulento ou de transição, divisão essa que pode ser relacionada com o número de Reynolds (R_e).

Regime:	nº de Reynolds:
Laminar	- $Re < 2.000$
Transição	- $2.000 \leq Re \leq 2.500$
Turbulento	- $Re > 2.500$

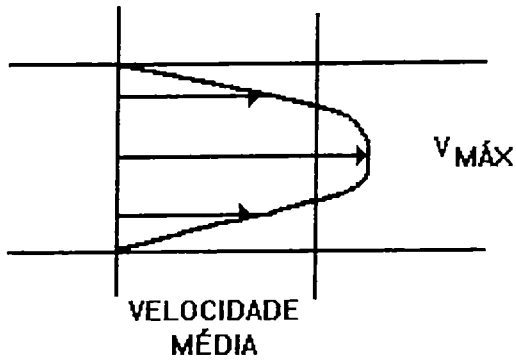
$$R_e = \frac{\text{FORÇAS INERCIAIS}}{\text{FORÇAS VISCOSAS}} = \frac{\rho V D}{\mu}$$

Nota: Em ventilação usualmente o regime é turbulento

- Perfil de Velocidade no regime laminar
(perfil parabólico)



- Perfil de velocidade no regime turbulento
(parábola achatada)



$$\frac{V_{MÉDIA}}{V_{MÁXIMA}} = f(R/D ; Re)$$

ONDE : R = RUGOSIDADE

D= DIÂMETRO DA TUBULAÇÃO

3.8. Equação da Hidrostática

Essa equação demonstra que a variação da pressão estática entre dois pontos quaisquer de um corpo fluido é função da diferença de cotas entre esses pontos.

Sendo P_1 = Pressão do líquido na altura h_1 e P_2 = Pressão do líquido na altura h_2 tem-se, pelo teorema de Stevin:

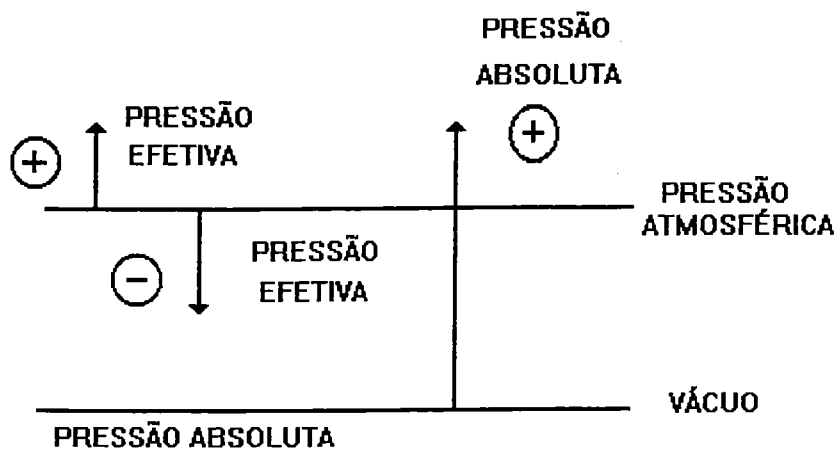
$$P_1 = h_1 \cdot \gamma \text{ e } P_2 = h_2 \cdot \gamma$$

portanto :

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{h_1}{h_2}$$

OBS.: Considerando γ constante com a variação da pressão

3.9. Referencial de Pressão



3.10. Relação entre Pressão de Velocidade e Velocidade

Usando a equação de Torricelli, $v = \sqrt{2gh}$

onde v é a velocidade do fluido, g é a constante gravitacional e h é a pressão de velocidade, em altura de coluna de fluido, nas condições em que o mesmo se encontra.

Em ventilação usamos P_c em altura de coluna de líquido. Convertendo a equação para $v = m/s$ e $P_c = mm\ CA$ tem-se:

$$v = 4,43 \sqrt{\frac{P_c}{\rho}}$$

e para ar padrão ($\rho = 1,2\ kg/m^3$), tem-se:

$$v = 4,043 \sqrt{P_c}$$

onde $v = m/s$; $P_c = mmCA$

Para P_c em polCA (polegadas de coluna de água) e v em fpm (pés por minuto), tem-se:

$$v = 1096,5 \sqrt{\frac{P_c}{\rho}}$$

Para o ar padrão, ou seja ar a 21 C e 1 atm ($\rho = 0,075\ lb/pés^3$)

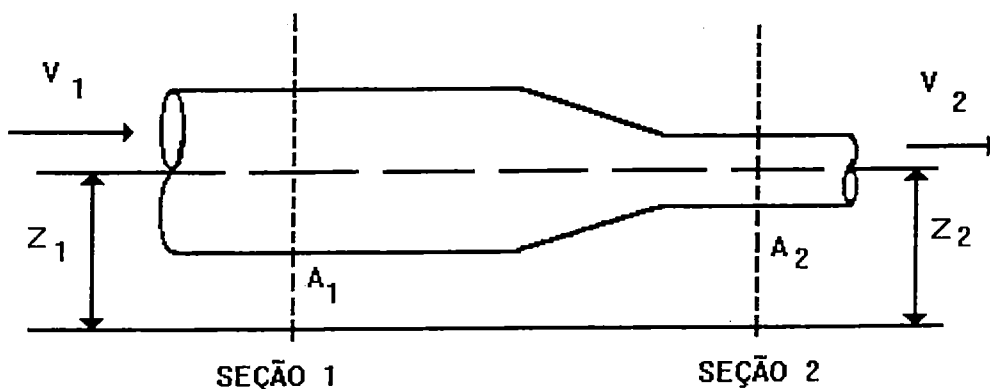
$$v = 4005 \sqrt{P_c}$$

ONDE: $v = FPM$; $P_c = "$ CA; AR PADRÃO

CETESB - Companhia Ambiental
do Estado de São Paulo
BIBLIOTECA

3.11. Equação da Continuidade (Princípio da Conservação da Massa)

Sejam duas secções de um duto



Se um fluido estiver escoando em regime permanente (não há entrada ou saída de fluido entre as secções) a massa na unidade de tempo é constante ou seja, a derivada da massa na unidade de tempo é zero. Assim,

$$\frac{dm^0}{dt} = 0 \Rightarrow m^0 = \text{constante}$$

senda $m^0 = \rho \cdot v \cdot A$, tem -se:

$$\rho_1 \cdot A_1 \cdot v_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot v_2$$

Admitindo fluido incompressível e não havendo variação de temperatura entre as duas seções, a densidade permanecerá constante resultando em:

$$A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2$$

3.12. Equação de BERNOULLI (Princípio de Conservação de Energia)

Considerando duas seções (seção 1 e 2) de uma tubulação, sendo uma seção em cota mais elevada que a outra, tem-se:

- Para fluido ideal sem fornecimento de energia

$$P_{C1} + P_{E1} + EP_1 = P_{C2} + P_{E2} + EP_2$$

onde P_c = pressão cinética; P_e = pressão estática e EP = energia potencial

ou seja, em altura de coluna de fluido:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + Z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + Z_2$$

Sendo Z a cota do local e V a velocidade média

- Para fluido real com fornecimento de energia W tem-se:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + W = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \Delta P \text{ (PERDAS)}$$

OBS.: em ventilação pode-se, em muitos casos, desprezar a pressão devido à diferença de cota (z), face ao baixo peso específico do ar e às pequenas diferenças de cota que usualmente ocorrem.

CAPÍTULO 4 - VENTILAÇÃO LOCAL EXAUSTORA

4.1. Componentes

A ventilação local exaustora capta os poluentes diretamente na fonte evitando desta forma a dispersão dos mesmos no ambiente de trabalho. Pode-se deduzir portanto que esse tipo de ventilação é mais adequada à proteção da saúde do trabalhador. Um sistema de ventilação local exaustora é composto das seguintes partes, conforme mostrado na Figura 4.1.:

CAPTORES - os captosres são os pontos de entrada dos poluentes mais gás carreador no sistema. O gás carreador é em geral o ar ou um fluido com propriedades próximas da do ar.

DUTOS - tem a função de transportar o fluido carreador dos poluentes. Podem ser divididos em tramos ou ramais, duto principal e chaminé.

EQUIPAMENTO DE CONTROLE DE POLUIÇÃO DO AR (ECP) - o equipamento de controle da poluição do ar é destinado à limpeza do ar exaurido antes do seu lançamento na atmosfera, incluindo tudo o que é necessário para o seu funcionamento, como por exemplo, trocadores de calor e pré-coletores. O tipo e eficiência destes equipamentos dependerão de um conjunto de fatores, tais como: tipo de poluentes (gases, vapores ou partículas), toxicidade dos poluentes, tamanho das partículas, normas locais de controle de poluição e localização da indústria.

CONJUNTO VENTILADOR-MOTOR - o conjunto motor-ventilador fornece a energia necessária para movimentar o fluido e vencer todas as perdas de cargas do sistema.

CHAMINÉ - a chaminé é parte integrante do sistema de transporte do gás carreador dos poluentes e é a parte final do sistema cuja finalidade é o lançamento dos gás carreador mais a emissão residual na atmosfera.

O projeto, instalação e o funcionamento adequado de cada uma das partes é importante para a eficiência e eficácia do sistema como um todo, influenciando portanto na performance final do mesmo.

4.2. Captação dos Poluentes

A captação é um ponto fundamental do sistema. Este não atingirá seus objetivos se não houver uma captação adequada dos poluentes. No projeto deste componente estão envolvidos os seguintes fatores: escolha do tipo e geometria dos captosres; posicionamento do captor em relação à fonte; velocidade de captura requerida para captar o poluente no ponto mais desfavorável; determinação da vazão de captação; requisitos de energia do captor.

4.2.1. Tipos de Captosres

Os captosres são usualmente classificados quanto à sua forma e posição relativa à fonte, conforme relacionado a seguir:

CAPTORES ENCLAUSURANTES - são os captosres que envolvem a fonte de poluição, ou seja, a emissão dos poluentes acontece dentro do captor. Neste tipo de captor existem aberturas pequenas (frestas) para entrada do ar de exaustão.

CAPTORES TIPO CABINE - são captosres similares aos enclausurantes mas que se diferenciam pela maior área aberta para entrada do ar de exaustão. Exemplo típico são as cabines com exaustão utilizadas em operações de pintura a revólver.

CAPTORES EXTERNOS - são os captosres posicionados externamente à fonte. Esses captosres devem induzir, na zona de emissão dos poluentes, correntes de ar em velocidade suficiente para a captação e condução dos poluentes para dentro do captor. Podem ser do tipo lateral, superior ou inferior. O captor tipo coifa (Figura 4.2) é um exemplo típico de captor externo superior.

CAPTORES RECEPTORES - são os captosres colocados estrategicamente no sentido de movimentação dos poluentes, de forma a receber naturalmente o fluxo de poluentes induzido pela própria operação poluidora, como por exemplo os gases quentes de fornos.

Os diversos tipos de captosres são apresentados na Figura 4.3. A seleção do tipo de captor ideal para uma determinada fonte poluidora dependerá do tipo de fonte, toxicidade do poluente emitido, restrições de espaço, condições operacionais, etc. Deve-se ter como regra geral que o melhor captor é aquele que capta com a eficiência desejada, não ocasiona problemas para a operação da fonte e para a movimentação de pessoas, materiais e equipamentos na área, que apresenta a menor perda de carga e que necessita a menor vazão de captação, sendo os dois últimos fatores importantes sob o ponto de vista de custo do sistema e custo operacional.

4.2.2. Alguns aspectos importantes no Projeto e Localização do Captor

O captor deve ser colocado o mais próximo possível da fonte poluidora. Isso promove melhor captação a uma vazão menor (menor custo operacional). Na Figura 4.4 está mostrada a diferença de vazão para o caso de captosres localizados à distância x e $2x$ em relação à fonte. A vazão em geral varia com o quadrado da distância e portanto, no caso da distância $2x$ a vazão requerida seria o quádruplo em relação à distância x . Ressalte-se ainda que, quanto maior for a distância do captor à fonte, maior será a possibilidade de ação de correntes transversais de ar (vento) existentes no ambiente que agirão no sentido de prejudicar o encaminhamento dos poluentes para o captor, necessitando portanto de velocidade de captura mais alta, aumentando em consequência a vazão necessária.

A direção do fluxo dos poluentes captados pelo sistema de exaustão em relação ao operador da fonte é importante do ponto de vista de proteção à exposição a altas concentrações.

A Figura 4.5 mostra a diferença da direção do fluxo de ar no caso de captosres laterais e captosres tipo coifa. O fluxo de ar induzido, ainda sem os poluentes, no caso do captor lateral, passa primeiro pela zona respiratória do operador, arrasta os poluentes e então se dirige para o captor. No caso de coifas, o operador pode ficar sujeito a altas concentrações de poluentes ao se curvar para retirada ou colocação de peças em um tanque, por exemplo.

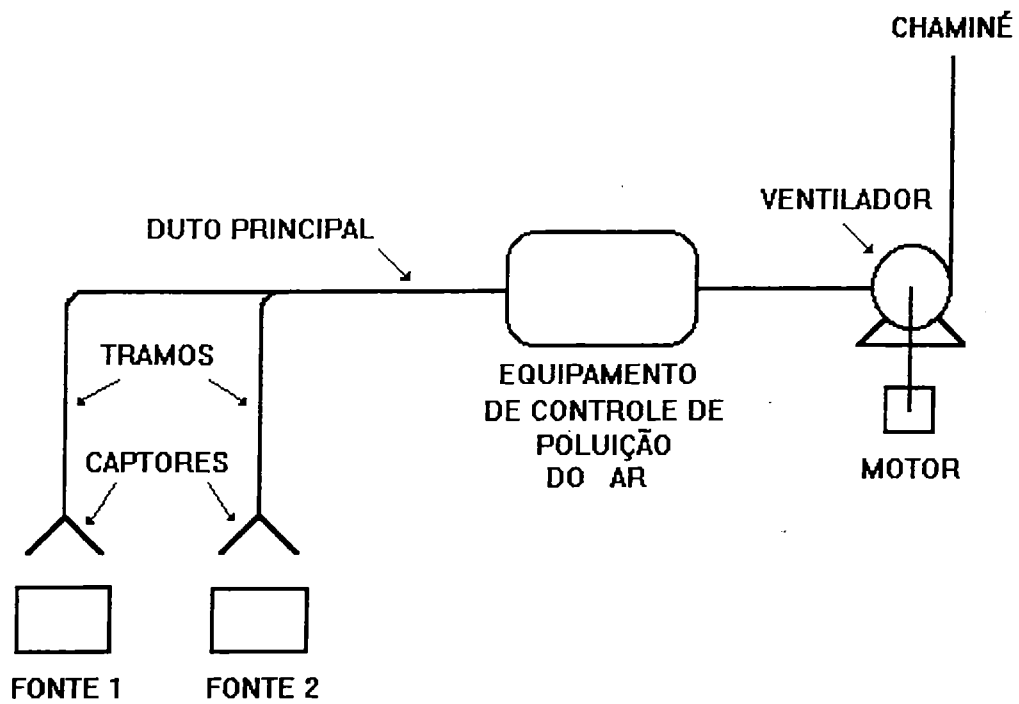
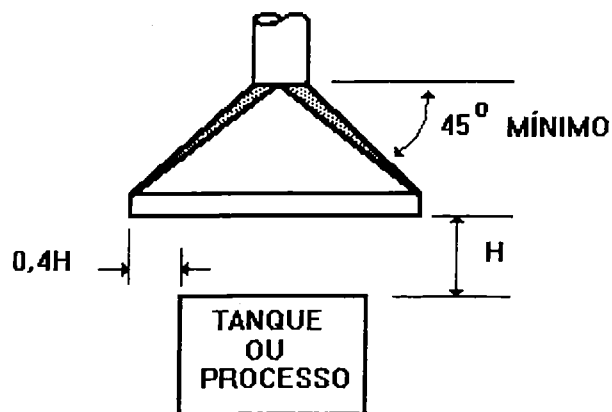


Figura 4.1 - Componentes do Sistema de Ventilação Local Exaustora

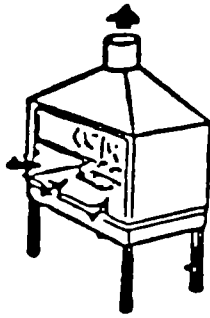


Não deve ser utilizado quando o material é muito tóxico e o operário precisa curvar-se sobre o tanque.

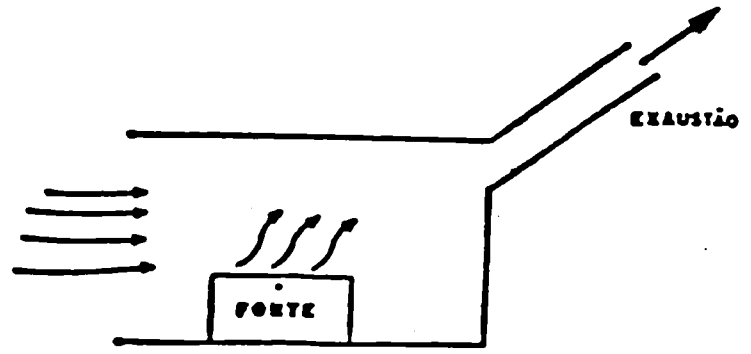
FÓRMULA DA VAZÃO: $Q = 1,4 PVH$, onde P é o perímetro do tanque e V é a velocidade de captura

PERDA DE ENTRADA: $\Delta P_e = 0,25 \cdot P_c$

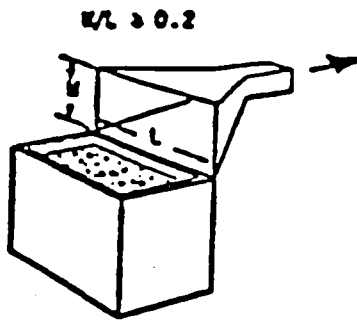
Figura 4.2- Captor Tipo Coifa



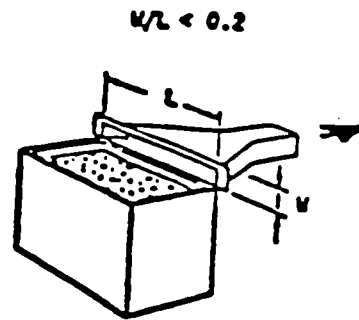
Enclausurante



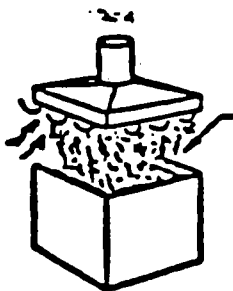
Cabine



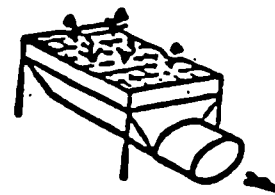
Externo lateral



Externo lateral com fenda



Externo receptor



Externo inferior

Figura 4. 3 - Principais tipos de captadores

O enclausuramento da fonte é um fator importante tanto para reduzir a vazão de exaustão como também para melhorar a eficiência de captação. Quanto mais aberta a área entre o captor e a fonte, maior a possibilidade de ação de correntes de ar (vento) que arrastarão os poluentes para longe do captor, impedindo a sua captação. O enclausuramento age de duas formas na redução da vazão de captação: uma na exigência de menores velocidades de captura e a outra na diminuição da área aberta. Como a vazão necessária é proporcional à velocidade de captura e à área aberta, verifica-se a importância de adotar o procedimento da limitação de áreas abertas. A colocação de anteparos para diminuir ou impedir a ação dos ventos é uma medida barata e que muitas vezes pode ser adotada quando não for possível enclausurar a fonte. Esses aspectos estão mostrados na Figura 4.6.

A crença existente de que os gases mais densos que o ar sempre se dirigem para o solo não é verdadeira no caso de concentrações usuais em ambientes de trabalho. Os gases e vapores emitidos no ambiente de trabalho se misturam com o ar e essa mistura passa a se comportar como um todo, devendo então ser considerada a densidade da mistura para os projetos de ventilação. Somente nos casos de altas emissões de gases ou vapores mais densos que o ar é que consideraríamos a localização dos captores mais próximos ao solo para evitar incêndio ou explosão. Essa condição em geral só ocorre em casos de vazamento acidentais. A Figura 4.7 ilustra essa situação.

4.2.3. Velocidade de Captura

A velocidade de captura é a velocidade que deve ter o ar na região estabelecida de forma a captar os poluentes, conduzindo-os para dentro do captor. Se o poluente emitido no ponto mais desfavorável for captado, então todos os demais serão captados.

Em ventilação também se utiliza o termo "velocidade de controle" que no caso de captores externos é a própria velocidade de captura. No caso de captores tipo enclausurante ou tipo cabine, a velocidade de controle pode ser entendida como a velocidade necessária para evitar a saída dos poluentes do captor já que o captor envolve a fonte.

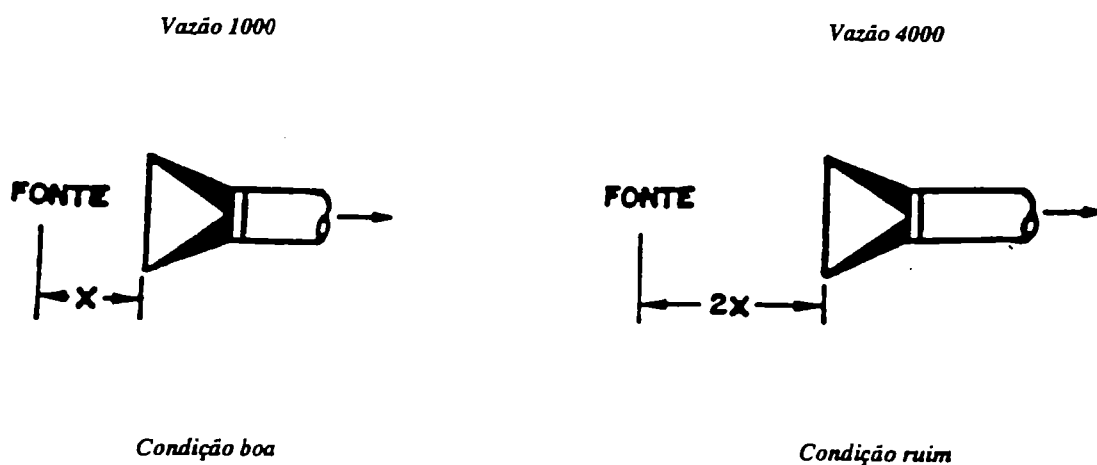


Figura 4.4. - Influência da distância na vazão de exaustão

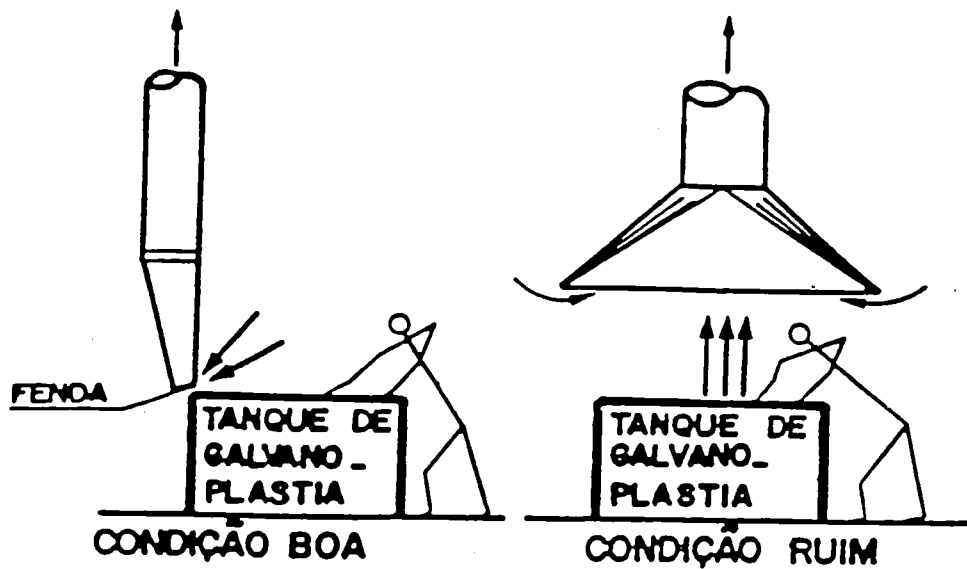


Figura 4.5 - Influência da direção do fluxo do ar de exaustão

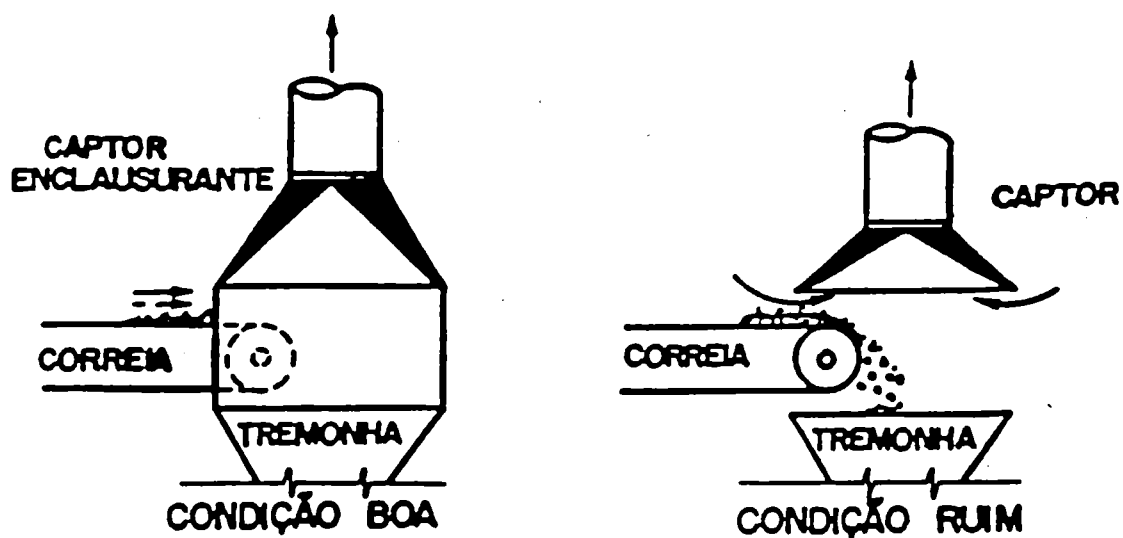
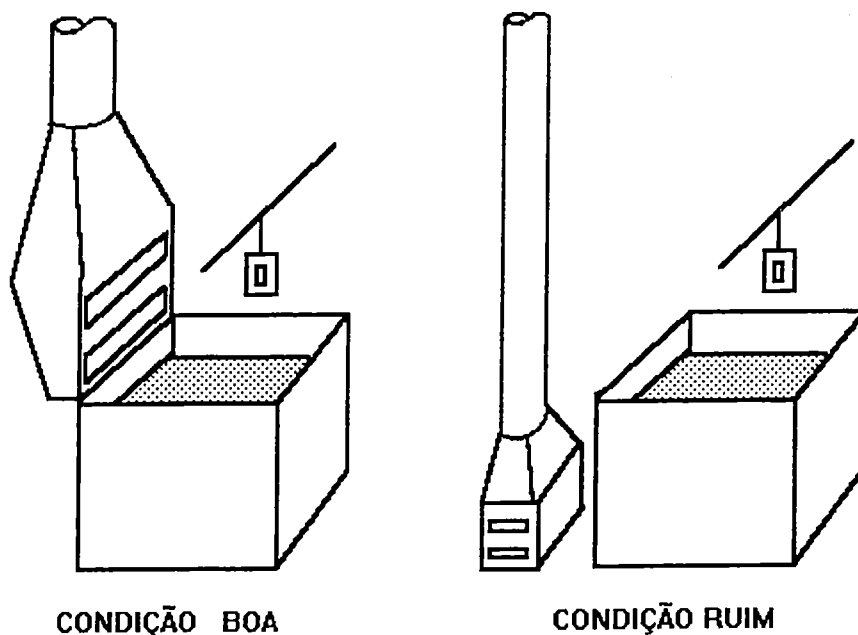


Figura 4.6 - Influência do enclausuramento na captação



EM HIGIENE INDUSTRIAL, A DENSIDADE DA MISTURA DE SOLVENTES NÃO É MUITO DIFERENTE DA DO AR. A INSTALAÇÃO DE EXAUSTÃO NO SOLO SÓ DEVE SER USADA PARA PROTEÇÃO CONTRA INCÊNDIO OU EXPLOÇÃO.

EXEMPLO:

Densidade do ar	1,00
Densidade do vapor do acetato de amila 100 %	4,49
Densidade do limite inferior de explosividade	1,038
Densidade da mistura ao nível do TLV	1,0003

Figura 4.7 - Influência da densidade do poluente na localização do captor

A velocidade de captura requerida para um determinado caso depende do tipo de captor, da velocidade de emissão, da toxicidade do poluente, do grau de movimentação do ar do ambiente (correntes transversais), do tamanho do captor e da quantidade de poluentes emitida.

A tabela 4.1 mostra valores usuais de velocidade de captura para várias condições de dispersão e de correntes transversais do ar no ambiente, mostrando também alguns exemplos típicos.

4.2.4. Vazão de Exaustão

A vazão de exaustão representa o volume de ar que deve ser movimentado para captar uma determinada massa ou volume de poluente emitidos por uma fonte poluidora. A vazão total a ser movimentada será a somatória das vazões exigidas em cada captor.

Os seguintes requisitos devem ser atendidos pela vazão de exaustão:

- Deve captar a totalidade dos poluentes emitidos;
- Não deve interferir nos processos e operações, como por exemplo o arraste de matérias-primas e produtos, diminuição da temperatura dos equipamentos e de processos, etc.;
- Deve ser uma vazão econômica, ou seja, deve ser a mínima necessária para atender aos requisitos acima.

A formula geral para cálculo da vazão é dada por: $Q = A_C \cdot V_C$, onde Q é a vazão necessária num determinado captor; A_C é a área da superfície de controle e V_C é a velocidade do ar na superfície de controle necessária para captar os poluentes e conduzi-los ao sistema de exaustão.

No caso de captores enclausurantes a superfície de controle é a área das aberturas. No captor tipo cabine a superfície de controle é a área da face da cabine mais qualquer área aberta que possa existir nas laterais da mesma. Nesses casos é fácil visualizar a superfície de controle através da qual se impõe uma determinada velocidade e determina-se a vazão.

No caso de captores externos tem-se que ter um certo volume de ar passando pelo ponto mais desfavorável de emissão, de forma que esse volume de ar capture e arraste os poluentes para o captor, conforme ilustrado na Figura 4.8. Nesse caso a superfície de controle não esta fisicamente delimitada. Se considerarmos uma superfície de controle imaginária na qual o ar, em todos os pontos possui a mesma velocidade e se houver condições de determinar a área dessa superfície podemos então determinar a vazão, se aplicarmos nessa área a velocidade de captura necessária.

Tabela 4.1. Valores para velocidade de controle (ou de captura)

CONDIÇÕES DE DISPERSÃO DO POLUENTE	EXEMPLOS	VELOCIDADE DE CONTROLE (m/s)
emitidos praticamente sem velocidade em ar parado	Evaporação de tanques, desengraxe, etc.	0,25 - 0,50
Emitidos a baixa velocidade em ar com velocidade moderada	Cabines de pintura, enchimento de tanques de armazenamento (intermitente), pontos de transferência de transportadores de baixa velocidade, solda, deposição eletrolítica, decapagem.	0,50 - 1,00
Grande geração em zona de ar com velocidade alta	Enchimento de barris, carga de Transportador	1,00 - 2,50
Emitido com alta velocidade inicial em zona de ar com velocidade alta	Esmeris, jateamento com abrasivos	2,50 - 10,0

Nota: Em cada categoria acima a escolha dos valores, na faixa mostrada depende de diversos fatores a saber:

LIMITE INFERIOR DA FAIXA:

1. Ambiente sem correntes de ar ou favorável à captura
2. Poluente de baixa toxicidade
3. Intermitente, baixa emissão
4. Captor grande - grande vazão de ar

LIMITE SUPERIOR DA FAIXA:

1. Existência de corrente de ar
2. Poluente de alta toxicidade
3. Alta emissão
4. Captor pequeno - somente para controle local

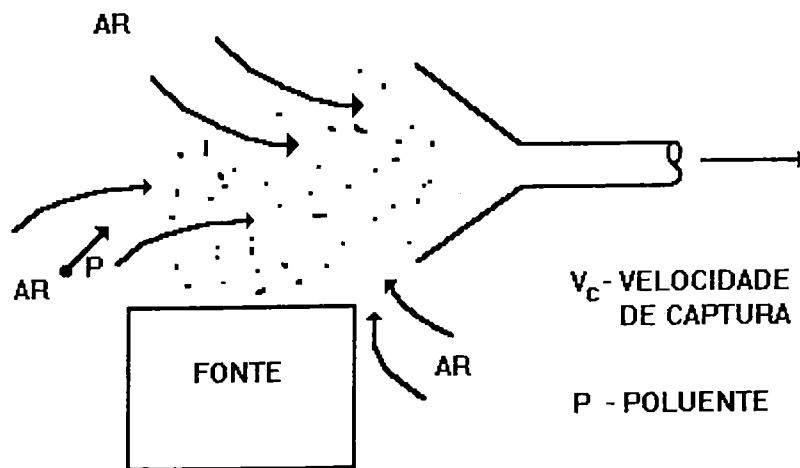


Figura 4.8 - Fluxo de ar para captadores externos

A determinação da superfície de controle bem como o comportamento da velocidade induzida dentro da região de exaustão, tem sido motivo de estudos práticos e teóricos realizados por vários autores, entre os quais Dallavalle, Hemeon, Silverman, Garrison, e Fletcher.

A prática usual, pela simplificação da aplicação, tem sido aquela de considerar a velocidade induzida ao longo do eixo. A Figura 4.9 mostra diversos tipos de captadores e respectivas fórmulas para cálculo da vazão de exaustão.

Deve-se ressaltar que no caso de exaustão a velocidade do ar cai rapidamente à medida que se afasta da face do captor. Em geral a velocidade num ponto situado a uma distância igual a 1 diâmetro da face do captor é de 10% da velocidade da face do captor. No caso de sopro (jato), a velocidade cai menos rapidamente atingindo o valor 10% da velocidade da face a distâncias de aproximadamente 30 diâmetros da face do captor.

Vazão insuficiente significa captação deficiente e portanto maior poluição do ambiente de trabalho. A Figura 4.10 dá uma visão do que ocorre quando a vazão é insuficiente.

Deve-se ressaltar que a distribuição uniforme do ar na região frontal do captor é muito importante e isso pode ser conseguido de várias formas, conforme mostra a Figura 4.11, sendo a utilização de fendas uma prática usual.

A ventilação de tanques, principalmente de tratamento superficial, e processos quentes (fornos de fundição por exemplo) por suas características específicas tem tratamento em separado. Existe metodologia específica para a escolha do captor e da velocidade de controle e para a determinação da vazão de exaustão para tanques de tratamento superficial (galvanoplastia).

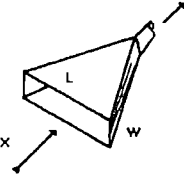
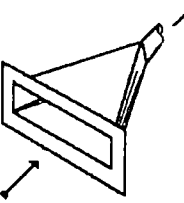
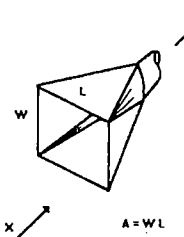
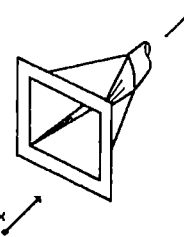
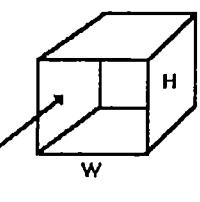
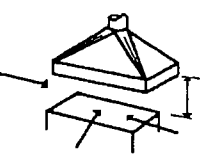
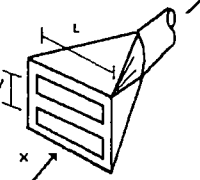
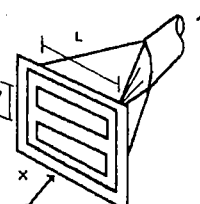
Tipo de Captor	Descrição	Razão (W/L)	Vazão
	Com fenda	0,2 ou menor	$Q = 3,7 L V X$
	Com fenda flangeada	Idem	$Q = 2,8 L V X$
	Abertura sem flange	0,2 ou maior (também serve para captor circular)	$Q = V (10 x^2 + A)$
	Abertura com flange	Idem	$Q = 0,75V(10x^2 + A)$
	Cabine	—	$Q = V A = V W H$
	Coifa	—	$Q = 1,4 P V H$ (P = perímetro do tanque)
	Plano com múltiplas fendas (2 ou mais fendas)	0,2 ou maior	$Q = V (10x^2 + A)$
	Flangeado com múltiplas fendas (2 ou mais fendas)	0,2 ou maior	$Q = 0,75V(10x^2 + A)$

Figura 4.9 Fórmula de vazão para diversos captores.

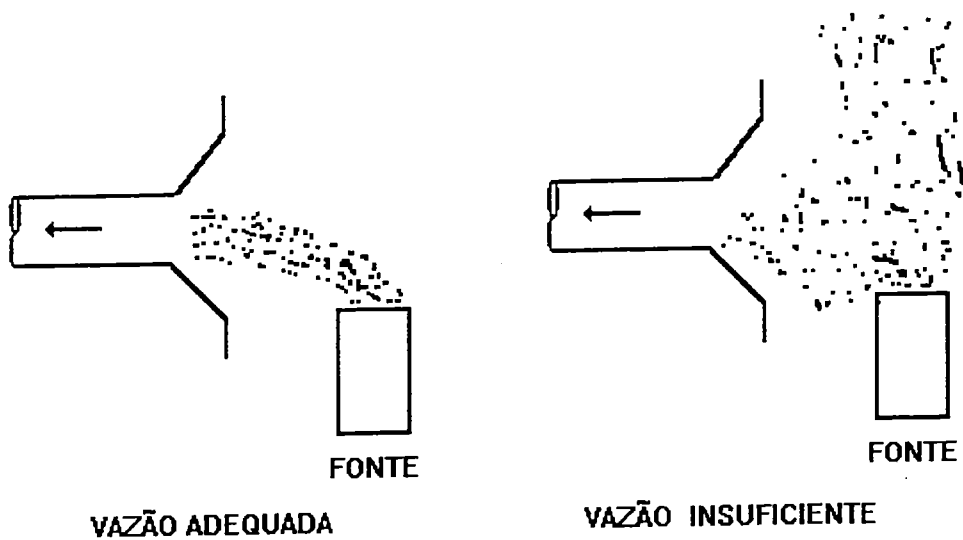
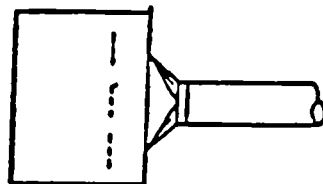
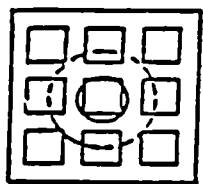
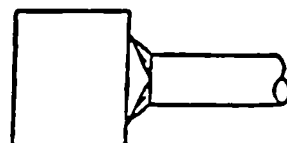
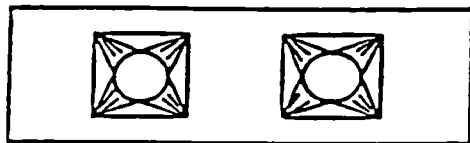


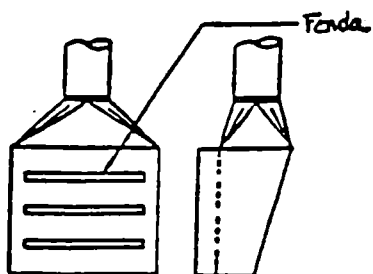
Figura 4.10 - Efeito da vazão na captação dos poluentes



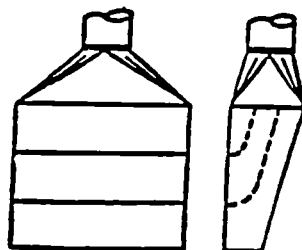
Anteparos Uniformizadores



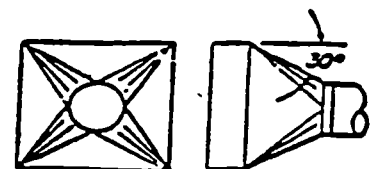
Subdivisão das tomadas de ar.



Fendas



Subdivisão do pleno



Cone suave

Figura 4.11. Formas para uniformização do ar na face do captor

4.2.5.. Requisitos de Energia do Captor

Para que o ar se movimente e penetre no captor é necessário fornecer energia ao mesmo. Essa energia é fornecida na forma de pressão estática, a qual denominamos "pressão estática do captor".

A pressão estática do captor é a somatória da pressão cinética necessária à movimentação do fluido até atingir a velocidade que o fluido deve ter no duto logo após o captor, mais as perdas de cargas desde a face do captor até o início do duto, incluído a região da "vena contracta", conforme na figura 4.12 abaixo, ou seja:

$$Pe_c = - (P_{cd} + DP_c)$$

onde Pe_c é a pressão estática do captor, P_{cd} a pressão cinética no duto e DP_c a perda de energia (perda de carga) no captor.

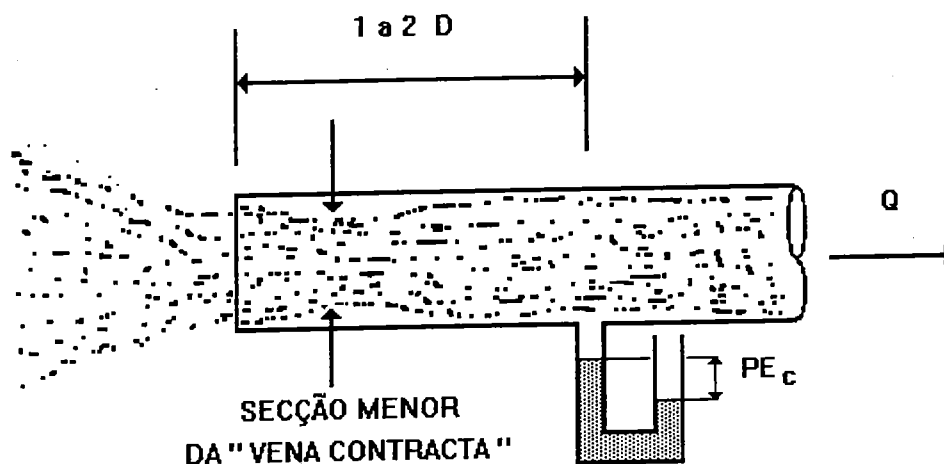


Figura 4.12 - Pressão estática do captor

A perda de carga acarreta uma redução na vazão de exaustão em um captor, quando comparada com a vazão ideal que seria exaurida se não houvessem tais perdas. A relação entre a vazão real e a ideal define o coeficiente de perda na entrada (C_e) do captor.

A vazão ideal de um captor que não apresentasse perdas exaurindo o ar é dada por:

A vazão real (Q) em m^3/s é dada pela expressão

$$Q = 4,43.A_d.C_e.\sqrt{Pe_c / d_f}$$

onde A_d é a área da seção transversal do duto e d_f é a densidade do fluido. Para o ar padrão a fórmula acima se torna:

$$Q = 4,043.A_d.C_e.\sqrt{P_{e_c}}$$

Se usássemos a P_c do duto ao invés da (pressão estática do captor) teríamos:

$$Q = 4,043.A_d.\sqrt{P_c}$$

A Pressão Estática do Captor (P_{e_c}) representa a aceleração a ser fornecida ao fluido para se movimentar até atingir a velocidade do duto (em geral $1P_c$) mais a perda de carga na entrada (DP_e).

$$P_{e_c} = 1P_c + DP_e = P_c + K_c.P_c \quad \text{sendo} \quad K_c = \frac{1 - C_e^2}{C_e^2}$$

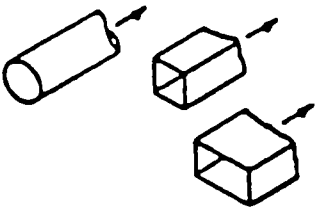
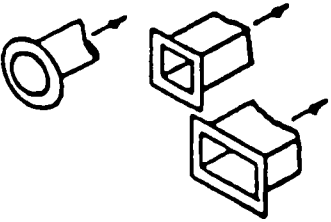
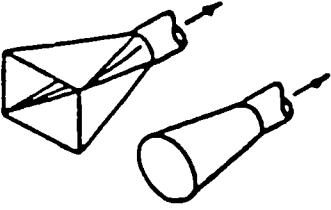
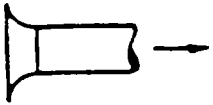
Estas expressões permitem calcular a perda de energia no captor, conhecendo-se o coeficiente de entrada (C_e) do captor ou o fator de perda de carga do captor (K_c) e a pressão cinética no duto, P_{c_d} , correspondente à velocidade v , dada pela fórmula.

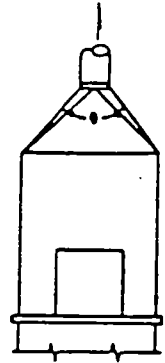
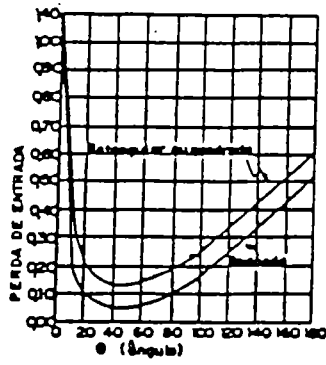
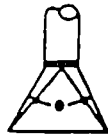
A Tabela 4.2 e a Figura 4.13 apresentam, para vários tipos de captores, os valores do coeficiente de entrada, bem como as perdas de cargas do captor expressas em frações da pressão cinética no duto.

Por outro lado, conhecendo-se o valor do coeficiente de entrada, o qual depende somente da geometria do captor, e a área da seção transversal do duto (A_d), pode-se facilmente correlacionar a vazão (Q) de exaustão com a pressão estática do captor (P_{e_c}) utilizando a expressão $Q = 4,43.A_d.C_e.\sqrt{P_{e_c}/d_f}$, para qualquer densidade de fluido ou $Q = 4,043.A_d.C_e.\sqrt{P_{e_c}}$, no caso do ar padrão ($d_f = 1,2 \text{ kg/m}^3$) (unidades: m^3/s ; m^2 ; mmca;).

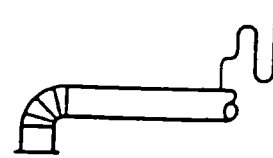
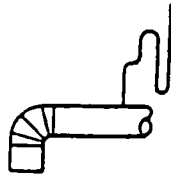
Pode-se concluir portanto que a pressão estática do captor, que pode ser medida com um simples manômetro tipo U, instalado conforme ilustrado através da Figura 4.13, e é um parâmetro importante para o controle da vazão de exaustão de um captor, devendo ser utilizada na prática como indicador do ponto de operação do captor.

Tabela 4.2 - Coeficiente de entrada e perda de carga em captores

Tipo de captor	Descrição	Coeficiente de entrada $-C_e$	Perda de carga ΔP_e
	Aberturas planas	0,72	0,93 PC
	Aberturas flangeadas	0,82	0,49 PC
	Captors cônicos ou afunilados	Variável com o ângulo do cone ou afunilamento	
	Entrada em forma de cone	0,98	0,04 PC

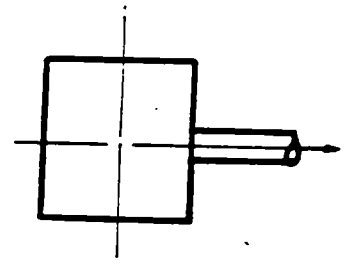


Coifas - C_e de 0,82 - 0,96



Tubulação e cotovelo, $C_e = 0,62$

Tubulação flangeada e cotovelo, $C_e = 0,74$



Orifício
 $C_e = 0,60$
 $\Delta P_e = 1,78 P_c$ (orifício)

Orifício + duto flangeado (muitos tipos de fenda)
 $C_e = 0,55$ (quando velocidade do duto = velocidade da fenda)
 $\Delta P_e = 1,78 P_c$ (orifício) + $0,49 P_c$ (duto)

Figura 4.13 - Coeficiente de entrada e perda de carga em captores

4.3. Captação Para Processos Quentes

4.3.1. Introdução

Processos e operações realizados a altas temperaturas, muito comuns na indústria, por provocarem o aquecimento do ar circunvizinho causam a movimentação ascensional de massa de ar, carreando os contaminantes que, em sua movimentação, provocam a entrada de quantidades adicionais de ar, ambiente no fluxo ascensional. Com a introdução dessas quantidades adicionais de ar o fluxo ascensional tende a entrar em equilíbrio térmico com o ar ambiente, perdendo essa sua tendência ascensional, mas já então os contaminantes estarão contidos numa enorme massa de ar. Esse fato faz com que as vazões de controle usualmente recomendadas sejam insuficientes para ventilar processos quentes, havendo necessidade de maiores vazões para exaurir também a massa de ar adicional induzida.

Quando uma quantidade significativa de calor é transferida para o ar que circunda a fonte, por condução e convecção, isso pode causar uma corrente de ar ascensional com velocidade algumas vezes maiores que 2 m/s (400 fpm).

Para projeto do captor e da vazão de ventilação torna necessário levar em consideração a corrente térmica. Como o fluxo de ar quente de uma fonte quente se move para cima, ele forma uma turbulência com o ar que circunda. Quanto maior for a altura da coluna de ar quente, maior será a diluição com o ar ambiente. A Figura 4.15. esquematiza esta situação.

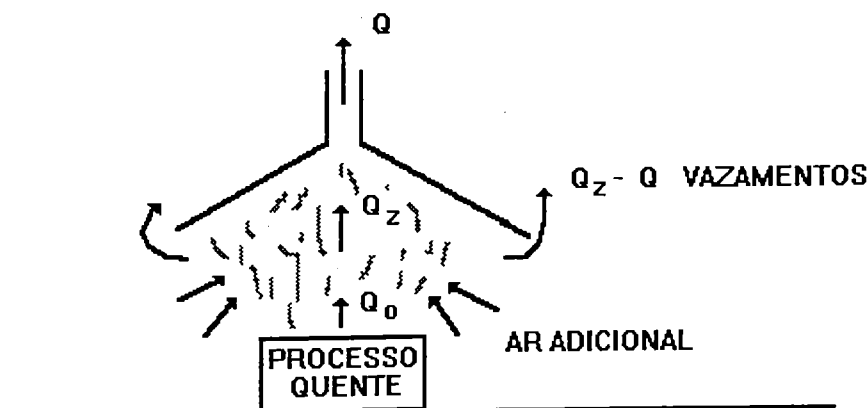


Figura 4.15 - Ventilação de processo quente

4.3.2. Captor Tipo Coifa Circular Alta

Sutton investigando a mistura turbulenta de uma coluna de ar quente acima da fonte e usando os dados experimentais de Schmidt e suas experiências com geradores de fumaça desenvolveu a equação que descreve a velocidade e o diâmetro de um jato de ar quente ascendente a uma altura acima de uma fonte pontual hipotética localizada a uma distância Z abaixo da fonte real.

Hemeon adaptou a equação de Sutton para o projeto de captores tipo coifa alta, ou seja, aquela localizada a mais de 1 metro acima da fonte, para controle de ar contaminado de fontes quentes. A coluna de ar ascendente ilustrada na Figura 4.16 foi então caracterizada pela fórmula empírica abaixo:

$$D_c = 0,5.(X_f)^{0,88} \quad (1)$$

onde:

D_c = diâmetro da coluna de ar quente na face do captor (pés)

X_f = distância da fonte pontual hipotética até a face do captor (pés)

$$X_f = y + z \quad (2)$$

Da Figura 4.16. temos que X_f é a soma de y , a distância da fonte quente até a face do captor e z , a distância abaixo da fonte quente até a fonte pontual hipotética. Os valores de z podem ser pela fórmula:

$$z = 2,2.(B)^{1,138} \quad (3)$$

sendo B o diâmetro da fonte quente, em pés.

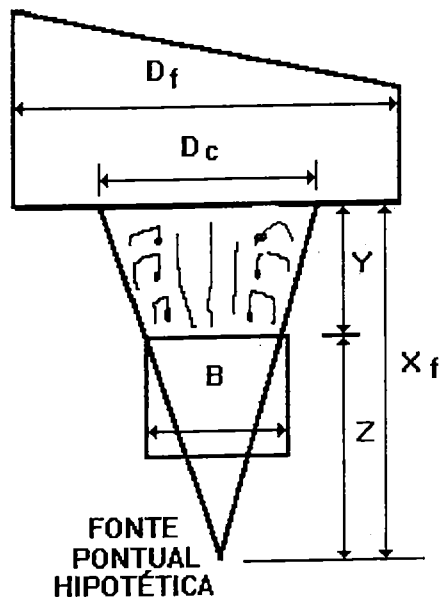


Figura 4.16. - Dimensões em captores tipo coifa alto para fontes quentes . (Hemeon)

De acordo com Hemeon, a velocidade da coluna de ar para o captor pode ser calculada pela fórmula:

$$v_f = 37.(X_f)^{-0,29}.(q_c)^{1/3} \quad (4)$$

onde:

v_f = velocidade da coluna de ar quente na distancia X_f (pés/min.)

X_f = altura do ponto considerado à fonte pontual hipotética (pés)

q_c = quantidade de calor transferido para o ar (BTU/min.)

A quantidade de calor absorvida pela coluna ascendente pode ser calculada pelo coeficiente de perda de calor por convecção natural apropriado (q_L) listado na Tabela 4.4. e pela relação:

$$q_c = 0,0167 \cdot q_L \cdot A_q \cdot \Delta t \quad (5)$$

sendo:

q_c = calor transferido para a coluna de ar ascendente (Btu/min)

q_L = coeficiente de perda de calor por convecção natural (Btu/h.pé².°F)

A_q = área da superfície quente (pé²)

Δt = diferença de temperatura entre a fonte quente e o ar ambiente (°F).

Tabela 4.4. - Coeficiente de perda de calor por convecção natural (Btu / h . pé² . °F)

Forma ou Disposição da Fonte Quente		q_L
Pratos verticais (h > 2 pés)	h = altura do prato l = largura do prato A = h x l x tg 5°	$0,3(\Delta t)^{\frac{1}{4}}$
Pratos verticais (h < 2 pés)	h = altura do prato l = largura do prato $A = \frac{\pi h^2}{4}$	$0,28 \cdot \left(\frac{\Delta t}{h}\right)^{\frac{1}{4}}$
Pratos horizontais com face para cima	dp = diâmetro do prato $A = \frac{\pi d_p^2}{4}$ L = comprimento do cilindro A = L x dp (sobre laterais planas)	$0,38 \cdot (\Delta t)^{\frac{1}{4}}$
Pratos horizontais com face para baixo	dp = diâmetro do prato $A = \frac{\pi d_p^2}{4}$	$0,2 \cdot (\Delta t)^{\frac{1}{4}}$
Cilindros horizontais d=diâmetro em polegadas	L = comprimento do cilindro A = L x d	$0,42 \cdot \left(\frac{\Delta t}{d}\right)^{\frac{1}{4}}$
Cilindros verticais (L > 2 pés) d = diâmetro em polegadas	A = 0,275 . d . L + 0,024 L ² (superfície lateral) $A = \frac{\pi d^2}{4}$ (topo)	$0,4 \cdot \left(\frac{\Delta t}{d}\right)^{\frac{1}{4}}$
Cilindros verticais (L < 2 pés)	L = 0,1 - F = 3,5 L = 0,2 - F = 2,5 L = 0,3 - F = 2,0 L = 0,4 - F = 1,7 L = 0,5 - F = 1,5 L = 1,0 - F = 1,1	$0,4 \cdot \left(\frac{\Delta t}{d}\right)^{\frac{1}{4}} \times F$

As experiências de Schimidt foram conduzidas em ambiente de laboratório fechado, projetado para minimizar correntes de ar e outros distúrbios. Entretanto Sutton relata que houve uma quantidade considerável de oscilações e flutuações na coluna de ar ascendente. Sutton definiu o limite horizontal da coluna de ar como o lugar dos pontos que tenha uma diferença de temperatura relativa ao ar local igual a 10% daquela no centro da coluna.

Considerando que esta diferença arbitrária não define exatamente os outros limites da coluna de ar e que efeitos maiores de oscilações e correntes de ar podem ser esperados em um ambiente industrial, um fator de segurança é usualmente aplicado no cálculo do tamanho do captor e da velocidade mínima de controle, para assumir completa captação do ar poluído.

No caso de captor tipo coifa alta controlando emissão de superfícies plano-horizontais, uma simplificação pode ser feita assumindo um fator de segurança de 15%:

$$v_f = 8 \cdot (A_q)^{1/3} \cdot (\Delta t)^{5/12} \cdot (X_f)^{-1/4} \quad (6)$$

O diâmetro da coluna ascendente no plano da face do captor é determinado pela equação 1 e o captor deveria ser um pouco maior que a coluna, para a completa captura do ar contaminado. Recomenda-se aumentar o diâmetro do captor de um fator ~~0,87~~ ^{0,87}. Neste caso, a vazão total para esse captor deve ser calculada pela fórmula:

$$Q_t = v_f \cdot A_c + \{v_r \cdot (A_f - A_c)\} \quad (7)$$

sendo:

Q_t = vazão total no captor (pés³/min.);

v_f = velocidade da coluna de ar ascendente na face do captor (pés/min.);

A_c = a área da coluna de ar contaminado na face do captor (pé²)

v_r = a velocidade requerida na área restante do captor, $A_f - A_c$ (pés/min.)

A_f = a área total da face do captor (pé²)

O valor de v_r depende da movimentação do ar no ambiente (correntes de ar), altura do captor acima da fonte e toxicidade do poluente. O valor desta velocidade é usualmente tomada na faixa de 100 a 200 pés/min. (0,5 a 1m/s).

Exercício:

Calcular a vazão de exaustão e o diâmetro da coifa para ventilar um forno cadinho para fusão de zinco possui 4 pés de diâmetro. A temperatura do metal é de 880°F. Por causa de interferências locais, o captor deve localizar-se a 10 pés acima do forno. A temperatura ambiente é de 80°F.

4.3.3. Captor Tipo Coifa Retangular Alta

O controle das emissões de fontes de formato não-circular poderá ser melhor conseguido por captor de forma similar à fonte. Uma fonte retangular requer um captor retangular. Um captor circular usado para controlar uma fonte retangular de emissão requer uma vazão excessiva.

De acordo com Danielson, a largura da coluna de ar ascendente (D_{cb}) pode ser calculada pela equação 1, utilizando-se X_f calculado pelas equações 2 e 3, sendo B a largura da fonte. Para o comprimento da coluna de ar ascendente (D_{CL}) assume-se que há um aumento na mesma proporção que o da largura, ou seja,

$$D_{cL} = L + (D_{cb} - b) \quad (8)$$

sendo: b = largura da fonte (pés)
 q_c = calor cedido para a coluna de ar (BTU/min.)
 L = comprimento da fonte quente (pés)

A coifa deverá ser maior que D_{cL} e D_{cb} por um fator $0,8y$. Assim as suas dimensões serão:

$$b_{coifa} = D_{cb} + \frac{0,2 D_{cb}}{0,8y} \quad (9) = 1,2 \times D_{cb}$$

$$L_{coifa} = D_{cL} + \frac{0,2 D_{cb}}{0,8y} \quad (10) = 1,2 \times D_{cL}$$

No restante os cálculos são idênticos aos de coifa circular alta.

Exercício:

Um forno de fusão de chumbo de 2 pés de altura, 6 polegadas de largura e 4 pés de comprimento deve ser servido por um captor tipo coifa alto a ser instalado a 8 pés acima da fonte. A temperatura do metal é de 700°F. A temperatura do ambiente 80°F. Determinar as dimensões do captor e a vazão de ar requerida para controlar as emissões deste forno.

4.3.4. Captor Tipo Coifa Circular Baixa

O projeto de captores tipo coifa baixa é algumas diferentes dos captores tipo coifa alto. Um captor pode ser considerado do tipo baixo quando a distância entre o captor e a fonte quente não exceder aproximadamente o diâmetro da fonte ou 3 pés. Uma distinção rígida entre captores tipo coifa alta não é determinado ou necessário. A distinção importante é que o captor é bastante próximo da fonte e que ocorre uma mistura muito pequena entre a coluna de ar ascendente e o ar que circula.

O diâmetro da coluna de ar pode entretanto ser considerado essencialmente igual ao diâmetro da fonte quente. O captor necessita ser um pouco mais que a fonte para prevenir os efeitos de oscilação e flutuação devido às correntes de ar.

Quando a corrente de ar não é um sério problema, um aumento de 6 polegadas em todos os lados seria suficiente. O mais comum é utilizar 1 pé (30,5 cm) a mais que o diâmetro da fonte.

Para fontes retangulares, um captor retangular provido de 1 pé na largura e 1 pé no comprimento em relação a fonte seria suficiente. Sob condições mais severas de correntes ou emissões tóxicas, ou ambos, um fator de segurança maior seria requerido.

A vazão total de captação pode então ser determinado pelo rearranjo da equação de Hemeon e aplicando um fator de segurança de 15%:

$$Q_t = 4,7 \cdot (d_f)^{2,33} \cdot (\Delta t)^{5/12} \quad (11)$$

onde :

Q_t = a vazão total do captor (pés³/min.)

d_f = o diâmetro do captor (pés)

Δt = a diferença entre a temperatura da fonte e o ambiente (°F)

Exercício:

Um captor tipo coifa baixa é para ser usado para captar as emissões durante a fluxagem e retirada de escória de bronze em um forno de diâmetro de 20 polegadas. A temperatura do metal durante esta operação não pode exceder 2350 °F. O captor estará localizado a 24 polegadas acima da superfície do metal. Temperatura ambiente 80 °F. Dimensionar o captor.

4.3.5. Captor Tipo Coifa Retangular Baixa

De uma maneira semelhante, a equação de Hemeon para captores tipo coifa baixa pode ser modificada para aplicação em captores retangulares. Aplicando-se fator de segurança de 15% a equação será:

$$Q_t = 6,3.L.(b)^{4/3} .(\Delta t)^{5/12} \quad (12)$$

Onde:

Q_t = a vazão total para uma captor retangular (cfm)

L = o comprimento do captor retangular (pés)

b = a largura do captor retangular (pés)

Δt = a diferença de temperatura entre a fonte quente e a temperatura ambiente (°F)

O comprimento L e a largura b do captor são na prática usualmente 1 a 2 pés maiores do que o comprimento e a largura da fonte.

Exercício:

Um forno de fusão de zinco possui 2 pés de largura e 3 pés de comprimento. Um captor tipo coifa baixo deve ser instalado a 30 polegadas acima da máquina. A temperatura do metal é 820 °F. Temperatura do ar ambiente é de 90 °F. Determinar as dimensões do captor e a vazão requerida.

4.3.6. Desvio de Fluxo Vertical por Correntes de Ar Cruzadas

A principal causa de insucesso na boa captação de fontes quentes, além do uso de vazões insuficientes, são as correntes transversais (horizontais) de ar que podem desviar a coluna de gases quentes da vertical. (Figura 4.17)

A ação das correntes transversais é mais séria quanto maior forem as distâncias entre a fonte e captor. Se o desvio for pequeno um captor suficientemente grande pode resolver o problema, porém sujeito a limitações de velocidade da face.

O mesmo problema pode ocorrer em captores baixos, porém pode-se utilizar uma cortina lateral como anteparo para evitar a ação das correntes de ar transversais.

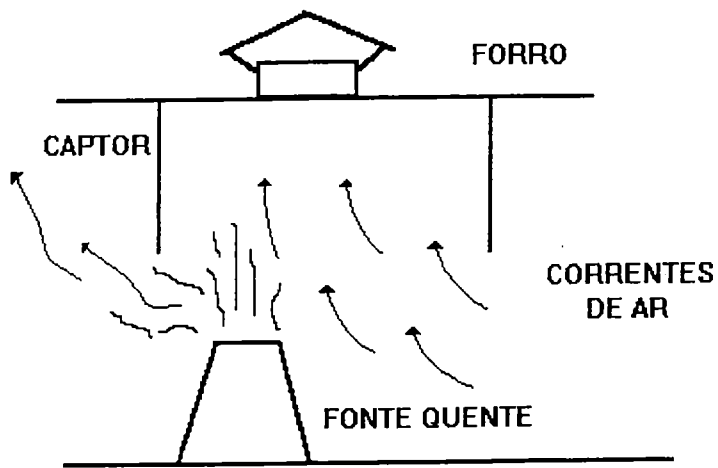


Figura 4.17 - Captação prejudicada por correntes de ar transversais

4.4. Captação para Tanques

4.4.1. Introdução

As operações de tratamento superficial, tal como desengraxe, decapagem, eletrodeposição, etc. envolvem tanques abertos onde são liberados gases, vapores ou névoas que em sua maioria necessitam ser retirados adequadamente do ambiente de trabalho, sendo a solução usual para essas fontes a instalação de sistemas de ventilação local exaustora, com ou sem equipamentos de controle de poluição do ar, dependendo do caso.

A captação dessas emissões pode ser feita por captores tipo coifa, captores enclausurantes ou captores laterais, sendo que a escolha o tipo mais conveniente para uma determinada aplicação vai depender de fatores como forma de operação da fonte, toxicidade do poluente, taxa de evaporação do tanque e limitações de espaço. Em raríssimos casos pode-se aplicar somente a ventilação geral diluidora.

A metodologia utilizada pela ACGIH, subdivide os vários banhos em diversas classes determinadas com base no TLV do poluente (risco potencial) e na taxa de evaporação do líquido contido no tanque.

As Tabelas 4.5 e 4.6 são utilizadas para a determinação da classe específica e a Tabela 4.7 fornece a velocidade de controle para os diversos tipos de captores.

Tabela 4.5 - Determinação do risco potencial

RISCO POTENCIAL	TLV de gases e vapores	TLV de névoas	Ponto de fulgor
A	0 - 10 ppm	0 - 0,1 mg/m ³	---
B	11 - 100 ppm	0.11 - 1,0 mg/m ³	Abaixo de 40 °C
C	101 - 500 ppm	1,1 - 10 mg/m ³	40 a 95 °C
D	Acima de 500ppm	Acima de 10 mg/m ³	Acima de 95 °C

Tabela 4.6 - Determinação da taxa de evaporação

Taxa	Temperatura do líquido (°C)	Graus abaixo do ponto de ebulição (°C)	Evaporação relativa (tempo para evaporar 100%)	Gaseificação
1	> 91	0 - 14	Rápida (0.3 h)	Alta
2	65 - 90	15 - 34	Média (3 - 12 h)	Média
3	35 - 64	35 - 66	Lenta (12 - 50 h)	Baixa
4	< 35	Mais de 66	Praticamente nada (mais de 50h)	Nenhuma

Tabela 4.7. - Mínima velocidade de controle para locais sem correntes cruzadas (pés/min)

Classe	Captadores enclausurantes		Exaustão lateral (a)	Coifa	
	Um lado aberto	Dois lados abertos		Três lados abertos	Quatro lados abertos
A-1 e A-2 (b)	100	150	150	Não usar	Não usar
A - 3 (b) B - 1; B - 2; C - 1	75	100	100	125	175
B - 3; C - 2; D - 1 (c)	65	90	75	100	150
A - 4 (b) C - 3	50	75	50	75	125
B - 4 C - 4; D - 3 (c) D - 4	Apenas ventilação diluidora é suficiente				

Notas:

a) use W/L para prosseguir cálculo na Tabela 4.8;

b) Não use coifa para risco potencial A;

c) Para controle total de água quente, use a classe seguinte.

Tabela 4.8. Mínima vazão de controle para exaustão lateral (pés³/min/pé² de tanque)

Caso	Mínima velocidade controle (pés/min.) (Tab. 4.7.)	$\frac{W}{L} = \frac{\text{Largura do Tanque}}{\text{Comprimento do Tanque}}$				
		0-0,09	0,1 - 0,24	0,25-0,49	0,5-0,99	1,0-2,0
I	50	50	60	75	90	100
	75	75	90	110	130	150
	100	100	125	150	175	200
	150	150	190	225	260	300
II	50	75	90	100	110	125
	75	110	130	150	170	190
	100	150	175	200	225	250
	150	225	260	300	340	375

Caso I Captor ao longo de um lado ou dois lados paralelos do tanques quando um captor está contra uma parede ou barreira. Também para o captor ao longo da linha de centro do tanque.

Caso II Captor ao longo de um lado ou de dois lados paralelos de um tanque livre, sem estar contra uma parede ou barreira.

Nota: use W/2 como largura do tanque quando o captor será ao longo da linha de centro do tanque ou para exaustão lateral nos dois lados do tanque.

Obs.: 1pé³/min/pé² = 18,3 m³/h/m²

Tabela 4.9. - Mínima velocidade de controle para locais sem correntes cruzadas - exaustão lateral

Operação	Contaminante	Risco (**)	Evolução (gaseificação)	Velocidade (pés/min)	Velocidade (m/s)	Equipamento de Controle (*)
Abrilhantamento de Alumínio	Ácidos Nítrico e Sulfúrico	A	1	150	0,76	Sim
	Ácidos Nítrico e Fosfórico	A	1	150	0,76	Sim
Anodização de Alumínio	Ácidos Crômico e Sulfúrico	A	1	150	0,76	Sim
Eletro-deposição	Ácido Crômico	A	1	150	0,76	Sim
	Névoa de Cianeto	C	2	75	0,38	Sim
Limpeza Alcalina	Névoas Alcalinas	C	1	100	0,51	Sim
Enxágue com água quente ou fervendo	Vapor d'água quente	D	2	50	0,25	Não
	Vapor d'água fervente	D	1	75	0,38	Não
Remoção de película de Cobre	Névoa Alcalina e Cianeto	C	2	75	75 0,38	Sim
Remoção de película de Níquel	Óxido Nítrico	A	1	150	150 0,76	Sim
Decapagem de Aço	Ácido Clorídrico	A	2	150	0,76	Sim
	Ácido Sulfúrico	B	1	100	0,51	Sim
Banho em sais fundidos	Névoas Alcalinas	C	1	100	0,51	Sim

(*) Verificar as Normas Locais

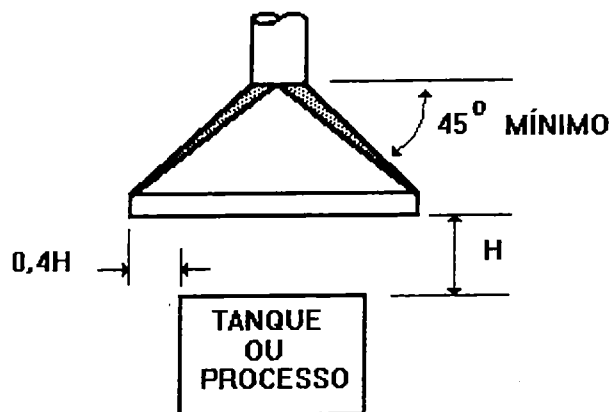
(**) Ver dados recentes de toxicidade (TLV).

4.4.2. Captor tipo Coifa

Quando os contaminantes não são tóxicos ou quando o operador não tem necessidade de se curvar diante dos tanques, o captor tipo coifa (Figura 4.18) é frequentemente escolhido, especialmente quando estão envolvidos processos a quente que favorecem a captação uma vez que produzem fluxos ascendentes.

A performance de captação deste captor é prejudicada quando há corrente de ar cruzada, distância muito grande entre a fonte e a face do captor que irá acarretar maior volume de ar a ser exaurido, e necessidade de manusear as peças através de mon trilhos e guindastes, tornando muitas vezes inviável a sua utilização.

A vazão pode ser determinada com base na fórmula prática recomendada pela ACGIH, ou seja, $Q=1,4.P.H.v_c$, sendo que a velocidade v_c é obtida da Tabela 4.4., devendo ser aplicada a devida correção para locais com correntes cruzadas.



Não deve ser utilizado quando o material é muito tóxico e o operário precisa curvar-se sobre o tanque.

FÓRMULA DA VAZÃO: $Q = 1,4 P v H$, onde P é o perímetro do tanque e v é a velocidade de captura

PERDA DE ENTRADA: $\Delta P_e = 0,25 \cdot P_c$

Figura 4.18 - Captor tipo coifa

4.4.3. Captor Enclausurante

O uso de captores enclausurantes em tanques deve ser feito sempre que possível. No entanto, em muitos casos isso torna a operação mais difícil. Deve-se manter, em qualquer abertura do enclausuramento, velocidade não inferior 50 pés/min (0,25 m/s) e chegando até 150 pés/min (0,76 m/s) dependendo do risco potencial, taxa de evaporação e quantidade de lados abertos. A vazão pode ser calculada pela fórmula $Q=A.v_c$, sendo A a área aberta do captor e v_c a velocidade de controle, obtida da Tabela 4.4.

4.4.4. Captor Lateral

A captação lateral (Figuras 4.19 a 4.23) elimina a interferência na operação realizada no tanque uma vez que, no caso dos captosres laterais, a superfície do tanque estaria livre para a movimentação manual ou mecânica das peças. Além disso, a captação lateral proporciona maior proteção ao operador uma vez que o ar limpo passa primeiro por este, em seguida arrasta os poluentes e os conduz para o captor.

Uma restrição quanto a utilização deste tipo de captor é quanto as dimensões do tanque. Tanques com largura maior que 48 polegadas (1,2 m) necessitam de ventilação tipo sopro-exaustão (sistema push-pull).

A vazão de ar a ser exaurida em captosres laterais é função não só do risco potencial e taxa de evaporação do tanque, mas também da relação largura/comprimento do tanque (W/L). Determinada a classe do tanque, pelas Tabelas 4.2. e 4.3., determina-se então a velocidade de controle através da Tabela 4.4. A vazão de ar requerida por unidade de área superficial do tanque é feita então pelo uso da Tabela 4.5. A vazão total para o tanque específico é calculada por:

$$Q = Q_U \cdot A_{ST}$$

sendo:

Q = vazão total requerida (pés³/min.)

Q_U = vazão por unidade de área superficial do tanque (pés³/min./pé²)

A_{ST} = área da superfície superior do tanque (pés²)

4.4.5. Sistema Push-Pull (Sopro Exaustão)

Para tanques largos, melhor controle de emissões tem sido conseguido através do uso da combinação de jatos de ar de um lado e exaustão no lado do tanque. Esta combinação é denominada de "Sistema Sopro- Exaustão" ou "Sistema Push-Pull" (Figura 4.23), onde o jato de ar ajuda a conduzir as emissões para o captor. Tanto o jato de ar como o captor estendem-se ao longo de todo o comprimento do tanque:

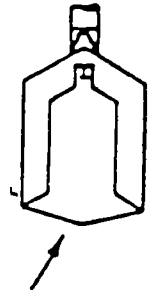
A eficiência do jato de ar é função do momento, que pode ser determinado pelo produto da vazão de ar soprado pelo bico (Q_J) e a velocidade de saída do mesmo (v_J). Para jatos usados em tanques ou outros recipientes de superfície aberta, o fluxo de ar soprado pode ser determinado por:

$$Q_j = \frac{243}{\sqrt{A_j}}$$

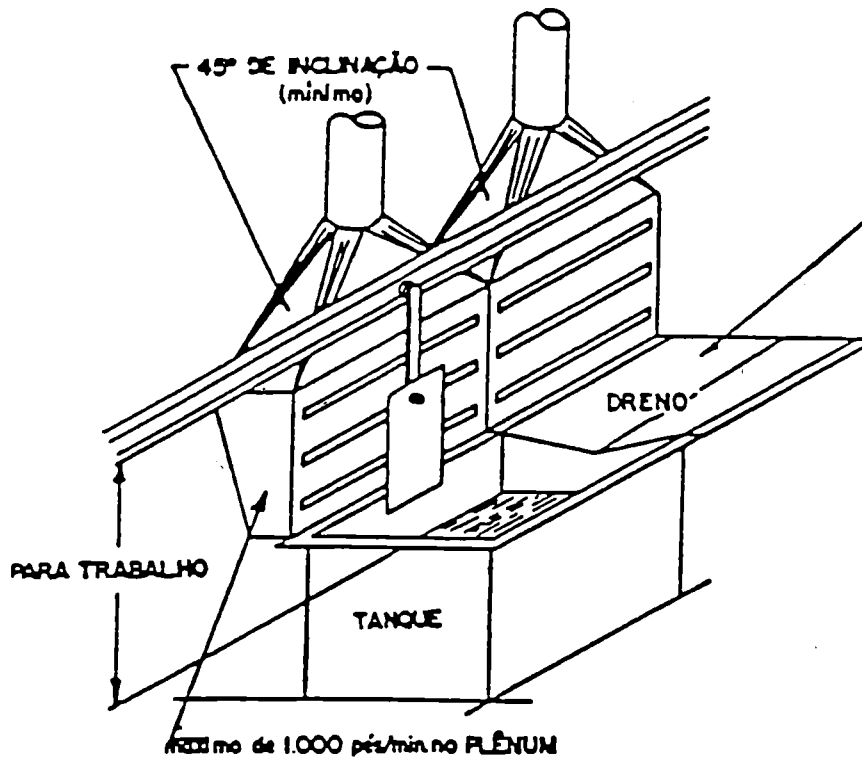
sendo: Q_J = vazão do ar soprado (pés³/min./pé de comprimento do pleno de sopro)

A_J = Área de sopro (pés²/pé de comprimento do plenum do sopro)

Tomadas a 15 pés do centro
 $Q = 50$ pés/min. por pé de área do dreno, mas não menos de 100 pés/min. nas aberturas
 $\Delta P_e = 0,25 V_{pd}$
 $V_d = 1000 - 3000$ pés/min.



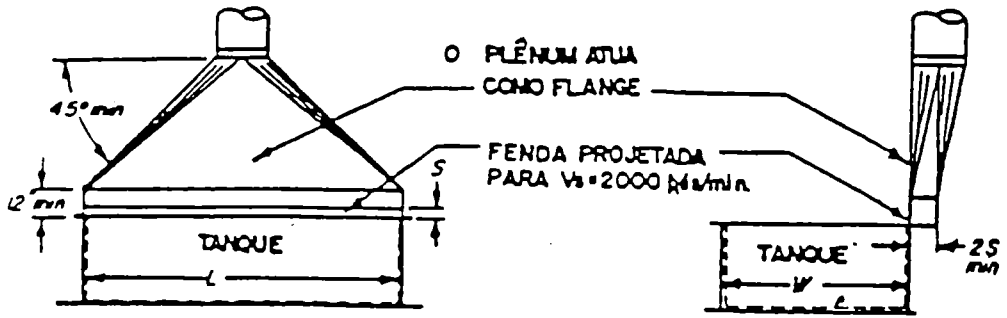
Para melhores resultados, enclausurar o dreno como túnel.



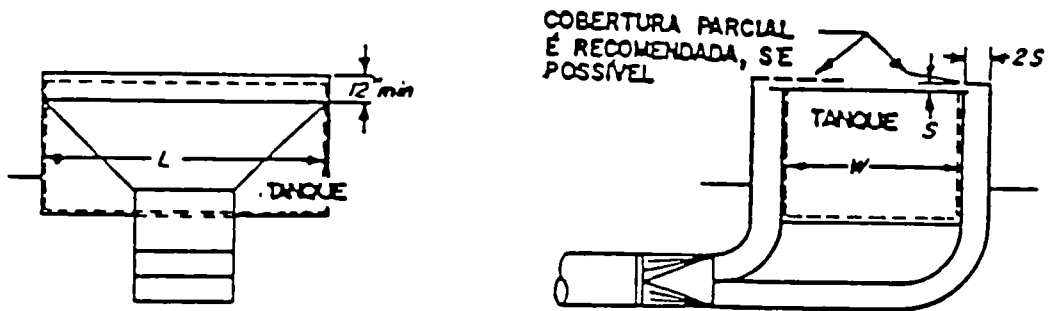
$Q = 125$ pés³/min./pés² de área de tanque e dreno
 $V_s = 2000$ pés/min.
 $\Delta P_e = 1,78 VP_s + 0,25 VP_d$
 $V_d = 1000 - 3000$ pés/min.

<i>American Conference of Governmental Industrial Hygienists</i>	
TANQUE DE IMERSÃO RÁPIDA	
Data: 1-70	VS-502

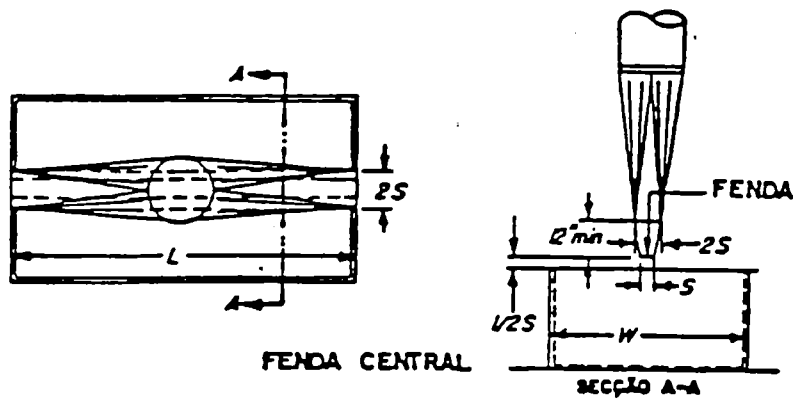
Figura 4.19 - Tanques de imersão rápida



Plenum para cima



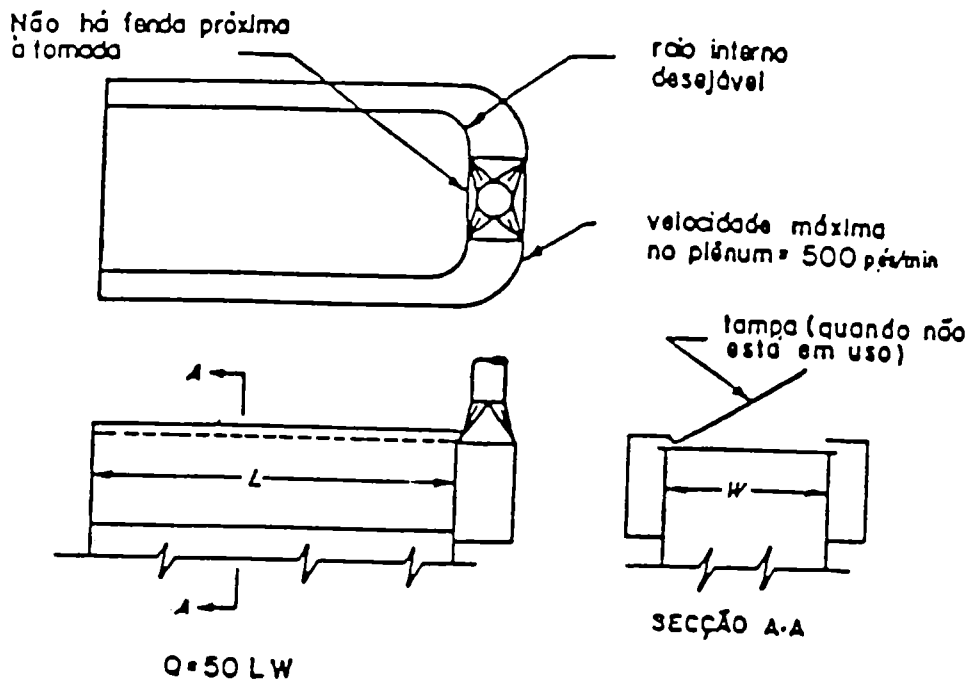
Plenum para baixo



FENDA CENTRAL

American Conference of Governmental Industrial Hygienists	
TANQUES ABERTOS	
Data: 1-64	VS-503

Figura 4.20 - Tanques abertos



$V_s = 1000$ pés/min. máximo

$\Delta P_E = 1,78$

$V_{ps} \rightarrow 0,25 V_{pd}$

$V_d = 2500 - 3000$ pés/min.

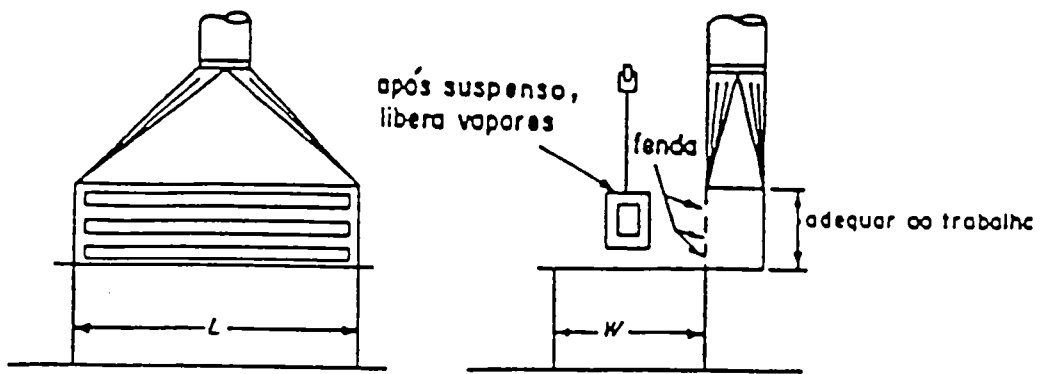
- Prever:**
1. Tiragem separada para produtos de combustão, se houver.
 2. Respirador na linha de ar, para limpeza.

Nota: Providencie aspiração por grelha inferior para partes que não podem ser removidas secas.

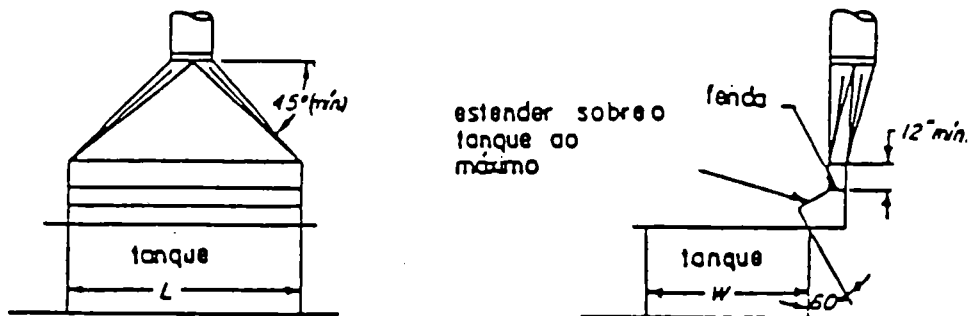
$Q = 50$ cfm/pé² de área de grelha

<i>American Conference of Governmental Industrial Hygienists</i>	
TANQUES DE DESENGRAXE	
Data: 1-70	VS-501

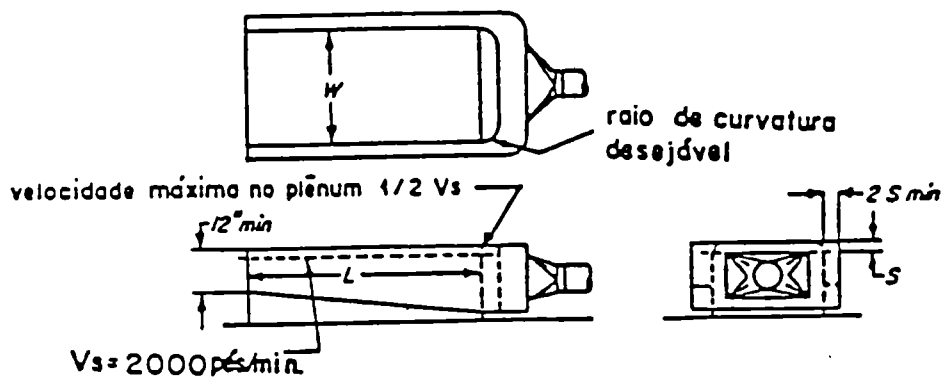
Figura 4.21 - Tanques de desengraxe



Tanques de decapagem



Semilateral



Tomada traseira

<i>American Conference of Governmental Industrial Hygienists</i>	
TANQUES ABERTOS	
Data: 1-66	VS-504

Figura 4.22 - Tanques abertos

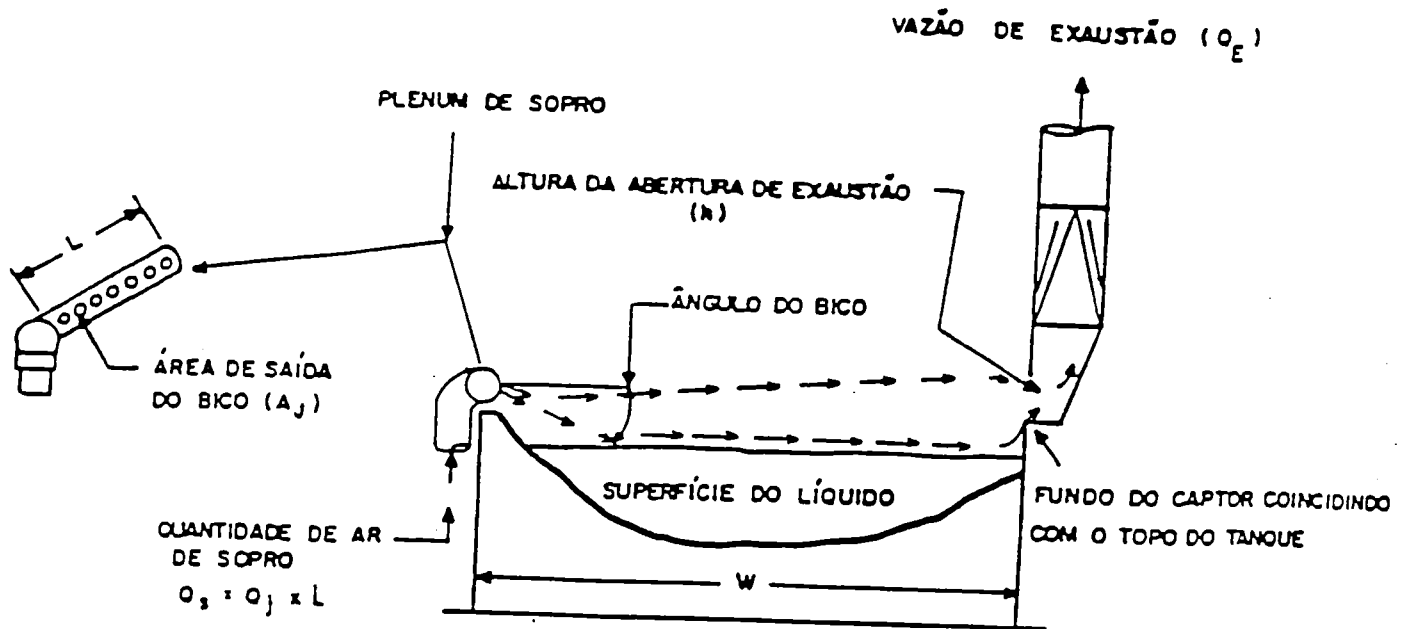


Figura 4.23 - Ventilação Push-Pull

Usando a fórmula acima, o bico de sopro é selecionado em primeiro lugar para então determinar a área de saída do bico (A_j). A seção transversal do plenum pode ser circular, retangular ou quadrada. O bico pode ser tipo fenda horizontal de 1/8 (3,17 mm) a 1/4 (6,35 mm) ou de furos de 1/4 (6,35 mm) de diâmetro, espaçados entre si de 3 a 8 diâmetros do furo.

É importante que o fluxo de ar esteja distribuído ao longo do comprimento do plenum. Para conseguir isto, a área total de saída não pode exceder 33% da área da seção transversal. O bico de sopro deverá estar localizado o mais próximo possível da borda do recipiente.

O eixo do bico pode ter uma inclinação para baixo de no máximo de 20 graus, para que o jato limpe as obstruções e se mantenha sobre a superfície do recipiente. É essencial que não haja aberturas entre o bico e o tanque.

Um fluxo de exaustão de 75 pés³/min./pés² (1350 m³/h/m²) de a área do tanque é adequado para capturar e remover o jato de sopro. A abertura (h) do captor de exaustão deverá ser 0,14 vezes a distância do bico até o captor (0,14W). Se múltiplas fendas forem utilizadas, estas deverão estar localizadas dentro da altura de 0,14 W. O captor com flange é usado na prática.

O captor de exaustão deve ser localizado na borda do tanque e não deverá deixar espaço entre este e o captor.

Em alguns casos, a forma do tanque, localização da sala, correntes de ar etc, podem requerer condições de ajuste da vazão do fluxo de sopro e a exaustão para obter um controle efetivo. Velocidades de corrente de ar acima de 75 pés/min (0,38 m/s) ou tanques muito

largos, acima de 8 pés (2,4 m) podem necessitar aumento na vazão de sopro ou exaustão da ordem de 20%.

4.4.6. Recomendações Práticas

As principais recomendações para o projeto de sistemas de ventilação de tanques são:

- a) velocidade nos dutos = 2000 pés/min (10,2 m/s);
- b) perda de carga na entrada do captor $\Delta P_e = 1,78.P_{c_f} + 0,25.P_{c_d}$, sendo P_{c_f} a pressão cinética na fenda e P_{c_d} a pressão cinética no duto logo após o captor;
- c) máxima velocidade no plenum = metade da velocidade na fenda;
- d) velocidade na fenda = 2000 pés/min (10,2 m/s)
- e) Se o comprimento do tanque (L) for maior que 6 pés (1,8 m), é desejável usar várias tomadas ao longo do comprimento;
- f) Se o comprimento do tanque (L) maior ou igual a 10 pés (3 m) é necessário usar várias tomadas ao longo do comprimento;
- g) Com referência a largura (W) do tanque recomenda-se:
 - W até 20 polegadas (0,5 m): é suficiente o uso de fendas em um lado;
 - W de 20 pol (0,5 m) a 36 polegadas (0,9 m): é desejável fenda nos 2 lados do tanque;
 - W de 36 pol (0,9 m) a 48 polegadas (1,2 m): é necessário usar fenda nos 2 lados;
 - W maior que 48 polegadas (1,2 m): enclausurar ou usar sopro-exaustão;
- h) Não é praticável ventilar através da dimensão L do tanque quando $W/L > 2$, e dever ser evitada quando $W/L > 1$;
- i) O nível do líquido no tanque deve estar pelo menos 6 polegadas (15 cm) abaixo da base da fenda;
- j) Os dutos devem ser revestidos se necessário, de material anticorrosivo e ter portas de limpeza e drenagem;
- k) Sempre que possível deve-se utilizar anteparos para reduzir o efeito de correntes cruzadas.

Exemplo de aplicação:

Um tanque de decapagem de peças de aço deve ser provido com ventilação local e exaustora. Calcular a vazão para cada um dos tipos de captos possíveis.

Dados: agente decapante: ácido sulfúrico (H_2SO_4)

TLV do $H_2SO_4 = 1 \text{ mg/m}^3$ (névoa)

Taxa de evaporação = 1

Dimensões do tanque = 0,5m x 1m x 1m

Resolução:

a) Transformação de Unidades

1 metro = 3,28 pés, portanto:

W = largura do tanque = 0,5m x 3,28 pés/m = 1,64 pés

L = comprimento do tanque = 1m x 3,28 pés/m = 3,28 pés

H = altura do tanque = 1m x 3,28 pés/m = 3,28 pés

b) Determinação da Classe do Banho

- RISCO POTENCIAL

Sendo TLV = $1\text{mg}/\text{m}^3$ (névoa), da Tabela 4.5, tem-se Risco Potencial B.

- TAXA DE EVAPORAÇÃO

Dado: Taxa de evaporação = 1

- CLASSE DO BANHO: B1

c) Determinação das velocidades de controle (v_c)

Da Tabela 4.7 tem-se as velocidades de controle para os diversos tipos de captosres:

Tipo de Captor	v_c (pés/min)	v_c (m/s)
Enclausurante, 1 lado aberto	75	0,38
Enclausurante, 2 lados abertos	100	0,51
Exaustão lateral	100	0,51
Coifa, 3 lados abertos	125	0,64
Coifa, 4 lados abertos	175	0,89

d) Cálculo da vazão para captor enclausurante

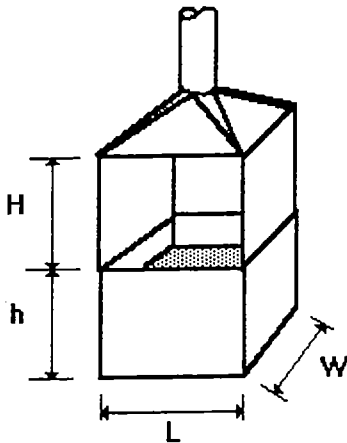
Enclausurante com 1 lado aberto

$$Q_1 = A_1 \times v_c$$

Considerado a altura da abertura do enclausuramento igual a 0,8m (2,624pés) tem-se:

$$Q_1 = (L.h).v_c = 3,28 \times 2,624 \times 75 = 646 \text{ pés}^3/\text{min.}$$

$$Q_1 = 646 \text{ pés}^3/\text{min.}$$



Enclausurante com 2 lados abertos

$$Q_2 = A_2 \times v_c$$

Considerando o lado oposto aberto, tem-se:

$$Q_2 = 2 \cdot (L \cdot h) \cdot v_c = 2 \cdot (3,28 \times 2,624) \times 100 = 1721 \text{ pés}^3/\text{min}.$$

$$Q_2 = 1721 \text{ pés}^3/\text{min}$$

e) Cálculo da vazão para exaustão lateral

Para o cálculo da vazão para exaustão lateral temos que recorrer a Tabela 4.8.

Sendo $W = 0,5 \text{ m} = 19.685 \text{ pol} (< 20 \text{ pol})$, podemos utilizar a captação por uma lado do tanque. Considerando tanque livre (sem estar contra uma parede ou barreira) tem-se:

Com $v_c = 100 \text{ pés}/\text{min}$ e $W/L = 0,5\text{m}/1\text{m} = 0,5$, obtém-se da Tabela 4.8 a vazão por pé² de área do tanque:

$$Q_{3u} = 225 \text{ pés}^3/\text{min}/\text{pé}^2 \text{ de tanque}$$

$$\text{A área superficial do tanque (A}_t\text{) é: } A_{st} = 1,64 \times 3,28 = 5,38 \text{ pés}^2$$

$$\text{Portanto: } Q_3 = 225 \times 5,38 = 1210 \text{ pés}^3/\text{min}$$

$$Q_3 = 1210 \text{ pés}^3/\text{min}$$

f) Cálculo da vazão para captor tipo de coifa

Coifa com 3 lados abertos (assumindo um lado da dimensão L fechado)

$$Q_4 = 1,4 (2W+L) \cdot h \cdot v_c = 1,4 (2 \times 1,64 + 3,28) \times 2,624 \times 125 = 3012 \text{ pés}^3/\text{min}.$$

$$Q_4 = 3012 \text{ pés}^3/\text{min}.$$

Coifa, com 4 lados abertos

$$Q_5 = 1,4 P.h.v_c \quad P = (2W + 2L) = 9,84 \text{ pés.}$$

$$Q_5 = 1,4 \times 9,84 \times 2,624 \times 175 = 6236 \text{ pés}^3/\text{min.}$$

$Q_5 = 6236 \text{ pés}^3/\text{min.}$
--

h) Resumo

Tipo de Captor	Vc (fpm)	Vazão (cfm)
Enclausurante, 1 lado aberto	75	646
Enclausurante, 2 lados abertos	100	1721
Coifa, 3 lados abertos	125	3012
Coifa, 4 lados abertos	175	6326
Exaustão lateral	100	1210

CAPÍTULO 5 - VENTILAÇÃO LOCAL EXAUSTORA - SISTEMA DE DUTOS

5.1. Transporte dos Poluentes

O transporte dos poluentes através dos dutos do sistema depende da velocidade do ar na tubulação. Para poluentes gasosos a velocidade tem pouca importância uma vez que não ocorre sedimentação na tubulação mesmo para velocidades baixas. Neste caso são utilizadas velocidades na faixa econômica, usualmente entre 5 e 10 m/s.

No caso de poluentes na forma de partículas, é importante manter a velocidade mínima de transporte para que não ocorra sedimentação nos dutos. Essa velocidade varia de acordo com a densidade e granulometria das partículas. Os valores usuais estão mostrados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1. - Velocidade de Transporte de Partículas em Dutos

Tipo de partícula	Velocidade mínima (m/s)
1. Partículas de densidade baixa ex: fumaça, fumos de óxidos de zinco, fumos de alumínio, pó de algodão.	10
2. Partículas de densidade média ex: cereais, pó de madeira, pó de plástico pó de borracha.	15
3. Partículas de densidade média/alta ex: fumos metálicos, poeira de jateamento de areia e de esmerilhamento.	20
4. Partículas de densidade alta ex: fumos de chumbo, poeiras de fundição de ferro.	25

A velocidade no duto tem também influência na perda de carga do sistema ou seja, na energia requerida para o fluido percorrer o sistema de dutos. Quanto maior a velocidade maior será a perda de carga e maior a potência exigida do ventilador.

Dessa forma, é conveniente, do ponto de vista econômico, que a velocidade fique próxima e acima da velocidade mínima de transporte requerida para o caso específico, de forma a atender ambos os objetivos, a não ser em pequenos trechos por razões específicas (restrição de espaço, balanceamento de tramos etc), mas nunca abaixo da mínima velocidade requerida para o caso específico.

Portas de inspeção são necessárias nas tubulações em intervalos de pelo menos 3 metros e junto às singularidades de maior probabilidade de deposição de pó.

5.2. Dimensionamento dos Dutos

No sistema de ventilação local exaustora, dimensionar o sistema de dutos significa determinar a área da seção transversal do duto (A_D), pela qual passa a vazão (Q) requerida, a uma dada velocidade (v_f) desejável.

Assim sendo, a equação básica relacionado estes três parâmetros é expressa por:

$$A = Q/v_t$$

Se o duto for circular o diâmetro pode ser determinado pela equação:

$$d = \sqrt{\frac{4.Ad}{3.14}}$$

Se o duto for retangular de lados a e b tem-se:

$$A = a.b \text{ ou seja, } a.b = Q/v_t$$

Deve ressaltar que a vazão (Q) dos gases é aquela vazão necessária para garantir a captação dos poluentes no(s) captor (es) e a velocidade (v_t) é a velocidade mínima de transporte das partículas apresentadas na tabela 5.1 ou na faixa econômica de 5 a 10m/s para poluentes gasosos.

5.3. Requisitos de energia no sistema de dutos

a) Dutos retos

Em trechos de dutos retos, as perdas de energia são causadas pelo atrito nas paredes internas e podem ser calculadas por:

$$\Delta P_L = \frac{0,5.f.L.v^2.d_f}{D}$$

Sendo ΔP_L a perda de carga no trechos reto de comprimento L, com diâmetro d por onde passam os gases à velocidade V; f é o coeficiente de atrito que depende da rugosidade das paredes internas do duto e d_f a densidade dos gases. O coeficiente de atrito pode ser obtido através do Diagrama de Moody, tendo como base a rugosidade do duto e o número de Reynolds para a condição específica.

Na prática, a perda de carga é determinada com auxílio de ábacos construídos para um comprimento padronizado (1 metro ou 100 pés), tipo de material de duto e condição do ar pré-fixados (chapa de aço galvanizada e ar padrão a 21 °C e 1 atm de pressão, ou seja, ar com densidade de 1,2 kg/m³), conforme mostrado na figura 5.1. Quando a densidade do fluido e/ou a rugosidade diferirem significativamente das condições estabelecidas é importante fazer as correções devidas.

5.4. Singularidades

Singularidade é qualquer elemento do sistema que causa distúrbio no fluxo de ar, como por exemplo os cotovelos, junções, contrações, expansões etc.. As singularidades representam pontos de perda de carga localizada. Todos esses elementos devem ser projetados, de preferência, como regra geral, na geometria que ocasione a menor perda de carga possível.

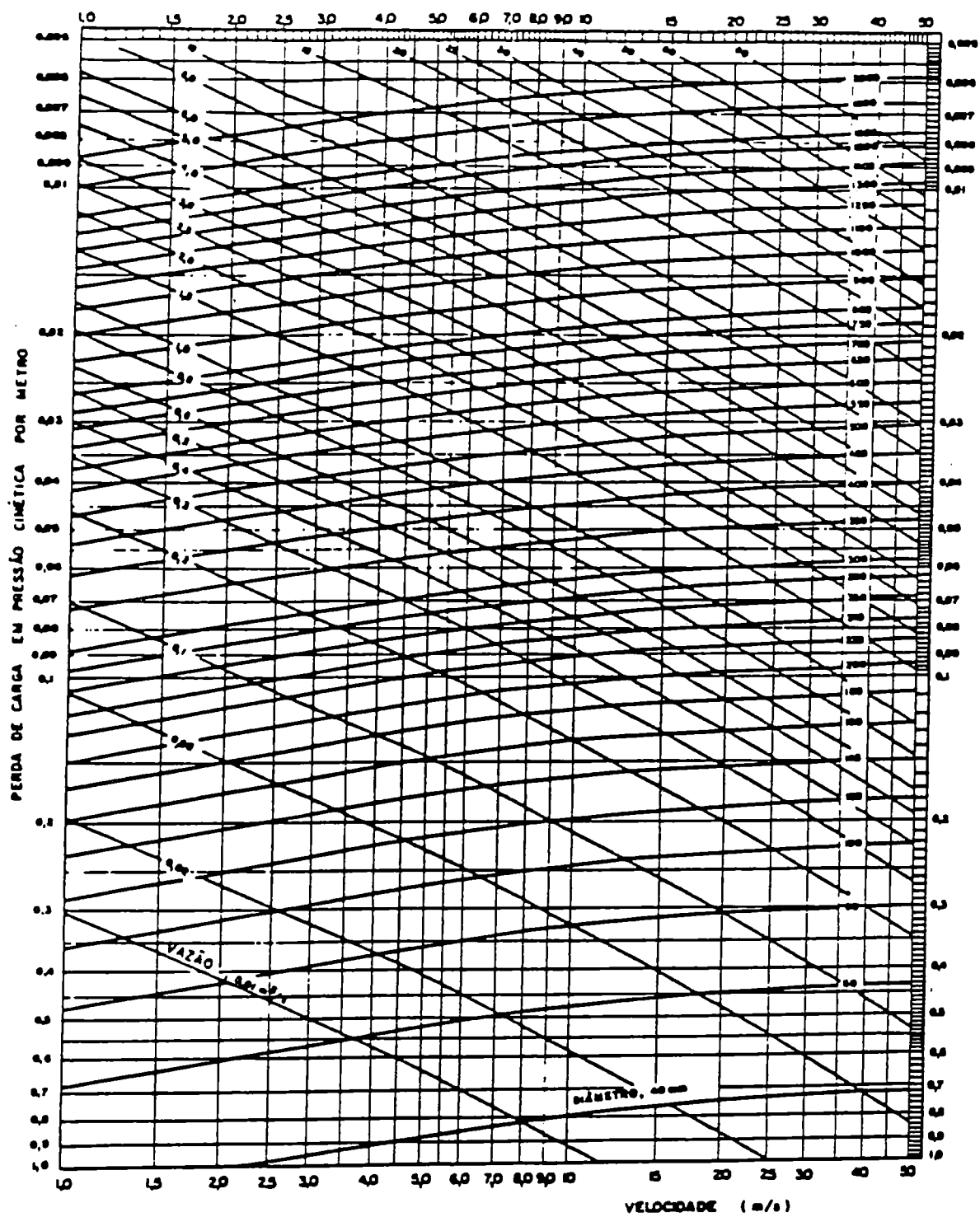


Figura 5.1. Perda de Carga em Dutos Retos

Por exemplo, os cotovelos deveriam ser de raio de curvatura igual a 2,5D; as junções deveriam ter ângulo de entrada máximo de 30 graus; as contrações e expansões deveriam ser suaves etc.

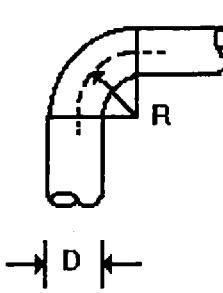
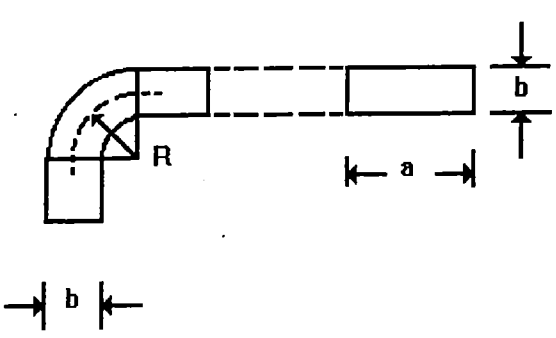
Deve-se ressaltar que os sistemas projetados com singularidades fora das recomendações acima podem funcionar bem apesar de que às custas de maior potência e em consequência com custo operacional mais elevado. Muitas vezes a disponibilidade do mercado conduz à utilização de singularidades de maior perda de carga.

As perdas das cargas em singularidades são baseadas em dados práticos, onde geralmente elas são expressas em fração da pressão cinética no duto (Tabelas 5.2, 5.3 e 5.4) ou em comprimento equivalente em duto reto.

COTOVELO:

A perda de carga em cotovelos depende basicamente do raio de curvatura, da forma do duto e do ângulo de mudanças de direção. A tabela 5.2 fornece as perdas de carga em cotovelos de 90° com seções transversais circulares e retangulares em fração da pressão cinética no duto para vários valores de raio de curvatura. Para cotovelos com mudanças de direção diferentes de 90°, calcula-se a perda para cotovelo de 90°, multiplicando-se o valor pelo fator de correção constante da mesma tabela.

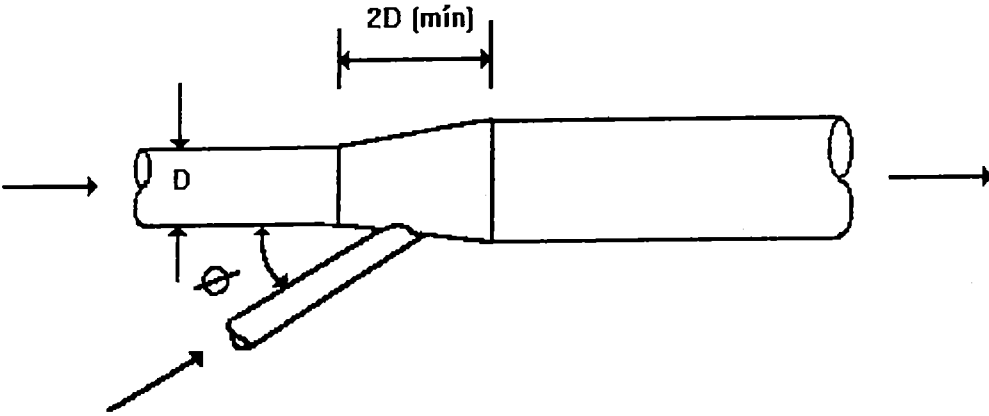
Tabela 5.2. Perda de carga em cotovelos

COTOVELO CIRCULAR		COTOVELO RETANGULAR							
									
R / D	Perda em fração de P _c (Kcot)	R / b	Perda em fração de P _c (Kcot)						
			a / b						
			0,25	0,5	1	2	3	4	
2,75	0,26	0,0	1,50	1,32	1,15	1,04	0,92	0,86	
2,50	0,22	0,5	1,36	1,21	1,05	0,95	0,84	0,79	
2,25	0,26	1,0	0,45	0,28	0,21	0,21	0,20	0,19	
2,00	0,27	1,5	0,28	0,18	0,13	0,13	0,12	0,12	
1,75	0,32	2,0	0,24	0,15	0,11	0,11	0,10	0,10	
1,50	0,39	3,0	0,24	0,15	0,11	0,11	0,10	0,10	
1,25	0,55								
Fator de correção para ângulos diferentes de 90		Ângulo				120	60	45	30
		Fator de correção				1,22	0,67	0,50	0,33

JUNÇÕES:

A perda de carga nas junções varia em função do ângulo de entrada do tramo secundário, para o qual é debitada a respectiva perda, de acordo com os valores fornecidos pela tabela 5.3, em fração da pressão cinética (PC) do duto.

Tabela 5.3 Perda de carga em junções



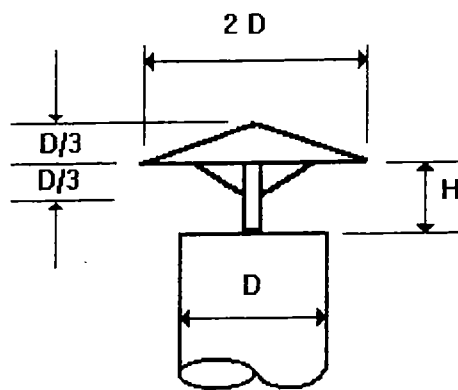
ÂNGULO	PERDA EM FRAÇÃO DE P_c (K_j)
10	0,06
15	0,09
20	0,12
25	0,15
30	0,18
35	0,21
40	0,25
45	0,28
50	0,32
60	0,44
90	1,00

CHAPÉUS: (saída de chaminé)

A tabela 5.4 apresenta as perdas de cargas em chapéus (tipo chinês) para diferentes valores da altura (H) para saída dos gases, relacionadas com o diâmetro da chaminé (D).

Nota: o chapéu só deve ser utilizado em casos onde a dispersão da emissão residual não for necessária, pois o chapéu prejudica a boa dispersão dos gases e partículas contidos no fluxo.

Tabela 5.4. Perda de carga em chapéus



H / D	PERDA EM FUNÇÃO DE PC (Kch)
1,00	0,10
0,75	0,18
0,70	0,22
0,65	0,30
0,60	0,41
0,55	0,56
0,50	0,73
0,45	1,00

5.5. Balanceamento de Tramos

O termo "balanceamento de tramos" significa o procedimento para atingir o equilíbrio de pressões estáticas em pontos de junção de tubulações, de forma a conseguir em cada um dos tramos as vazões de exaustão requeridas. Considere os dois tramos mostrados na Figura 5.2 abaixo.

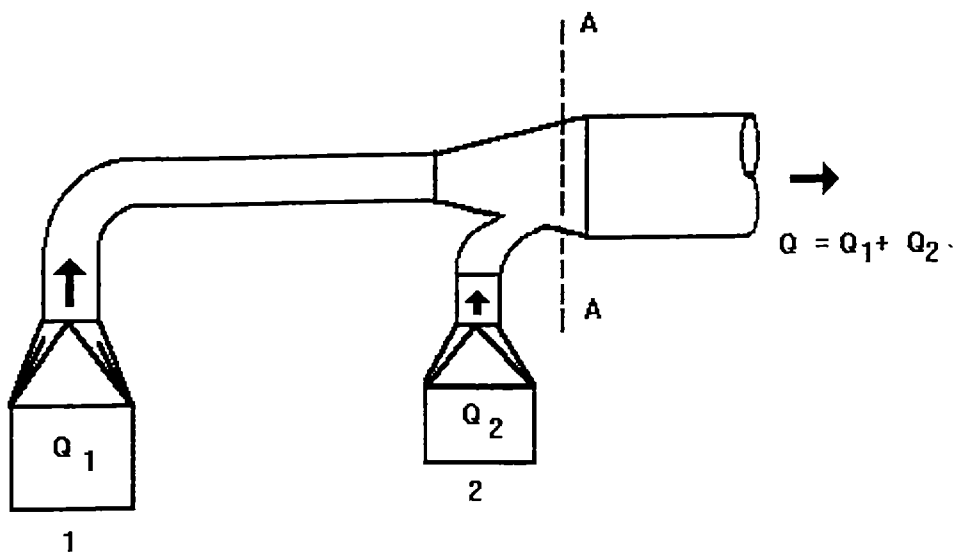


Figura 5.2. Sistema de Ventilação Local Exaustora com dois tramos

A pressão estática na secção AA é a somatória da pressão cinética da aceleração do fluido em cada um dos captosres, mais as perdas de carga em cada um dos tramos. Num sistema balanceado tem-se:

$$Pe_{AA} = PC_1 + \Delta P_{1A} = PC_2 + \Delta P_{2A}$$

Se o sistema não estiver balanceado quando do projeto, na prática ele vai se auto balancear pois na junção pode existir uma pressão estática. No entanto esse balanceamento não programado e não controlado ocasionará vazões e mesmo velocidades diferentes daquelas desejadas. No tramo que tiver menor pressão estática ocorrerá aumento da vazão mas a custo de redução de vazão no outro tramo, podendo atingir condições não aceitáveis de vazão de exaustão ou de velocidade de transporte promovendo deposição de partículas nos dutos e reduzindo a eficiência de captação.

O balanceamento pode ser conseguido através do adequado projeto das tubulações e singularidades, procedimento esse denominado "balanceamento por pressões estáticas", através do uso de dampers e placas de orifício, os quais, devidament. O balanceamento por pressões estáticas deve ser utilizado sempre que possível pois se bem projetado, o sistema funcionará dentro das condições previstas, sem necessidade de ajustes posteriores. Esse tipo de balanceamento, por ser estanque, dificulta a má ação do operador sobre o sistema. Contudo, trata-se de método que exige conhecimento perfeito das perdas de cargas de cada elemento do tramo, sendo de difícil consecução quando o número de tramos for elevado.

A igualdade das perdas de cargas no ponto de junção de dois tramos pode ser encarada em termos práticos, com uma certa tolerância, sugerindo-se a seguinte metodologia:

a) Quando houver uma diferença entre as pressões estáticas calculadas em cada tramo, de 20% ou mais, deve-se redimensionar um dos tramos (geralmente o de menor perda de carga, em virtude das limitações da velocidade mínima de transporte), fazendo-se as modificações necessárias para reduzir a diferença.

b) Quando a diferença entre as pressões estáticas oscilar entre 5 e 20%, pode-se atingir o balanceamento, aumentando-se ligeiramente a vazão no tramo de menor perda de carga. Esta vazão final ou vazão corrigida, pode ser calculada por:

$$Q_{\text{corrigida}} = Q_{\text{inicial}} \cdot \sqrt{\frac{Pe(\text{maior})}{Pe(\text{menor})}}$$

c) Quando houver uma diferença entre as pressões estáticas menor que 5%, o sistema é considerado balanceado, ignorando-se o pequeno erro. Prossegue-se na elaboração ou revisão do projeto com o maior valor da pressão estática calculada até o ponto.

A elaboração do projeto de um sistema balanceado com o uso de registros é mais simples e rápido, devendo levar em consideração a velocidade mínima de transporte. Este tipo de sistema apresenta maior flexibilidade, permitindo alterações desejadas de vazão posteriormente, dentro de certos limites. Apresenta contudo diversas desvantagens, como por exemplo, a maior presença de pontos de deposição de partículas; pós abrasivos podem desgastar as válvulas de balanceamento ocasionando desbalanceamento do sistema; o balanceamento pode ser alterado pela ação dos operadores, ocasionando alterações de vazões que certamente prejudicarão a captação, podendo também, ocasionar deposição de partículas nas tubulações.

Tabela 5.5. Fator de correção de densidade

Temperatura (°C)	Altitude (metros acima do nível do mar)								
	0	250	500	750	1000	1250	1500	1750	2000
0	1,08	1,05	1,02	0,99	0,96	0,93	0,90	0,87	0,85
21	1,00	0,97	0,94	0,91	0,89	0,86	0,83	0,81	0,78
50	0,91	0,88	0,86	0,83	0,81	0,78	0,76	0,74	0,71
75	0,84	0,82	0,80	0,77	0,75	0,73	0,71	0,68	0,66
100	0,79	0,77	0,74	0,72	0,70	0,68	0,66	0,64	0,62
125	0,74	0,72	0,70	0,68	0,66	0,63	0,62	0,60	0,58
150	0,69	0,67	0,65	0,64	0,62	0,60	0,58	0,56	0,55
175	0,66	0,64	0,62	0,60	0,58	0,56	0,55	0,53	0,51
200	0,62	0,60	0,59	0,57	0,55	0,53	0,52	0,50	0,49
225	0,59	0,57	0,56	0,54	0,52	0,51	0,49	0,48	0,46
250	0,56	0,55	0,53	0,51	0,50	0,48	0,47	0,45	0,44
275	0,54	0,52	0,51	0,49	0,48	0,46	0,45	0,43	0,42
300	0,51	0,50	0,48	0,47	0,45	0,44	0,43	0,42	0,40
325	0,49	0,48	0,46	0,45	0,44	0,42	0,41	0,40	0,39
350	0,47	0,46	0,44	0,43	0,42	0,41	0,39	0,38	0,37
375	0,45	0,44	0,43	0,41	0,40	0,39	0,38	0,37	0,36
400	0,44	0,42	0,41	0,40	0,39	0,38	0,36	0,35	0,34
425	0,42	0,41	0,40	0,38	0,37	0,36	0,35	0,34	0,33
450	0,41	0,39	0,38	0,37	0,36	0,35	0,34	0,33	0,32
475	0,39	0,38	0,37	0,36	0,35	0,34	0,33	0,32	0,31
500	0,38	0,37	0,36	0,35	0,34	0,33	0,32	0,31	0,30

kg/m³ = fator de densidade x 1,2.

Ar seco, pesado a 21°C e ao nível do mar = 1,2 kg/m³.

A perda de carga varia diretamente com a densidade (aproximadamente).

CAPÍTULO 6 - EQUIPAMENTOS DE CONTROLE DE POLUIÇÃO DO AR

O tratamento de emissão atmosféricas é realizado através de equipamentos de controle de poluição do ar. Nesses equipamentos são aplicados fenômenos físicos e/ou químicos à mistura gasosa que contém os poluentes ("impurezas") de forma a separá-los do gás que os transporta. Os mecanismos a serem aplicados dependerão do tipo e natureza dos poluentes e do tipo de equipamento de controle utilizado.

A escolha de um equipamento de controle depende de vários fatores, entre os quais o tipo e natureza dos poluentes, eficiência de controle desejadas, condições locais e custo e esse assunto é objeto de apostila específica. Para o sistema de ventilação, a importância do equipamento de controle de poluição do ar é a sua contribuição em termos de perda de carga. A tabela 6.1 mostra as perdas de carga usuais em diversos tipos de equipamentos de controle de poluição do ar

Tabela 6.1. Perda de Carga em Equipamentos de Controle da Poluição do Ar

EQUIPAMENTO	PERDA DE CARGA Faixa Usual (mmCA)
CÂMARA DE SEDIMENTAÇÃO GRAVITACIONAL	5 a 20
CÂMARA DE IMPACTAÇÃO	35 a 65
CICLONE CONVENCIONAL	25 a 50
CICLONE DE MÉDIA EFICIÊNCIA	50 a 100
CICLONE DE ALTA EFICIÊNCIA	100 a 125
MULTICICLONES	100 a 125
LAVADOR TIPO TORRE DE SPRAY	15 a 25
LAVADOR CICLÔNICO	65 a 150
LAVADOR TIPO EJETOR *	25 a 75
LAVADOR AUTO-INDUZIDO OU DE ORIFÍCIO	65 a 150
LAVADOR DE IMPACTAÇÃO	100 a 150
LAVADOR VENTURI	250 a 1000
FILTRO DE TECIDO (FILTRO-MANGA)	40 a 200
FILTRO COMPACTADO	5 a 25
PRECIPITADOR ELETROSTÁTICO	5 a 20
TORRE DE ENCHIMENTO (ABSORVEDOR)	50 a 200
TORRE DE PRATOS (ABSORVEDOR)	50 a 150
COLUNAS DE ADSORÇÃO	75 a 150
INCINERADOR DE CHAMA DIRETA (TÉRMICO)	5 a 15
INCINERADOR CATALÍTICO	25 a 100

*Pressão disponível

CAPÍTULO 7 - CONJUNTO VENTILADOR - MOTOR

7.1. Importância

O conjunto Ventilador-Motor fornece a energia necessária para movimentar o fluido e vencer todas as perdas de carga (resistência) do sistema.

O ventilador é o coração de qualquer sistema de ventilação. Ele cria um diferencial de pressão através do sistema que faz o ar fluir através do mesmo. A seleção do ventilador adequado a sua performance são vitais para o correto funcionamento de todo o sistema.

7.2. Classificação dos Ventiladores

Os ventiladores são usualmente classificados de acordo com a direção de movimentação de fluxo através do rotor. Assim tem-se os ventiladores centrífugos e os axiais, os quais estão ilustrados na Figura 7.1. Os centrífugos são destinados a movimentação de ar numa ampla faixa de vazão e pressão enquanto as axiais se restringem aplicações de baixa e média pressão (até 150 mmCA aproximadamente). Em ventilação os ventiladores mais utilizados são os centrífugos, os quais estão disponíveis em quatro tipos, segundo as características de rotor ou seja, de pás radiais; de pás para trás; de pás curvadas para frente e o "radial tip".

Ventiladores Centrífugos Radiais

São ventiladores robustos, para trabalho pesado e destinados a movimentar fluido com grande carga de poeira, poeiras pegajosas e corrosivas. Apresentam eficiência baixa, da ordem de 60% e nível de ruído mais alto. É o tipo mais simples em termos construtivos, possuem alta resistência mecânica e são mais fáceis de serem reparados em caso de avarias.

Ventiladores Centrífugos de Pás para Trás

São ventiladores de alta eficiência chegando a atingir eficiências maiores que 80% e seu funcionamento é silencioso. Uma importante característica desse ventilador é a auto-limitação de potência, característica essa importante quando a perda de carga do sistema é variável, evitando assim a sobrecarga do motor. Possuem dois tipos de pás: as aerodinâmicas e as planas. As primeiras são de grande rendimento pois permitem uma corrente mais uniforme. São empregados nos casos de grande vazões e pressões médias sendo que a economia de potência chega a compensar o maior custo de aquisição. Já os de pás planas podem ser utilizados para transportar ar sujo já que apresentam a característica de serem auto-limpantes, no entanto apresentam eficiência menor que os de pás aerodinâmicas. Chegando a atingir 80%.

Ventiladores Centrífugos de Pás Curvadas para frente

Esses ventiladores requerem menor espaço para sua instalação, apresentam baixa velocidade periférica e são silenciosos. São usados para pressões baixas e moderadas. Devido à forma os rotores de pás para frente não são recomendados para movimentar fluidos com poeiras e fumos que possam aderir às mesmas e causar desbalanceamento do rotor e conseqüentemente vibração. A sua curva característica apresenta zona de instabilidade na qual o ventilador não deve trabalhar. Além disso não apresenta auto-limitação de potência

podendo sobrecarregar o motor. A eficiência desses ventiladores é menor que os de pás para trás. São recomendados para sistema de ventilação geral e de ar condicionado onde a carga de poeiras e outras partículas é baixa.

Ventiladores "Radial Tip"

São ventiladores de pás planas inclinadas para trás, porém com pontas que se curvam até chegarem a ser radiais. Isso ocasiona uma queda na eficiência e podem proporcionar maiores vazões. São utilizados em fornos de cimento, fábricas de celulose e papel, etc.

7.3. Curva ou Tabela Característica

Cada tipo de ventilador apresenta características próprias de variação de pressão, potência e eficiência em função da vazão que não são apresentadas através de curvas características ou tabelas características as quais são importantes para estabelecer a região ótima de trabalho bem como para se saber o comportamento do ventilador quando um parâmetro é alterado como por exemplo a resistência do sistema. Aumento de resistência (perda de carga) significa queda da vazão a qual pode ser obtida na curva ou tabela característica do ventilador. Todo ventilador portanto deveria vir acompanhado de sua curva ou tabela característica.

Na Figura 7.2 estão mostradas as curvas características típicas para ventiladores centrífugos, de acordo com o tipo das pás do rotor. Uma tabela característica típica é apresentada na Figura 7.3.

7.4. Pressão e Potência do Ventilador

A pressão total do ventilador ($P_{t(v)}$) representa a diferença entre a pressão total na saída do ventilador ($P_{t(Sv)}$) e a pressão total na entrada do ventilador ($P_{t(Ev)}$), ou seja:

$$P_{t(v)} = P_{t(Sv)} - P_{t(Ev)}$$

A pressão estática do ventilador ($P_{e(v)}$) é por definição, a pressão total do ventilador reduzida da pressão cinética na saída do ventilador ($P_{c(Sv)}$). Matematicamente tem-se:

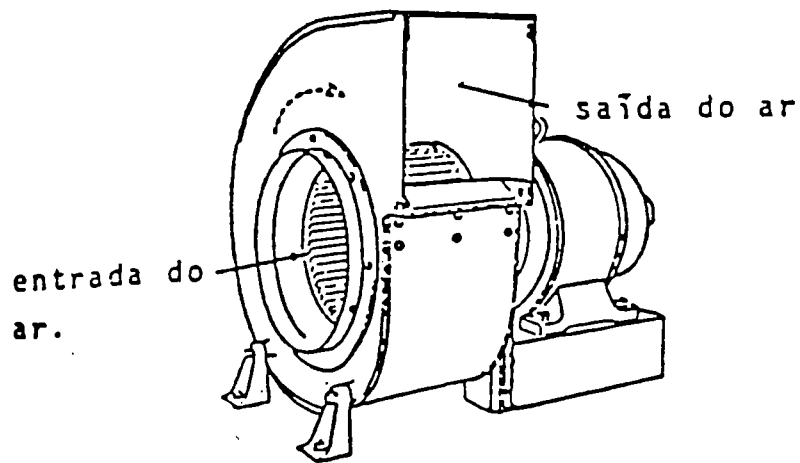
$$P_{e(v)} = P_{t(v)} - P_{c(Sv)}$$

Deve-se recordar aqui que a pressão total é a soma algébrica das pressões estáticas e cinéticas ($P_t = P_e + P_c$)

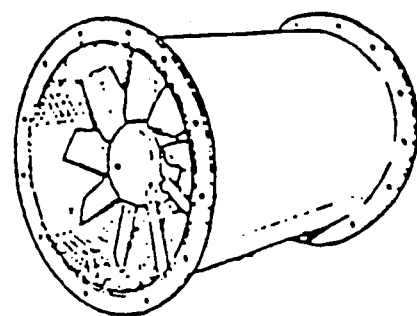
A potência requerida pelo ventilador (N_{RV}) pode ser estimada pela fórmula:

$$N_{RV} = \frac{Q \text{ (m}^3/\text{s)} \cdot P_{t(v)} \text{ (mmCA)}}{75 \cdot E_v} \quad (\text{CV})$$

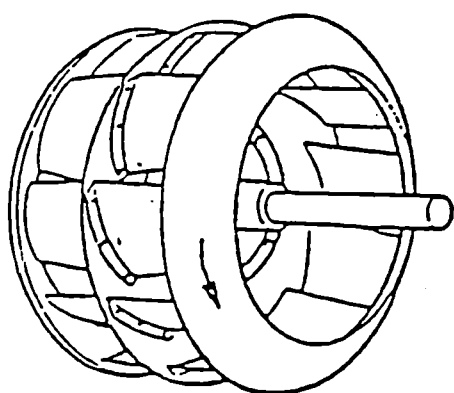
$$N_{RV} = \frac{Q_v \text{ (cfm)} \cdot P_{t(v)} \text{ (polCA)}}{6356 \cdot E_v} \quad (\text{HP})$$



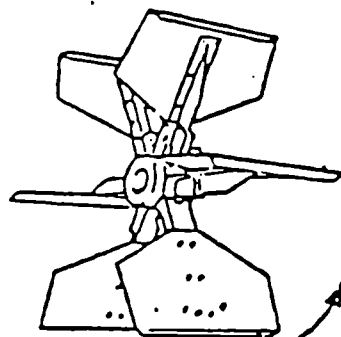
Ventilador centrífugo



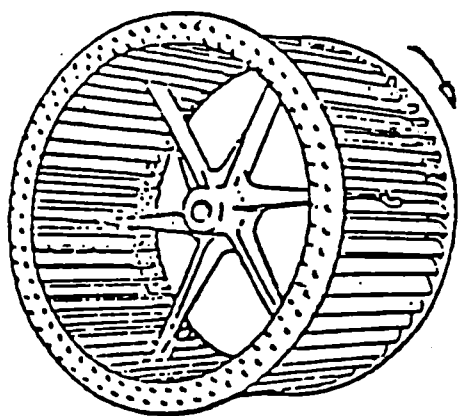
Ventilador axial



Rotor de pás radiais

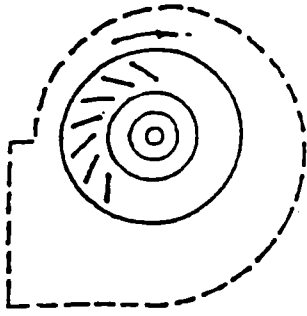


Rotor de pás para trás

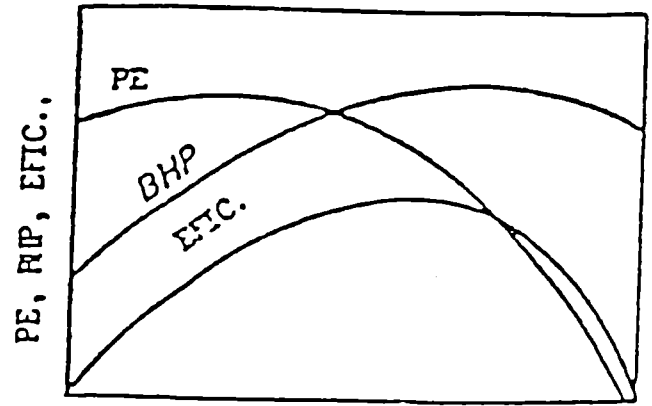


Rotor de pás para frente

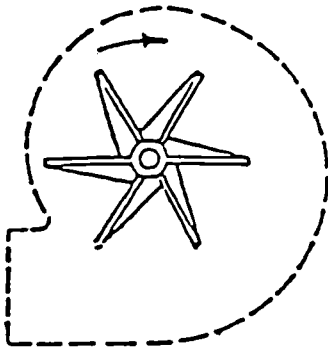
Figura 7.1 - Tipos de Ventiladores e Rotores



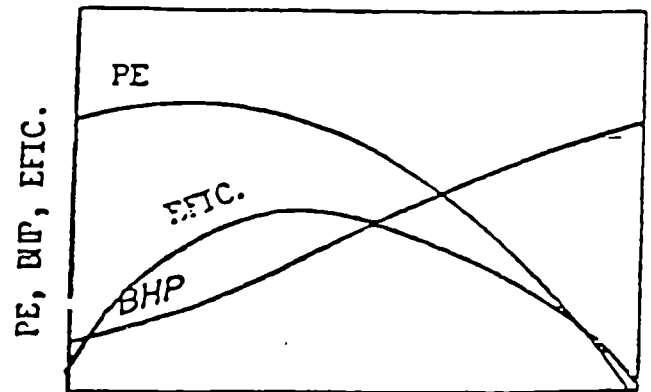
Pás para trás



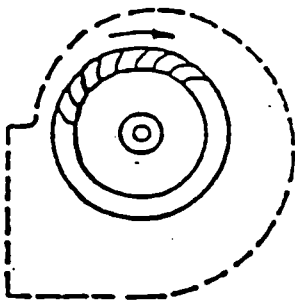
Vazão



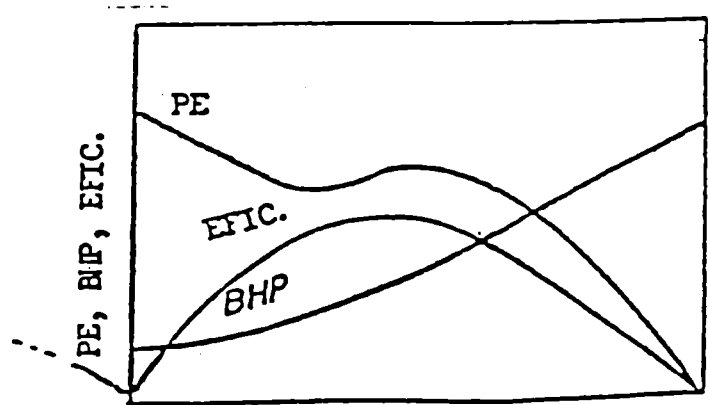
Pás radiais



Vazão



Pás curvadas para frente



Vazão

Figura 7.2 Curva características de ventiladores centrifugos

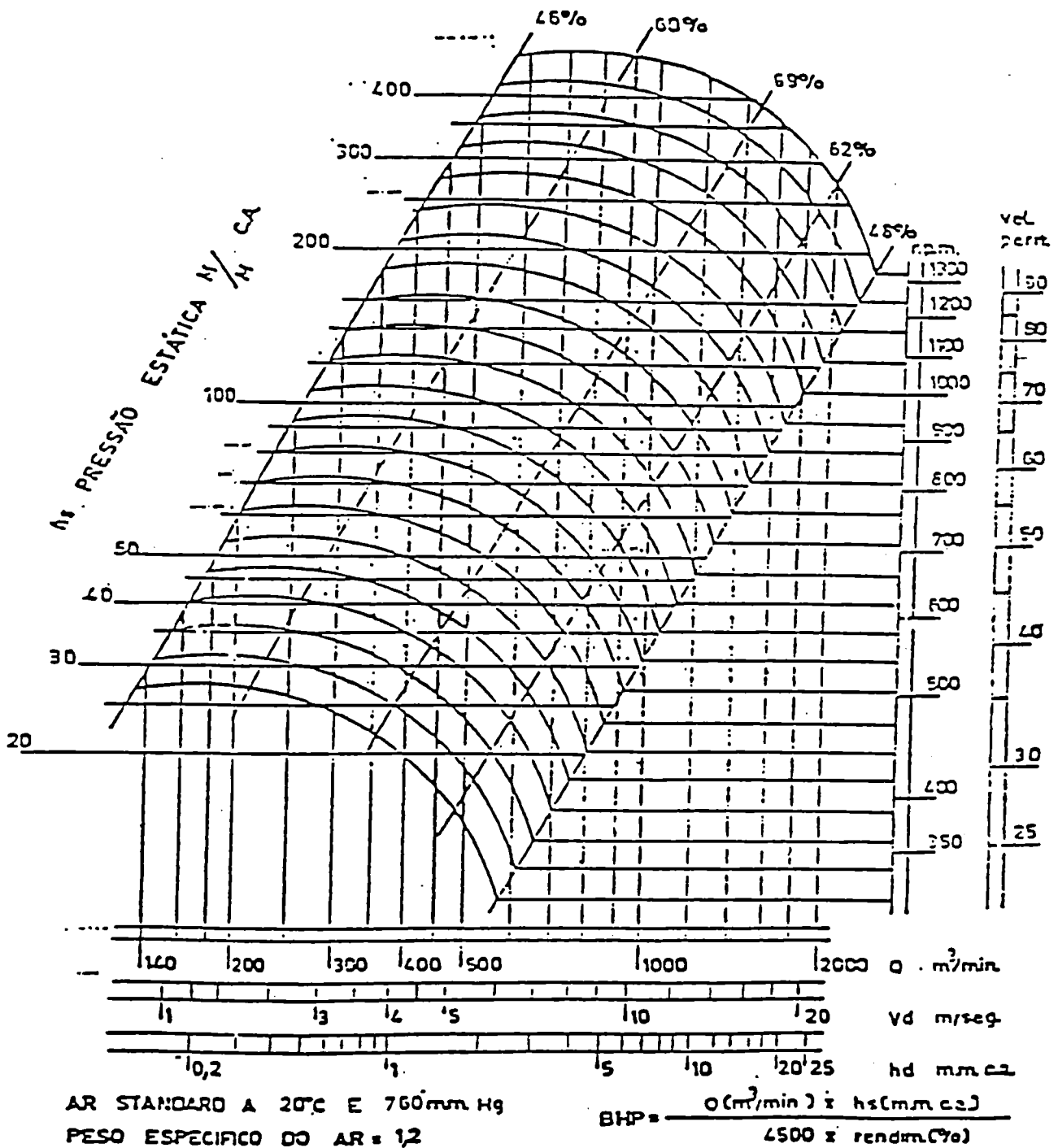


Figura 7.3. - Curva Característica Real

TABELA 7.1 - EXEMPLO DE TABELA CARACTERISTICA DE VENTILADORES

Volume (pés ³ /min.)	Velocidade de saída (pés/min.)	1° S. P.			1 1/4° S. P.			1 1/2° S. P.			1 3/4° S. P.			2° S. P.			2 1/2° S. P.			3° S. P.		
		Veloc. na ponta do pé	RPM	BMP	Veloc. na ponta do pé	RPM	BMP	Veloc. na ponta do pé	RPM	BMP	Veloc. na ponta do pé	RPM	BMP	Veloc. na ponta do pé	RPM	BMP	Veloc. na ponta do pé	RPM	BMP	Veloc. na ponta do pé	RPM	BMP
5418	700	4488	440	1,20	4964	487	1,56	5474	537	2,03	5882	577	2,31	6290	617	2,67	7021	688	3,52	7667	752	4,33
6192	800	4522	443	1,32	4981	488	1,70	5491	538	2,10	5899	578	2,50	6307	618	2,95	7038	690	3,57	7684	753	4,73
6966	900	4556	446	1,46	4998	490	1,85	5508	540	2,29	5916	580	2,72	6324	620	3,17	7055	692	4,13	7701	755	5,15
7740	1000	4624	454	1,60	5032	494	2,01	5525	542	2,45	5933	582	2,95	6341	622	3,39	7072	693	4,43	7718	757	5,54
8514	1100	4709	462	1,78	5083	498	2,19	5542	544	2,67	5967	586	3,13	6358	624	3,63	7089	695	4,74	7735	758	5,82
9288	1200	4862	476	1,97	5202	510	2,42	5593	548	2,91	6001	588	3,38	6375	626	3,94	7106	697	5,05	7752	760	6,22
10062	1300	5015	492	2,18	5321	522	2,74	5695	558	3,14	6052	594	3,63	6409	628	4,20	7123	698	5,35	7769	762	6,37
10836	1400	5168	506	2,41	5474	536	2,90	5831	572	3,43	6137	602	3,93	6494	636	4,49	7140	700	5,63	7803	765	6,90
11610	1500	5338	524	2,67	5644	554	3,19	5984	586	3,73	6273	616	4,22	6579	646	4,82	7191	705	6,00	7837	768	7,30
12384	1600	5525	542	3,05	5814	570	3,49	6137	602	4,03	6443	652	4,60	6732	660	5,18	7259	712	6,44	7871	772	7,73
13158	1700	5712	560	3,28	5984	586	3,78	6307	618	4,39	6596	646	4,98	6885	676	5,58	7378	723	6,81	7905	775	8,10
13952	1800	5899	578	3,68	6171	606	4,17	6477	636	4,75	6749	662	5,36	7030	690	6,01	7531	738	7,35	8007	785	8,63
14706	1900	6120	600	4,06	6375	626	4,60	6664	654	5,15	6902	678	5,75	7191	706	6,45	7684	753	7,80	8109	795	9,15
15480	2000	6358	624	4,53	6379	646	5,06	6851	672	5,61	7089	696	6,19	7344	720	6,90	7837	768	8,34	8279	812	9,70
17028	2200	6817	668	5,53	6970	684	6,05	7225	708	6,68	7497	736	7,35	7684	754	7,92	8160	800	9,40	8602	843	11,19
18576	2400	7278	714	6,65	7446	730	7,30	7650	750	7,93	7837	768	8,59	8075	792	9,30	8500	834	10,70	8925	875	12,36
20124	2600	7820	766	7,96	7922	776	8,69	8109	796	9,38	8279	812	10,00	8466	830	10,83	8874	870	12,50	9248	907	13,85
21672	2800	8330	816	9,59	8466	830	10,28	8585	842	10,95	8755	858	11,99	8908	874	12,48	9248	907	14,05	9588	940	15,96
23220	3000	8857	868	11,33	8959	878	12,05	9095	892	12,84	9231	906	13,63	9367	918	14,44	9656	947	15,98	9979	978	17,64
24768	3200	9418	924	13,28	9503	932	14,18	9605	942	14,86	9843	950	15,70	9843	966	16,64	10132	993	18,23	10387	1018	20,06
26916	3400	9979	978	13,48	10030	984	16,33	10115	992	17,28	10217	1002	18,00	10319	1012	18,88	10608	1040	20,58	10863	1065	22,43

Sendo Q_V a vazão volumétrica, $P_{t(V)}$ a pressão total do ventilador e E_V a eficiência mecânica total do ventilador. A potência real deve ser obtida nas tabelas ou curvas características do ventilador escolhido, a qual é válida para as condições especificadas na curva ou tabela. Para condições de pressão e temperatura diferente daquela deve-se fazer a devida correção pela relação de densidade da condição real e da condição da curva ou tabela característica.

Quando as condições reais do fluido no ventilador, ou seja, a densidade do fluido, for diferente das condições estabelecidas para a curva ou tabela características deve-se proceder da seguinte forma:

a) Considerar a vazão de entrada na tabela ou curva característica igual à vazão real a ser movimentada pelo ventilador.

b) Utilizar a pressão equivalente do ventilador, para as condições da curva ou tabela característica determinada da seguinte forma:

$$P_{e(\text{equiv})} = P_{e(\text{real})} \times \frac{1}{F_d}$$

$$P_{t(\text{equiv})} = P_{t(\text{real})} \times \frac{1}{F_d}$$

sendo $F_d = \frac{\rho_{\text{real}}}{\rho_{\text{curva}}}$ (Fator de Densidade)

c) Determinar o ponto de operação na curva característica utilizando a vazão real e pressão equivalente, conhecendo-se então a eficiência mecânica do ventilador e a rotação que serão válidas também para as condições reais.

d) A potência equivalente (N_{equiv}) servirá para dimensionar o motor para partida a frio e será igual a:

$$N_{(\text{equiv})} = N_{v(\text{real})} \times \frac{1}{F_d}$$

7.5. Lei dos Ventiladores

Existem diversas relações que regem o estudo dos ventiladores, as quais são chamadas de Leis dos Ventiladores e são constituídas das proporcionalidades existentes entre os diversos parâmetros envolvidos, quais sejam:

- a vazão varia de acordo com a rotação, com a densidade do fluido e com o tamanho do ventilador;
- a pressão varia com o quadrado da rotação, com a densidade do fluido e com o tamanho do ventilador;
- a potência varia com o cubo da rotação, com a densidade do fluido e com o tamanho do ventilador;

A Tabela 7.2 apresenta as fórmulas que regem as leis dos ventiladores, cuja nomenclatura adotada é listada a seguir:

d	= diâmetro do ventilador	ϖ	= vazão mássica
Q	= vazão em volume	ρ	= densidade do fluido
Pe	= pressão estática	η	= eficiência mecânica do ventilador
rpm	= rotações por minuto		
HP	= potência transferida ao fluido		

Tabela 7.2. - Fórmulas que regem as Leis dos Ventiladores

PARÂMETROS	LEIS DOS VENTILADORES		
Ventilador exaurindo gás com densidade constante	$\frac{\varpi_1}{\varpi_2} = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\text{rpm}_1}{\text{rpm}_2}$	$\frac{P_{e1}}{P_{e2}} = \frac{(\text{rpm}_1)^2}{(\text{rpm}_2)^2}$	$\frac{HP_1}{HP_2} = \frac{(\text{rpm}_1)^3}{(\text{rpm}_2)^3}$
Ventilador operando a uma rotação constante (Q=cte.)	$\frac{\varpi_1}{\varpi_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2}$	$\frac{P_{e1}}{P_{e2}} = \frac{\rho_1}{\rho_2}$	$\frac{HP_1}{HP_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2}$
Variações de acordo com o tamanho do ventilador	$\frac{Q_1}{Q_2} = \left[\frac{d_1}{d_2}\right]^3$	$\frac{P_{e1}}{P_{e2}} = \left[\frac{d_1}{d_2}\right]^2$	$\frac{HP_1}{HP_2} = \left[\frac{d_1}{d_2}\right]^5$

Com base nessas relações pode-se chegar a duas conclusões importantes:

- ventiladores de diversos tamanhos de uma mesma série possuem comportamento semelhante e por isso, uma vez que se faça o teste com um ventilador da série, o funcionamento dos demais poderá ser previsto de acordo com as equações acima;
- deve-se tomar cuidado com as medidas de aumento de rotação do motor para a obtenção de maiores vazões no ventilador, uma vez que a potência varia com o cubo da rotação e nem sempre o motor instalado tem capacidade para resistir a esse aumento e poderá queimar. Outros problemas que podem ocorrer são referentes à estrutura e características construtivas dos ventiladores, que podem não resistir aos aumentos de rotações aplicados sem prévio estudo.

7.6. Interação Ventilador-Sistema

A curva característica exibe a variação da vazão do ventilador com a pressão contra a qual o mesmo está trabalhando. Por outro lado, cada vazão fluindo no sistema significará uma determinada resistência (perda de carga) e conseqüentemente uma pressão requerida,

podendo-se então construir a curva de variação com a vazão, chamada de curva do sistema (vide Figura 7.4). O ponto de intersecção entre duas curvas será o ponto de operação (pontos 1, 2 ou 3, na Figura 7.4). O que se procura obter na prática é um ponto de intersecção que atende às condições de vazão e pressão requeridas pelo sistema.

Na prática muitas vezes não se consegue obter um ponto de operação adequado, sendo necessário instalar dispositivos de controle de vazão, alterar a rotação do ventilador ou mesmo substituí-lo por outro mais adequado ao caso, ou mesmo utilizar ventiladores em séries, para aumento da pressão disponível, ou em paralelo, para aumento da vazão do sistema.

A alteração de vazão ou pressão pode ser conseguida pelos seguintes métodos:

A) Alteração da Velocidade de Rotação do Ventilador

Essa providência altera a curva do ventilador. De acordo com as leis dos ventiladores a vazão variará proporcionalmente à variação da rotação, a pressão estática variará com o quadrado da rotação, a potência variará com o cubo da variação da rotação. Para se conseguir esse efeito pode-se utilizar transmissões variáveis e motores de velocidade variável.

B) "Dampers" na saída ou na entrada do ventilador

A introdução de uma resistência adicional no sistema altera sua curva e o ponto de intersecção na curva do ventilador. Essa resistência adicional é conseguida através da utilização de "Dampers" (registro tipo veneziana), que é o método mais utilizado devido ao seu baixo custo, fácil ajuste, pequeno espaço requerido e manutenção pouco exigente. Os dampers podem ser colocados tanto na entrada como na saída e podem ser do tipo abas paralelas ou abas opostas. (Figura 7.5).

C) Controle de volume de ar na entrada do ventilador

A curva característica do ventilador pode ser modificada mudando-se a rotação do ar na sucção do ventilador. Para tanto se usa um tipo de controle denominado de IVC (tipo catavento) ou um damper na caixa de entrada. (Figura 7.6)

Os controles de volume na entrada do ventilador tem limitações em seu uso quando estão expostos a corrosão e erosão pela presença de poluentes no caso de ventiladores localizados antes do equipamento de controle de poluição do ar. Também a exposição a alta temperaturas restringe o seu uso.

Cada solução para alteração da vazão ou pressão representará um ônus adicional em termos de potência e portanto em termos de custo operacional. O método que menos influencia a potência é o uso de motor de velocidade variável, vindo a seguir a transmissão variável, o controle na entrada (IVC), dampers na sucção e por último dampers na saída do ventilador. (Figura 7.7)

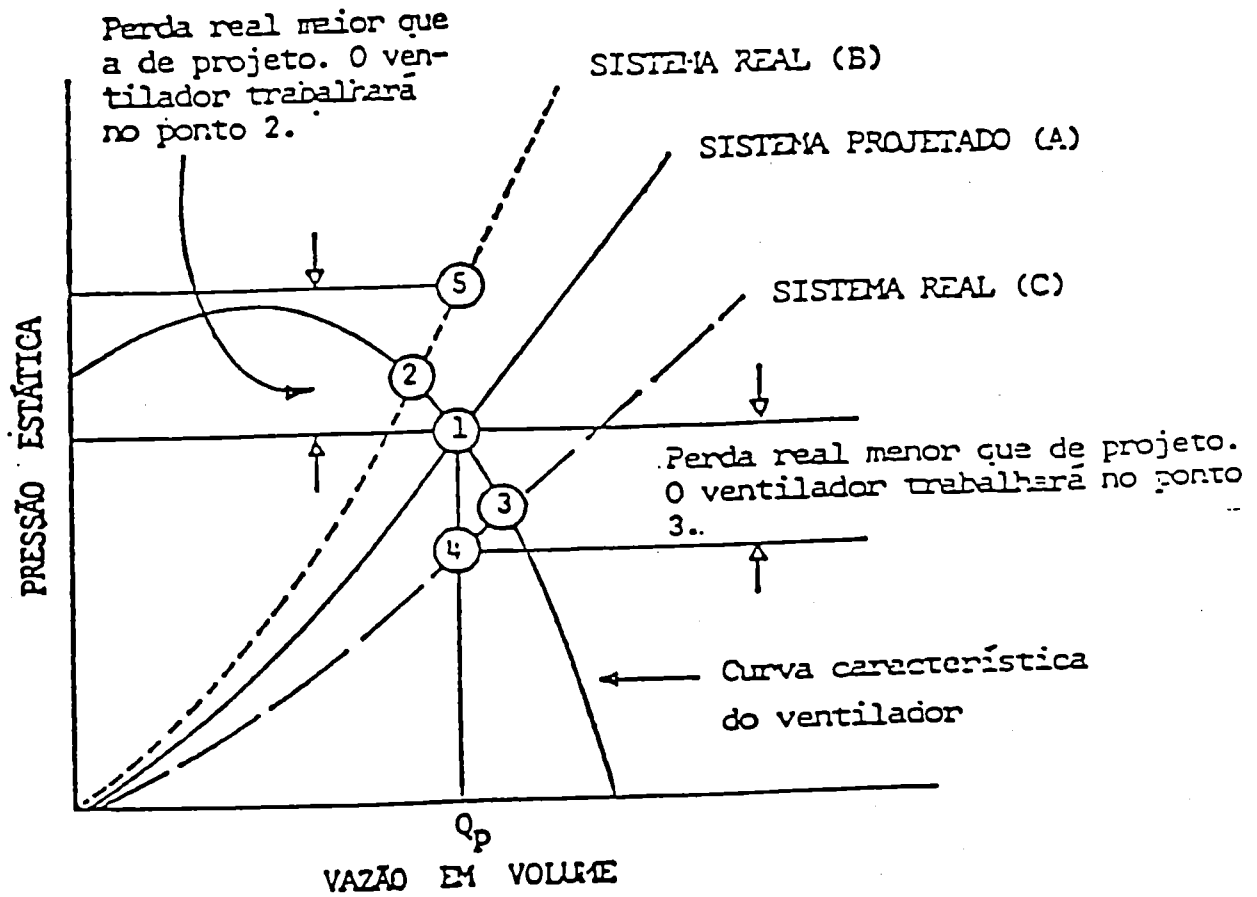
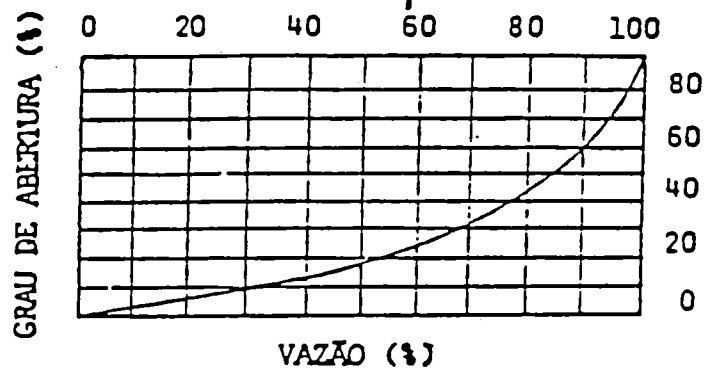
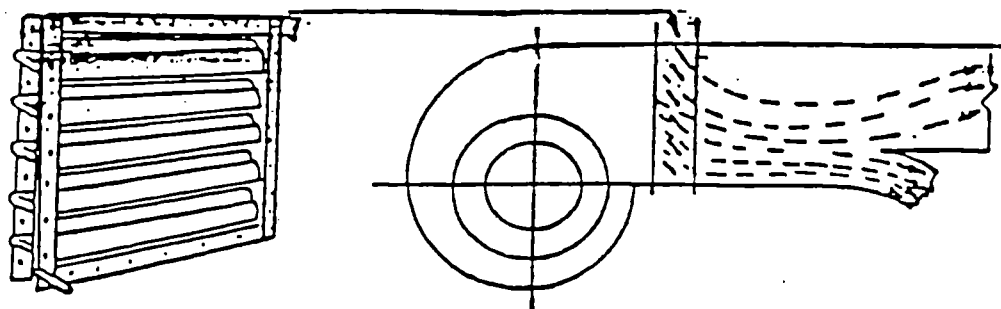
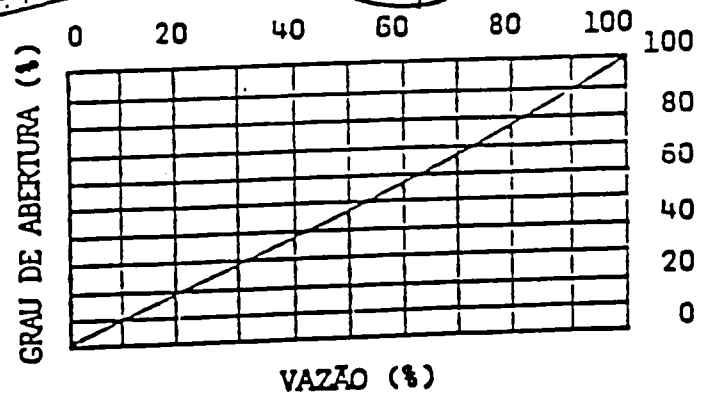
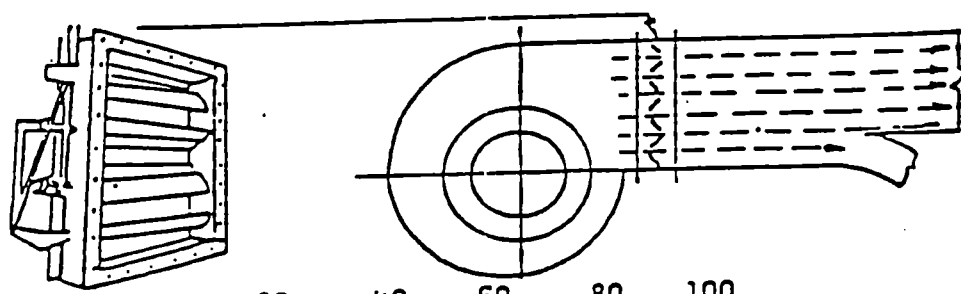


Figura 7.4 - Interação Ventilador-Sistema

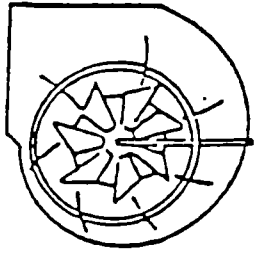


Damper de aletas paralelas e respectiva curva característica

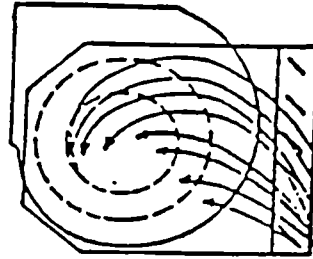


Damper de aletas opostas e respectiva curva característica

Figura 7.5 - Tipos de Registros de Controle de Vazão



Controle de volume na entrada (IVC)



Damper na caixa de entrada

Figura 7.6 - Controle de Vazão na Entrada

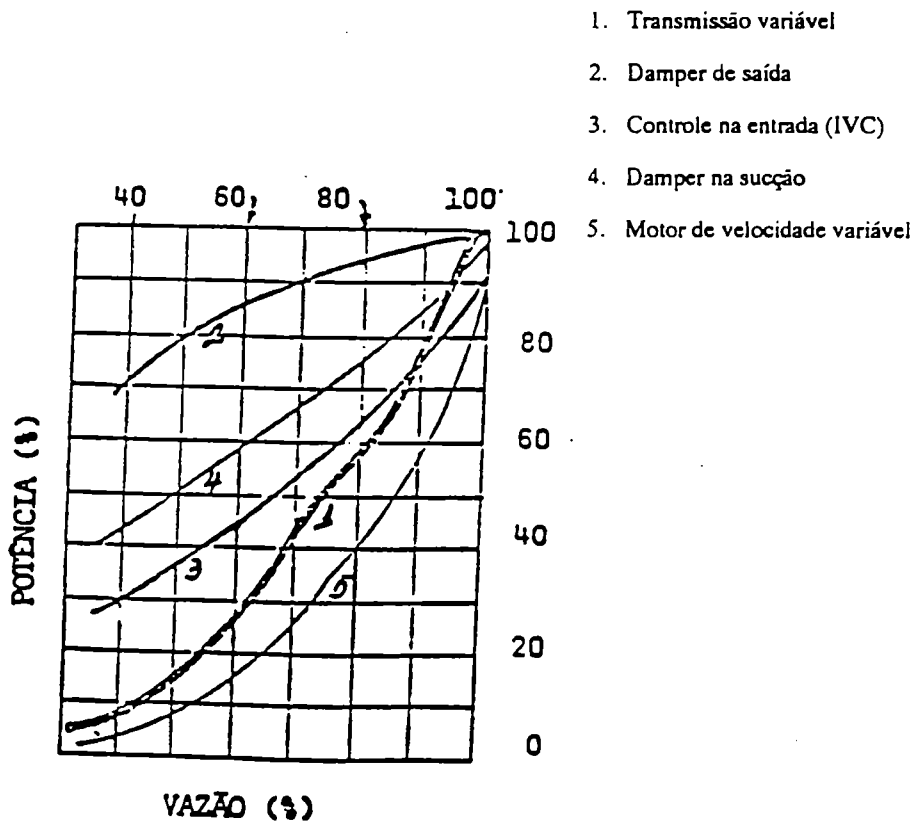


Figura 7.7 - Influência dos métodos de Controle de Vazão na Potência do Ventilador

7.7. Seleção do Ventilador

Deve ser utilizado o ventilador que proporcione a vazão necessária com a menor potência possível, que seja adequado para as características do gás e poluente a ser transportado (temperatura, corrosividade, abrasividade, adesividade, etc) e com curvas características (Q versus P) com maior curvatura, de forma que haja pequena variação de vazão para uma dada variação de pressão. O ponto de operação deverá estar à direita do ponto máximo da curva, um pouco afastado desse ponto. Nunca deixe o ventilador funcionar em regiões instáveis. (vide Figura 7.8)

Escolha um ventilador com tamanho adequado para o caso. Isso é conseguido escolhendo-se um com ponto de operação não muito à direita do ponto máximo da curva de pressão versus vazão.

Na seleção de ventiladores para operar em condições diferentes daquela em que foi testado é importante ter em mente que o ventilador é uma máquina de vazão voluntária que depende da rotação do mesmo. A mudança da densidade do gás alterará a pressão e potência requeridas, sendo que, se a rotação permanecer constante, a vazão voluntária não alterará, mas a pressão e a potência variarão diretamente proporcional à mudança de densidade.

Ressalta-se que a potência determinada da forma acima corresponde à potência requerida nas condições normais de operação, não sendo suficiente para partida a frio. Para solucionar o problema, usa-se um motor que aguarde a partida a frio ou lança-se mão de um damper que será utilizado na partida a frio, até que a temperatura do gás atinja o valor de projeto para controle da vazão e da potência requerida.

7.8. Uso de ventiladores em séries e em paralelo

Dois ou mais ventiladores podem ser utilizados em série ou em paralelo, caso não haja condições de ser utilizado um só ventilador por insuficiência de pressão ou de vazão. No caso de ventiladores em série, a vazão que passará pelos diversos ventiladores é a mesma, aumentando-se a pressão disponível necessária, sendo que a vazão total será a soma dos ventiladores em paralelo utilizados.

A curva do sistema deverá interceptar a curva combinada dos ventiladores, seja em série ou em paralelo. Para melhor eficiência e menos problemas operacionais recomenda-se o uso de ventiladores idênticos quando em série ou em paralelo.

7.9. Localização do Ventilador

A localização do ventilador exerce papel importante na sua escolha. Um ventilador localizado antes do equipamento de controle de poluição do ar (filtro) estará sujeito a agressividade do material movimentado, como alta carga de partículas. O seu uso após um equipamento de controle do tipo lavador tem também desvantagem por estar movimentando ar com alta umidade ocasionando problemas sérios de corrosão.

A vazão e a potência do ventilador também são função do ponto em que o mesmo está localizando no sistema, apesar de que, na maioria dos casos, a localização do ventilador após o equipamento de controle não apresente alteração tão significativa.

No caso de sistemas úmidos (lavadores) devem ser analisados os parâmetros custo, vida útil e problemas de manutenção nas duas posições possíveis, para a tomada de decisão.

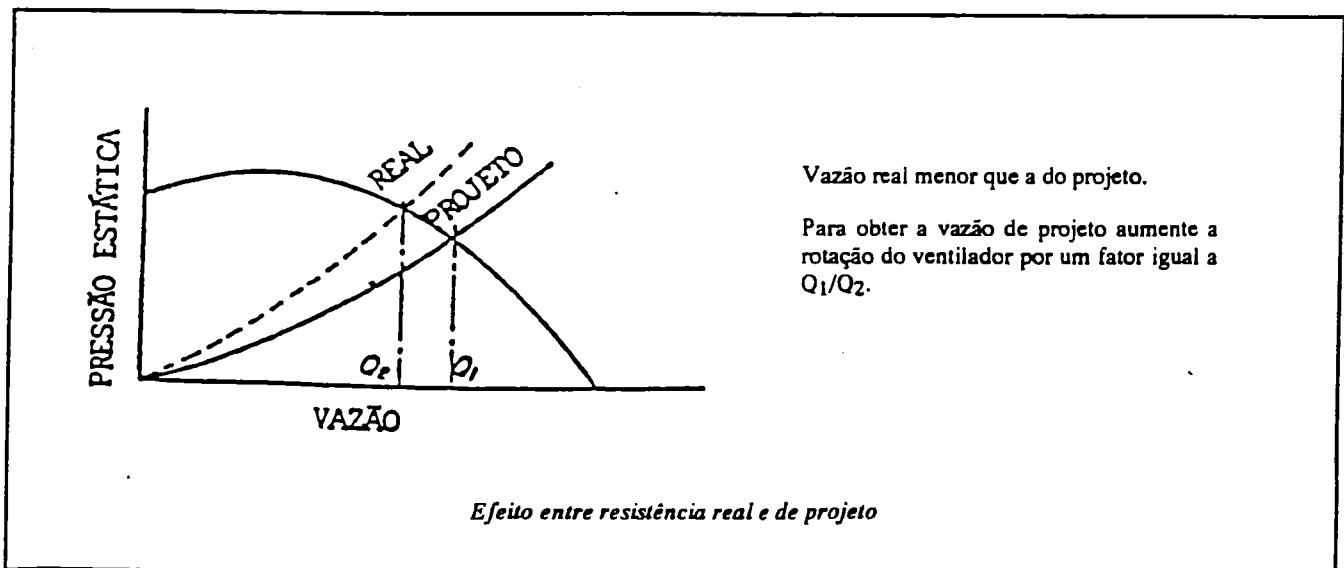
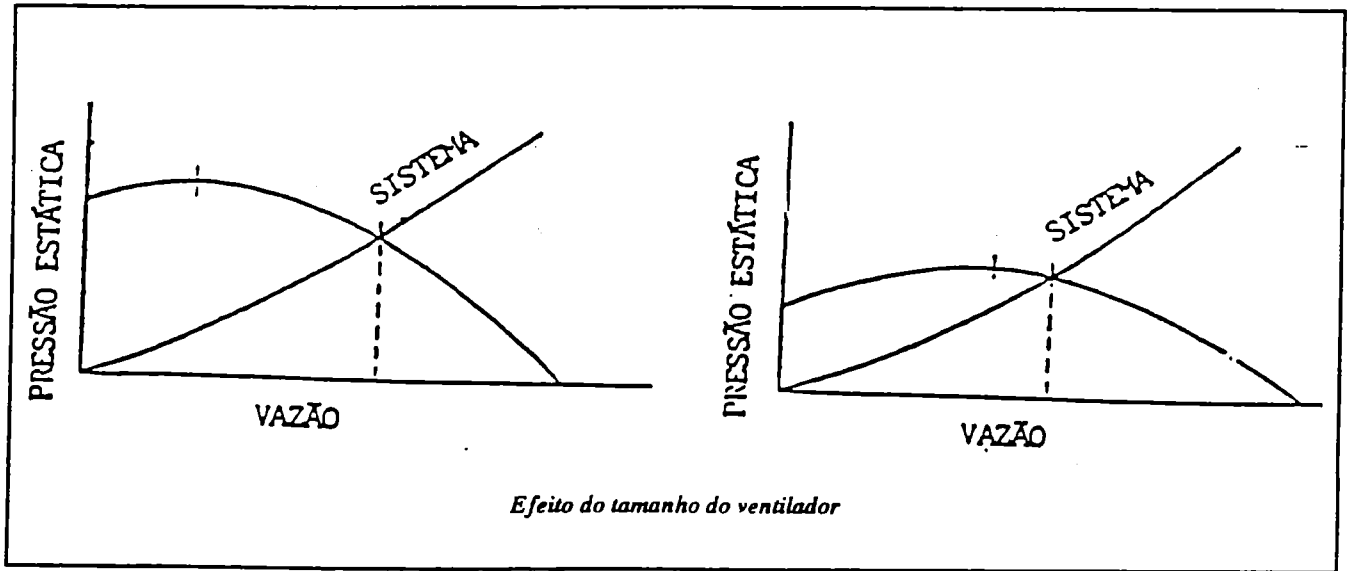
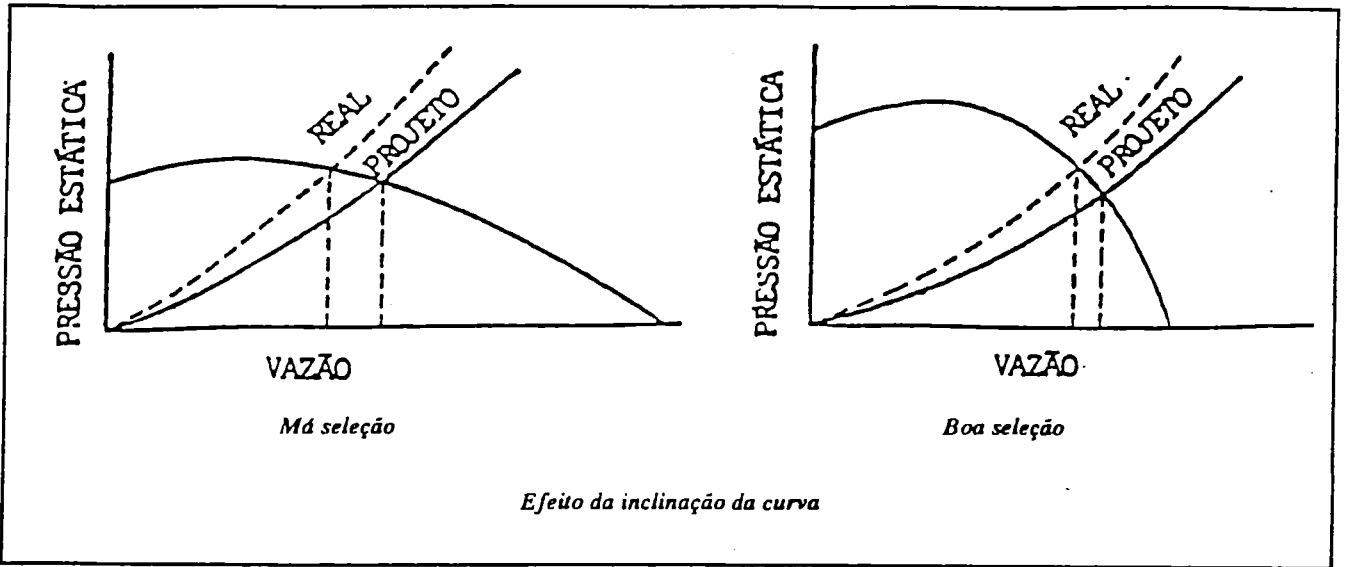


Figura 7.8 - Seleção do ventilador em função do ponto de operação

7.10. Instalação

A instalação adequada do ventilador é um fator importante para que o ventilador funcione sem vibrações, tenha vida útil dentro dos padrões aceitáveis e não ofereça perigo às pessoas que trabalham nas suas proximidades. Lembre-se que o ventilador é uma máquina rotativa com partes que se movimentam a altas velocidades e portanto deve oferecer segurança durante sua operação. Os limites de temperatura e rotação devem ser observados.

Não consulte apenas as recomendações do fabricante, mas cumpra também as normas de segurança industrial. Só use ventiladores industriais que tenham sido previamente balanceados.

A instalação do ventilador deve ser feita por pessoas especializadas, de preferência pelo fabricante, ou sob sua supervisão ou orientação. A instalação deve ser precedida do transporte, recepção, inspeções, manuseio e armazenagem adequados.

Para uma operação livre de problemas, utilize uma fundação.

7.11. Interligação do Sistema

A interligação do sistema deve seguir rigorosamente o projeto. Lembre-se que a performance do ventilador poderá ser seriamente afetada por condições inadequadas de entrada e saída do ventilador pela adição de resistência ao sistema (perda de carga). As características do ventilador são sempre determinadas para as condições boas de fluxo na entrada e saída. Verifique se as condições de entrada e saída previstas em projetos foram consideradas na seleção do ventilador.

7.12. Motor

O motor é um ponto fundamental no sistema, pois o não provimento da energia de movimentação necessário significará alteração na condições de funcionamento do ventilador e portanto na vazão por ele movimentada.

A potência do motor deve ser suficiente para fornecer a energia requerida pelo ventilador e pelo sistema, em todas as condições em que trabalhará o sistema. A potência requerida do motor (N_{RM}) será a potência requerida do ventilador acrescida das perdas por transmissão, ou seja:

$$N_{RM} = \frac{N_{RV}}{E_T}$$

onde: N_{RV} é a potência requerida do ventilador e E_T é a eficiência de transmissão moto-ventilador.

Devem também ser levados em consideração na escolha do motor a inércia do rotor do ventilador (conhecida como WR^2 pelos fabricantes) e as características de torques de partida do motor elétrico. Um tempo excessivo na partida para atingir a condição normal de trabalho do ventilador elevará a temperatura do motor podendo danificá-lo.

CAPÍTULO 8 - CHAMINÉ

A chaminé é parte integrante do sistema de transporte dos poluentes que tem como finalidade o lançamento do gás transportador, que contém a emissão residual, na atmosfera. O seu projeto deve levar em consideração a proteção do ventilador contra água de chuva quando este estiver localizado imediatamente antes da chaminé.

Para proteção contra chuva vários métodos podem ser utilizados conforme mostrado na Figura 8.1. Deve-se ressaltar que a proteção tipo "chapéu chinês" não é recomendada, em casos em que há necessidade de promover uma boa dispersão da emissão residual na atmosfera e, como regra geral, não deve ser utilizada.

A boa prática de engenharia de controle de poluição do ar recomenda condições a serem observadas no projeto de chaminés, em relação à altura e velocidade de saída dos gases, que são basicamente as seguintes:

a) Altura mínima de 2,5 (duas e meio) vezes a altura da cumieira do prédio que contém a chaminé ou dela contíguo, ou seja, a altura da chaminé não deve ser inferior a $(H + 1,5L)$ onde H é a maior altura das edificações e estruturas próximas à chaminé e L a largura ou altura (a menor das duas) das edificações e estruturas próximas à chaminés.

b) Velocidade de saída do fluxo gasoso de 1,5 vezes a velocidade do vento. Em geral uma velocidade de saída dos gases na faixa de 18 (dezoito) a 21 (vinte e um) m/s atende ao requisito acima, em grande parte do tempo;

c) A saída dos gases deverá ser na vertical, não se recomendando a utilização de cotovelos ou chapéu chinês.

A recomendação de altura da chaminé mencionada acima é de caráter geral e deverá ser utilizada com bom senso para fontes de pouco significado, ou mesmo para aquelas cuja emissão seja de produtos da combustão de combustíveis gasosos. Nestes casos, dever-se-á obedecer à recomendação de altura mínima de 2 (dois) a 5 (cinco) metros acima da cumieira do prédio.

Uma outra maneira de determinar a altura necessária para a chaminé é através da aplicação de modelos de dispersão atmosférica, que fogem do alcance do presente curso. No entanto, as condições, acima são as mínimas a serem observadas.

CETESB - Companhia Ambiental
do Estado de São Paulo
BIBLIOTÊCA

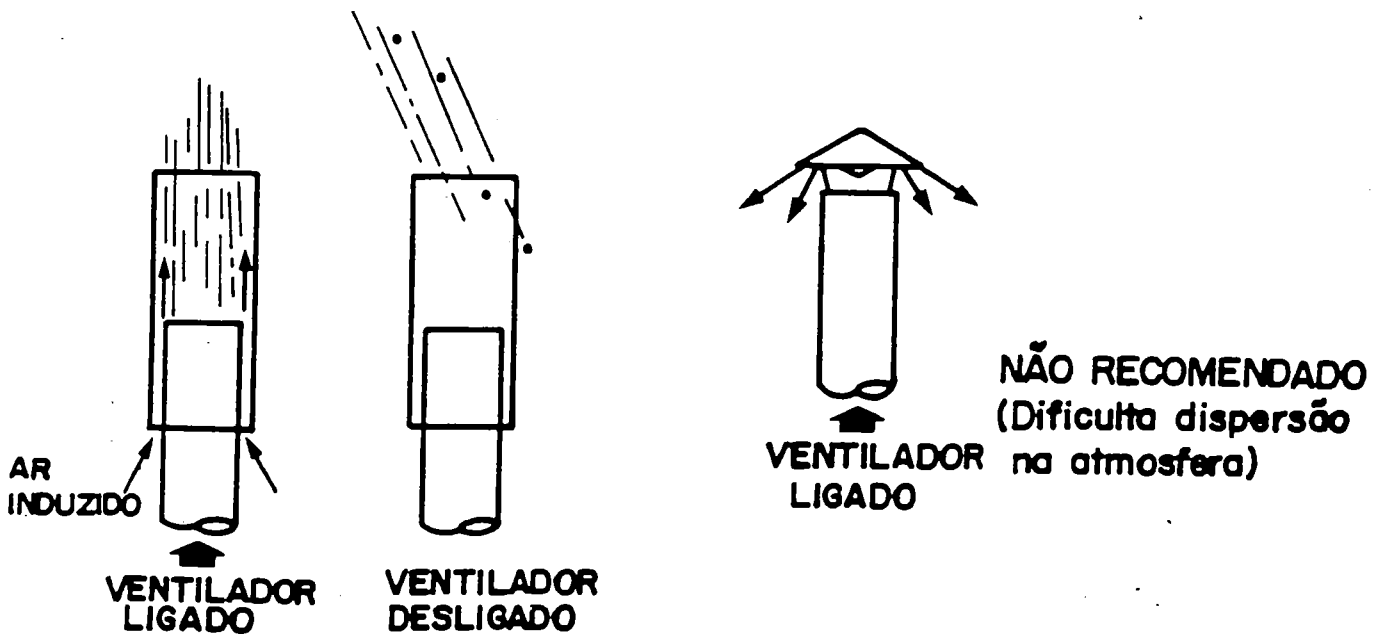
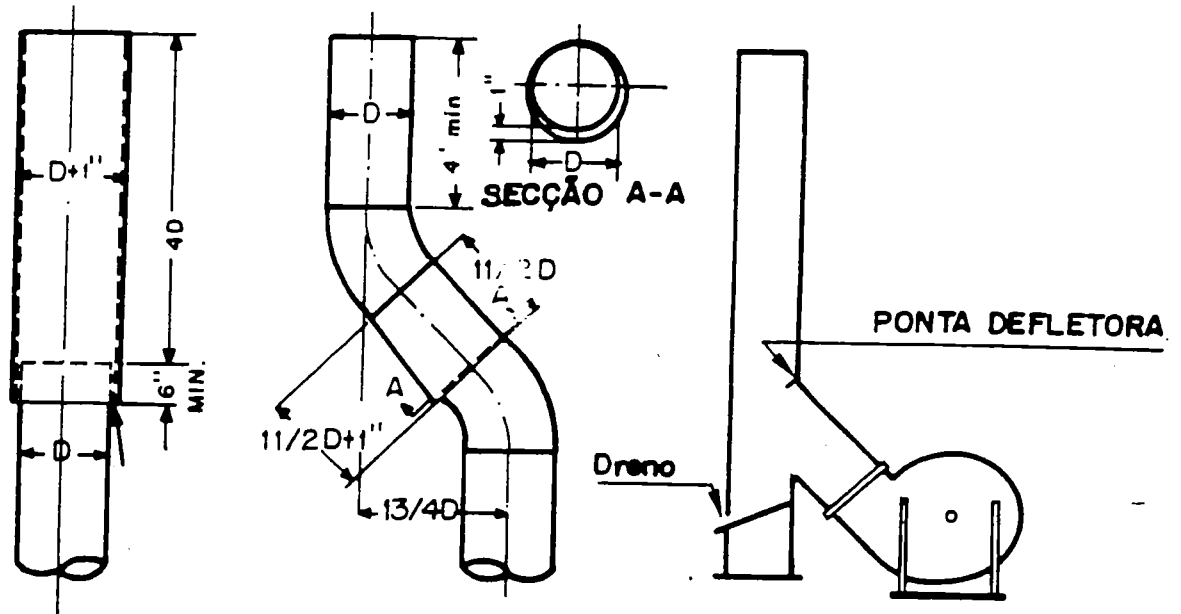


Figura 8.1. Tipos de Chaminés

9. BIBLIOGRAFIA

1. ALDEN, J.L.; KANE, J.R. *Design of industrial exhaust systems*. New York, Industrial Press, 1982.
2. AMERICAN CONFERENCE OF GOVERNMENTAL INDUSTRIAL HYGIENISTS (ACGIH). *Industrial ventilation - a manual of recommended practice*. Cincinnati, ACGIH, 1994.
3. AMERICAN CONFERENCE OF GOVERNMENTAL INDUSTRIAL HYGIENISTS (ACGIH). *Threshold limit values for chemical substances and physical agents and biological exposure indices: 1994-1995*. Cincinnati, ACGIH, 1994.
4. AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITINING ENGINEERS (ASHRAE). *várias publicações*.
5. BUONICORE, A.J. & DAVIS, W.T. *Air pollution engineering manual*. Pittsburgh, Air and Waste Management Association, 1992.
6. DANIELSON, J.A. *Air pollution engineering manual*. Research Triangle Park, NC, US Environmental Protection Agency, 1973.
7. HEMEON, W.C.L. *Plant and process ventilation*. New York, Industrial Press, 1964.
8. JORGENSEN, R. (Ed.) *Fan Engineering*. New York, Buffalo Forge Co., 1982.
9. MESQUITA, A.L.S.; GUIMARÃES, F. A.; NEFUSSI, N. *Engenharia de ventilação industrial*. São Paulo, CETESB, 1988.

ANEXOS

ANEXO 01

TRANSFORMAÇÃO DE UNIDADES

01. Comprimento

1.ft (pés) = 12" = 0,3048 m = 30,48 cm
 1" = 2,54 cm (1" = 1 in = 1 polegada)
 1m = 39,37" = 3,28083 ft (ou 3,28 ft)
 1 micrômetro = 10⁻³ mm = 10⁻⁴ m = 10⁻⁶ m

02. Área

1 m² = 10,76 ft² = 1550 in² = 10⁴ cm²
 1 ft² = 144 in² = 0,0929 m²

03. Volume

1 ft³ = 28,32L = 1728 in³ = 7,48 gal
 1 m³ = 35,31 ft³
 1 in³ = 16,39 cm³
 1 galão (USA) = 3,785 L = 0,1337 ft³ = 231 in³
 1 bbl (barril ou U. S. barrel) = 42 gal = 158,97 L

04. Massa

1 lb (libra, pound) = 453,59 g = 0,45359 kg
 1 kg = 2,205 lb
 1 T métrica = 1000 kg = 1,102 t curta = 2205 lb

05. Massa Específica

1 g/cm³ = 62,4 lb/ft³ = 8,33 lb/gal

06. Velocidade

1 fpm (pés/min) = 0,00508 m/s = 0,3048 m/min
 1 m/s = 196,85 fpm

07. Pressão

1 atm* = 760 mm Hg = 10,33 m H₂O = 29,92" Hg =
 33,93 ft H₂O = 14,691 psi
 1 psi = 0,0703 kg/cm² = 2,309 ft H₂O
 1 atm técnica = 1 kg/cm² = 0,9678 atm física; (*)
 atmosfera física = 1,033 kg/cm²
 1" H₂O a 60°F = 0,0361 psi
 (ata = atmosfera absoluta, psia = lb/in² absoluta,
 psia = lb/in² manométrica)

08. Energia

1 kcal = 1000 cal = 3,966 Btu
 1Btu = 252 cal = 0,252 kcal = 0,293 wh = 778 ft .lb
 1 Kgm = 7,2 ft . lb
 1 HP.h = 2545 Btu = 2,737 x 10⁵ kJ
 1 watt.h = 3,413 Btu

09. Potência

1 HP = 76,04 kJ/s = 550 ft.lb/s = 0,7457 kw
 1 HP = 33000 ft.lb/min = 1,014 CV
 1 watt = 14,34 cal/min = 44,24 ft.lb/min
 1 kw = 1,3415 HP = 56,92 Btu/min
 1 Btu/min = 0,0236 HP
 1 TR (tonelada de refrigeração) = 3024 kcal/h

10. Temperatura

Escala Relativa

$$^{\circ}\text{C} = \frac{5}{9} (^{\circ}\text{F} - 32) \quad ^{\circ}\text{F} = 32 + 1,8 ^{\circ}\text{C}$$

(°C = graus Celsius; °F = graus Fahrenheit)

Escala Absoluta

$$\text{K} = 273 + ^{\circ}\text{C} \quad \text{R} = 460 + ^{\circ}\text{F} \quad \text{R} = 1,8 ^{\circ}\text{K}$$

(K = Kelvin ; R = Rankine)

11. Viscosidade

1 poise = 1g/cm.s = 100 cp
 1 cp = 0,01p = 0,001 Kg/m.s = 3,6 kg/m.h =
 0,000672 lb/ft.s = 2,42 lb/ft.h

12. Condutividade Térmica

K em kcal/h.m².(°C) = 1,488 x k em Btu/h.ft².°F

13. Coeficiente de transmissão de calor

1 kcal/h.m².°C = 4,88 Btu/h .ft².°F

14. Constantes

R = 0,082 atm.l/°K.mol = 1,987 cal/°K.mol = 1546
 ft.lb/°R.lbmol
 J = 4,18 j/cal = 778 ft.lb/Btu = 427 kJ/kcal
 g = 981 cm/s² = 9,81 m/s² = 32,2 ft/s² = 4,18 x 10⁸
 ft/h² = 1,271 x 10⁵ m/h²
 Volume molar = 22,41 l/mol = 359 ft³/lbmol nas
 C.N.
 (C.N. condições normais = 0 °C e 1 ata = 320 °F e
 14,7 psia)

15. Algumas conversões práticas

De	Para	Multipli- que por	Divida por
pé ³ /min (cfm)	m ³ /h	1,7	0,59
pé/min (fpm)	m/s	0,0051	197
HP	CV	1,014	0,986
BTU	Kcal	0,252	3,968

ANEXO 02

EXERCÍCIOS DE VENTILAÇÃO INDUSTRIAL

Exercício 01

Determinar a vazão, velocidade no duto e fator de perda de carga de um captor tipo coifa, no qual foi medida uma pressão estática de 0,69"CA. O diâmetro da tubulação após o captor é de 12 polegadas e o coeficiente de entrada é de 0,894.

Exercício 02

Determinar a vazão requerida para a exaustão de tremonha com carga manual e carga mecânica. A face do captor tem 1m x 1,5m. Qual será a perda de carga na entrada se a velocidade no duto após o captor for de 18m/s? Qual é a pressão estática do captor?

Outros dados: velocidade da correia = 1m/s
largura da correia = 0,6m

Exercício 03

Calcular a vazão e as dimensões de uma coifa para forno cadinho de fusão de alumínio que opera na temperatura de 700°C. O diâmetro do forno, é de 1m. Considerar coifa a 3 pés do forno, temperatura ambiente de 25°C e forno enterrado no solo.

Exercício 4

Determinar a vazão de exaustão e as dimensões do captor para um forno de zincagem a fogo que opera na temperatura de 450°C. As dimensões do forno são 1,2m x 7m x 1M (largura, comprimento, altura). O captor deverá estar localizado a 2 metros da superfície superior do forno.

OBS:

- principais fumos emitidos: cloreto de amônia (68%), óxido de zinco (16%), zinco (5%) e cloreto de zinco (4%).
- os produtos de combustão tem exaustão independente.

ANEXO 03

CONSTANTES FÍSICAS DE ALGUMAS SUBSTÂNCIAS

SUBSTÂNCIA	PESO MOLECULAR	GRAVIDADE ESPECÍFICA	TLV (1993) PPM	LIMITE DE EXPLOSI-VIDADE INFERIOR (%)	LIMITE DE EXPLOSI-VIDADE SUPERIOR (%)
Acetaldeído	44,05	0,821	25 (A3)	3,97	57,0
Ácido acético	60,05	1,049	10	5,40	-
Anidrido acético	102,09	1,082	5	2,67	10,13
Acetona	58,08	0,792	750	2,55	12,80
Acroleína	56,06	0,841	0,1	-	-
Acrilonitrila	53,06	0,806	2 (A ₂)	3,05	17,0
Amônia	17,03	0,597	25	15,50	27,0
Acetato de amila	130,18	0,879	100	1,10	-
Álcool isoamílico	88,15	0,812	100	1,20	-
Anilina	93,12	1,022	2	-	-
Arsina	77,93	2,695	0,05	-	-
Acetato de etila	88,10	0,901	400	2,18	11,4
Álcool etílico	46,07	0,789	1000	3,28	18,95
Acetato de metila	74,08	0,928	200	3,15	15,60
Acetato de propila	102,13	0,886	200	1,77	8,0
Benzeno	78,11	0,879	0,5 (A ₂)	1,40	7,10
Bromo	159,83	3,119	0,1	-	-
Butano	58,12	2,085	800	1,86	8,41
Butadieno 1,3	54,09	0,621	10 (A ₂)	2,00	11,50
Brometo de etila	109,98	1,430	5 (A ₂)	6,75	11,25
Brometo de metila	94,95	1,732	5	13,5	14,5
Cloro	70,91	3,214	0,5	-	-
2-Clorobutadieno	88,54	0,958	10	-	-
Clorofórmio	119,39	1,478	10	-	-
1-Cloro-1-nitropropano	139,54	1,209	2	-	-
Cicloexano	84,16	0,779	300	1,26	7,75
Cicloexanol	100,16	0,962	50	-	-
Cicloexanona	98,14	0,948	25	-	-
Cicloexeno	82,14	0,810	300	-	-
Cloreto de etila	64,52	0,921	1000	3,6	4,80
Cloreto de metila	50,49	1,785	50	8,25	18,70
Cloreto de vinila	62,50	0,908	5 (A ₁)	4	21,70
Dissulfeto de carbono	76,13	1,263	10	1,25	50,0
Dicloro-difluor-metano	120,92	1,486	1000	-	-
1,1-Dicloro-etano	98,97	1,175	100	-	-
1,2-Dicloro-etano	98,97	1,257	10	6,2	15,9
1,2-Dicloro-etileno	96,95	1,291	200	9,7	12,8
Dicloro-metano	84,94	1,336	50	-	-
Dicloromonofluórmetano	102,93	1,426	10	-	-
1,1-Dicloro-1-nitroetano	143,97	1,692	2	-	-
1,2-Dicloro-propano	112,99	1,159	75	3,4	14,5
Dicloro-tetrafluor-etano	170,93	1,433	1000	-	-
Dimetilaniлина	121,18	0,956	5	-	-
Dimetilsulfato	126,13	1,332	0,1 (A ₂)	-	-
Éter isopropílico	102,17	0,725	250	-	-
Dioxano	88,10	1,034	25	-	-
Dióxido de enxofre	64,07	2,264	2	-	-
Etilbenzeno	106,16	0,867	100	-	-
Etileno-diamina	60,10	0,899	10	-	-

CONSTANTES FÍSICAS DE ALGUMAS SUBSTÂNCIAS - CONTINUAÇÃO

SUBSTÂNCIA	PESO MOLECULAR	GRAVIDADE ESPECÍFICA	TLV (1993) <i>PPD</i>	LIMITE DE EXPLOSI-VIDADE INFERIOR (%)	LIMITE DE EXPLOSI-VIDADE SUPERIOR (%)
Éter etílico	74,12	0,713	400 ✓	-	-
Estireno (monômero)	104,14	0,903	50	1,1	6,1
Formaldeído	30,03	0,815	c 0,3 (A2) ✓	7,0	73,0
Fosgênio	98,92	1,392	0,1	-	-
Fosfina	34,00	1,146	0,3	-	-
Gás carbônico	44,01	1,530	5000 ✓	-	-
Gasolina	86,00	0,660	300 ✓	1,3	6,0
Gás clorídrico	36,47	1,268	c 5 ✓	-	-
Gás cianídrico	27,03	0,688	c 10 4,7 ✓	5,6	40,0
Gás fluorídrico	20,01	0,987	c 3 ✓	-	-
Heptano	100,20	0,684	400 ✓	1,1	6,7
Hexano normal	86,17	0,660	50 ✓	1,18	7,4
Iodo	253,82	4,930	0,1	2,02	11,80
Metiletilcetona	72,10	0,805	200	1,81	9,50
Monóxido de carbono	28,10	0,968	25 ✓	12,5	74,2
Metanol	32,04	0,792	200	6,72	36,5
Mtilcicloexano	98,18	0,769	400	1,15	-
Metilcicloexanol	114,18	0,934	50	-	-
Metilcicloexanona	122,17	0,925	50	-	-
Metilisobutilcetona	100,16	0,801	50	-	-
Monocloro-benzeno	112,56	1,107	10	-	-
Monofluór-triclorometano	137,38	1,494	1000	-	-
Mononitrotolueno	137,13	1,163	2	-	-
Metilpropanona	86,13	0,816	200	1,55	8,15
N-butanol	74,12	0,810	50	1,45	11,25
N-acetato de metila	116,16	0,882	200	1,39	7,55
Níquel-carbonila	170,73	1,310	0,05	-	-
Nitrobenzeno	123,11	1,205	1 (A2)	1,8	-
Nitroetano	75,07	1,052	100	-	-
Nitroglicerina	227,09	1,601	0,05	-	-
Nitrometano	61,04	1,130	100	-	-
2-nitropropano	89,09	1,003	10 (A2)	-	-
o-Diclorobenzeno	147,01	1,305	25	-	-
Óxido de etileno	44,05	0,887	1 (A2)	3,0	80,0
Óxidos de nitrogênio					
NO	30,00	1,037	50	-	-
NO2	46,01	1,447	3 ✓	-	-
Octano	114,22	0,703	300	0,95	3,2
Ozona	48,00	1,658	0,1 ✓	-	-
Pentano	72,15	0,626	600	1,4	7,8
Propano	44,09	1,554	nd	2,12	9,35
Silicato de etila	208,30	0,933	10	-	-
Seleneto de hidrogênio	80,98	2,120	0,05	-	-
Sulfeto de hidrogênio	34,08	1,189	10 ✓	4,3	45,5
Tetracloreto de carbono	153,84	1,595	✓5 (A3) A2	-	-
Tricloreto de fósforo	137,35	1,574	0,2	-	-
1,1,2,2-Tetracloroetano	167,86	1,588	1	-	-
Tetracloroetileno	165,85	1,624	25 (A3)	-	-
Tolueno	92,13	0,866	50	1,27	6,75
Toluidina	107,15	0,999	2	-	-
Tricloroetileno	131,40	1,466	50	-	-
Xileno	106,16	0,881	100	1,0	6,0

A1 = carcinogênico humano confirmado; A2 = suspeito de ação cancerígena no homem
A3 = carcinogênico em animais. Evidências atuais mostram que não deve ocasionar cancer em humanos, exceto em situações e vias não-comuns.

ANEXO 04

PADRÕES NACIONAIS DE QUALIDADE DO AR E MÉTODOS DE REFERÊNCIA SEGUNDO A RESOLUÇÃO CONAMA 03 DE 28/6/1990.

POLUENTE	TEMPO DE AMOSTRAGEM (*)	PADRÃO PRIMÁRIO ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	PADRÃO SECUNDÁRIO ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	MÉTODO DE MEDIÇÃO DE REFERÊNCIA
PARTÍCULAS TOTAIS EM SUSPENSÃO	24 horas	240	150	amostrador de grande volume
	MGA	80	60	
FUMAÇA	24 horas	150	100	refletância
	MAA	60	40	
PARTÍCULAS INALÁVEIS	24 horas	150	150	separação inercial/ filtração
	MAA	50	50	
DIÓXIDO DE ENXÓFRE (SO_2)	24 horas	365	100	pararosanilina
	MAA	80	40	
MONÓXIDO DE CARBONO (CO)	1 hora	40.000 (35 ppm)	40.000 (35 ppm)	infravermelho não dispersivo
	8 horas	10.000 (9 ppm)	10.000 (9 ppm)	
OSÔNIO (O_3)	1 hora	160	160	luminescência química
DIÓXIDO DE NITROGÊNIO (NO_2)	1 hora	320	190	luminescência química
	MAA	100	100	

Nota: MGA = média geométrica anual

MAA = média aritmética anual

(*) significa também o tempo de exposição do receptor (pessoas, plantas etc.)

PRESSÕES NA ENTRADA E NA SAÍDA DO VENTILADOR VENTILADOR

1. Pressão Estática na Entrada do Ventilador - $P_e(ev)$

$P_{e(ev)} = -$ (aceleração do fluido + perda de carga da entrada dos captadores até o ventilador)

A aceleração do fluido em geral é de $1 P_C$ do duto. Portanto,

$$P_e(ev) = - \{ 1 P_C + \Delta P_{\text{(até a entrada do ventilador)}} \}$$

OBs. a pressão estática antes do ventilador é sempre negativa (vácuo)

2. Pressão Cinética na Entrada do Ventilador - $P_c(ev)$

Toda pressão cinética é obtida da fórmula: $P_c = (v / 4,043)^2$ (para ar padrão)

Onde v é a velocidade considerada (m/s) e P_c a pressão cinética correspondente a esta velocidade (mmCA). Esta fórmula é válida para ar padrão (ar com densidade $1,2 \text{ kg/m}^3$). Se a densidade for diferente da padrão (21°C e 1 atm), corrija a pressão multiplicando-a pela densidade real e dividindo por $1,2$ ou seja, pelo fator de densidade, que pode ser obtido em tabelas. A pressão cinética é sempre positiva. Assim,

$$P_c(ev) = \{ v(ev) / 4,043 \}^2$$

3. Pressão Total na Entrada do Ventilador - $P_t(ev)$

$$P_t(ev) = P_e(ev) + P_c(ev)$$

OBs. a pressão total antes do ventilador é sempre negativa (vácuo)

4. Pressão Estática na Saída do Ventilador - $P_e(sv)$

A pressão estática na saída do ventilador representa a perda de carga a ser vencida, desde a saída do ventilador até a descarga na atmosfera (ponta da chaminé, em geral).

$$P_e(sv) = \Delta DP(\text{após ventilador})$$

5. Pressão Cinética na Saída do Ventilador - $P_c(sv)$

$$P_c(sv) = \{ v(sv) / 4,043 \}^2$$

6. Pressão Total na Saída do Ventilador - $P_t(sv)$

$$P_t(sv) = P_e(sv) + P_c(sv)$$

PRESSÃO E POTÊNCIA DO VENTILADOR

1. Pressão Total do Ventilador - $P_{t(v)}$

$$P_{t(v)} = P_{t(sv)} - P_{t(sv)}$$

2. Pressão Estática do Ventilador - $P_{e(v)}$

$$P_{e(v)} = P_{t(v)} - P_{c(sv)} \text{ ou}$$

$$P_{e(v)} = P_{e(sv)} - P_{e(ev)} - P_{c(ev)}$$

3. Potência Requerida do Ventilador

$$N_v \text{ (CV)} = \{Q_v \text{ (m}^3\text{/s)} \times P_{t(v)} \text{ (mmCA)}\} / \{75 \times h_v\}$$

h_v é o rendimento mecânico total do ventilador. Pode ser utilizada a Pressão Estática do ventilador na fórmula acima, mas neste caso o h_v é o rendimento estático do ventilador.

A potência real deve ser obtida na curva ou tabela característica do ventilador a ser utilizado.

POTÊNCIA DO MOTOR

$$N_m = N_v / h_{\text{(transmissão M-V)}}$$

ENTRADA NA CURVA DO VENTILADOR

Dados Necessários:

- .Vazão real nas condições em que passará no ventilador (Q_{real})
- .Pressão exigida pelo sistema (total ou estática, dependendo da curva), nas condições em que a curva característica foi construída (em geral a 21° C e 1 atm).

Na curva obtêm-se:

- .Rotação real do ventilador = (RPM real)
- .Potência nas condições da curva do ventilador = $N_V(\text{cond. da curva})$

Dados Reais do Ventilador:

- . Vazão Real (Q_{real})
- . Rotação real (RPM $_{real}$)
- . Potência real (N_{real}) = $N_V(\text{nas condições da curva}) \times \text{fator de densidade}$
- . Pressão real = pressão nas condições da curva \times fator de densidade

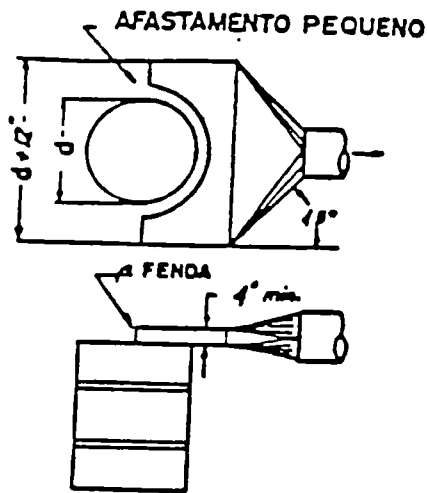
Fator de densidade = (densidade real do ar) / (densidade do ar padrão = 1,2 kg / m³)

FILTROS DE AR PARA APLICAÇÕES EM AR CONDICIONADO E SALAS LIMPAS

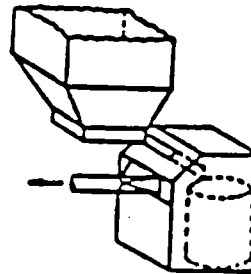
CLASSE DO FILTRO	EFICIÊNCIA (%)	APLICAÇÕES PRINCIPAIS
G0	30-59	Condicionadores de ar tipo janela.
G1	60-74	Condicionadores tipo Self-contained.
G2	75-84	Condicionadores centrais.
G3	85 e acima	Condicionadores centrais e pré-filtragem para filtros finos F2 e F3.
F1	40-69	Condicionadores de sistemas centrais para exigências altas. Pré-filtragem para filtros finos F3.
F2	70-89	Condicionadores de sistemas centrais para exigências altas. Pré-filtragem para filtros absolutos.
F3	90 e acima	Pré-filtro para filtros absolutos e necessita pré-filtragem.
A1	85-94,9	Salas de controle de teor de poeira. Necessita pré-filtragem.
A2	95-99,96	Salas de controle de teor de poeira, zonas assépticas de hospitais (exigências altas). Necessita pré-filtragem.
A3	99,97 e acima	Salas limpas das classes 100, 1000 e 10.000. Salas e cabines estéreis para operações cirúrgicas e ortopédicas (exigências particularmente altas). Todas as instalações requerem teste de estanqueidade (leak test). Necessita pré-filtragem.

Fonte: Norma ABNT - NBR 6401/80

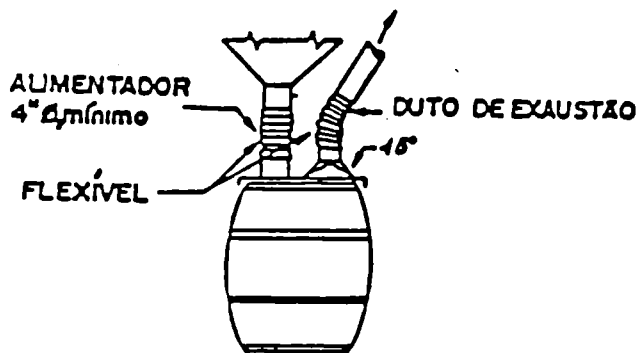
CETESB - Companhia Ambiental
do Estado de São Paulo
BIBLIOTECA



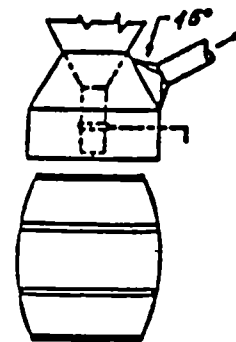
$Q = 100 \text{ pés}^3/\text{min. por pé}^2 \text{ de topo do barril (min.)}$
 $V_d = 3500 \text{ mínima}$
 $\Delta P_E = 0,25 \text{ VP} + 1,78 \text{ VPs}$
 Carga manual



$Q = 150 \text{ pés}^3/\text{min. por pé}^2 \text{ de área aberta}$
 $V_d = 3500 \text{ pés/min. mínima}$
 $\Delta P_E = 0,25 \text{ VP para } 45^\circ$

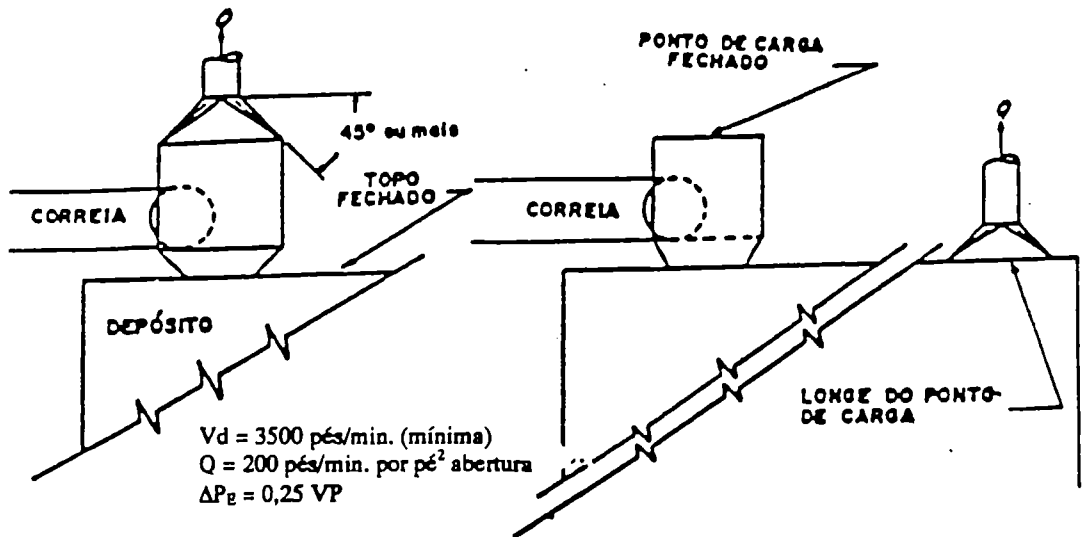


$Q = 50 \text{ pés}^3/\text{min.} \times \varnothing \text{ do tonel (pés) - tampa pesada}$
 $Q = 150 \text{ pés}^3/\text{min.} \times \varnothing \text{ do tonel (pés) - tampa leve}$
 $V_d = 3500 \text{ pés/min. (mínima)}$
 $\Delta P_E = 0,25 \text{ VP}$



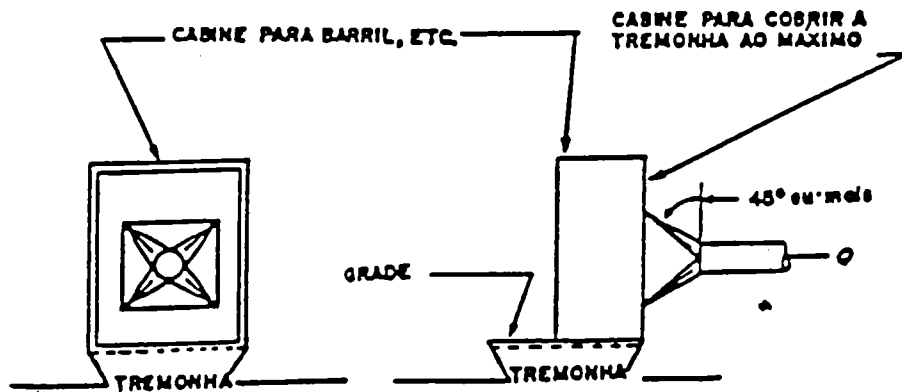
$Q = 300-400 \text{ pés}^3/\text{min.}$
 $V_d = 3500 \text{ pés/min. mínima}$
 $\Delta P_E = 0,25 \text{ VP}$

<i>American Conference of Governmental Industrial Hygienists</i>	
ENCHIMENTO DE BARRIS	
Data: 1-64	VS-303



Velocidade (correia)	Vazão
< 200 pés/min.	500 pés³/min./pé de correia (largura) e não menos que 200 pés³/min./pé² de abertura
> 200 pés/min.	350 pés³/min./pé de correia (largura) e não menos que 150 pés³/min./pé² de abertura

Carga mecânica

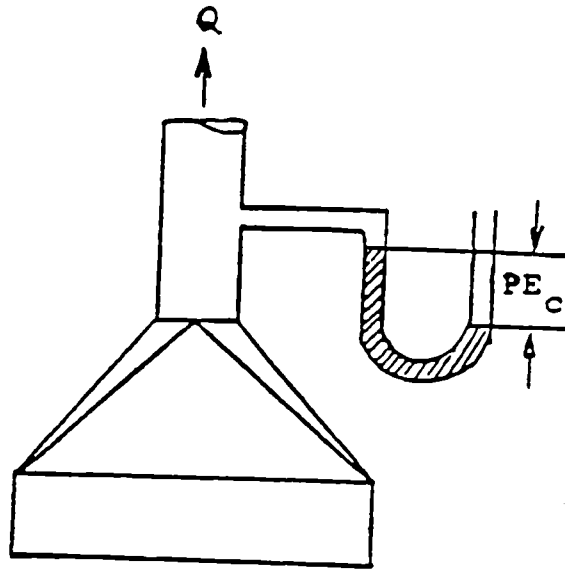


Vd = 3500 pés/min. (mínima)
 Q = 150 pés³/min. por pé² de face
 ΔPₑ = 0,25 VP

Carga manual

<i>American Conference of Governmental Industrial Hygienists</i>	
DEPÓSITO E TREMONHA	
Data: 1-64	VS-304

EXERCÍCIO



DADOS

- Pressão estática do captor $Pe_c = -0,69'' \text{ CA} = 17,5 \text{ mm CA}$
- Diâmetro do duto $D = 12'' = 1 \text{ pé} = 0,305 \text{ m}$
- Coeficiente de entrada $C_e = 0,894$
- Ar padrão

RESOLUÇÃO

1. Vazão de exaustão (Q)

Para o ar padrão:

$$Q = 4,043 \cdot C_e \cdot A_d \sqrt{Pe_c}$$

onde:

$$A_d = \frac{3,14}{4} D^2$$

portanto,

$$A_d = 0,073 \text{ m}^2 \text{ e } Q = 4,043 \cdot 0,894 \cdot 0,073 \cdot \sqrt{17,5} = 1,104 \text{ m}^3/\text{s} = 3974 \text{ m}^3/\text{hora}$$

2. Velocidade no duto (v_d)

$$v_d = \frac{Q}{A_d} = \frac{(1,104 \text{ m}^3/\text{s})}{(0,073 \text{ m}^2)} = 15,1 \text{ m/s}$$

$$v_d = 15,1 \text{ m/s}$$

3. Fator de perda de carga do captor (K_c)

Sendo:

$$K_c = \frac{1 - C_e^2}{C_e^2}$$

tem-se:

$$K_c = \frac{(1 - 0,894^2)}{(0,894^2)} = 0,25$$

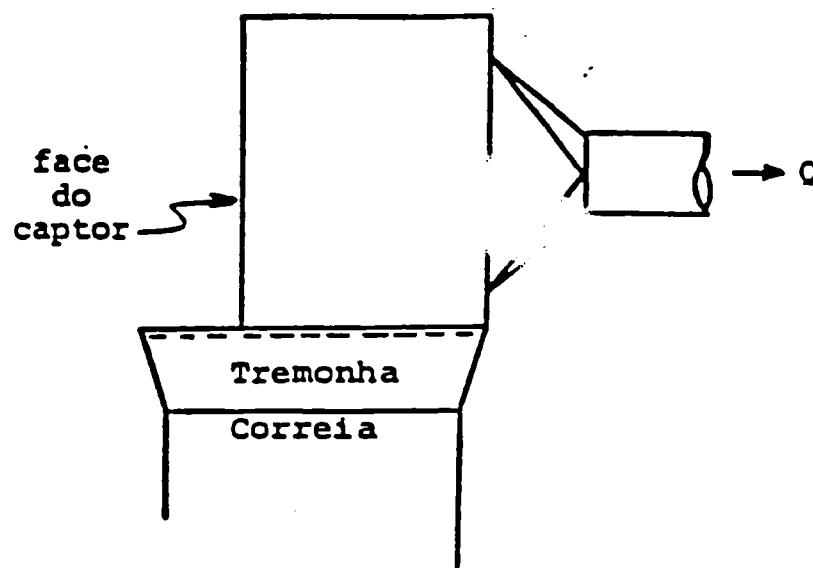
Nota:

$$P_c = \left\{ \left(\frac{v_d}{4,043} \right)^2 \right\} = \left\{ \left(\frac{15,1}{4,043} \right)^2 \right\} = 13,95 \text{ mmCA (para ar padrão)}$$

$$K_c = 0,25$$

EXERCÍCIO

Esquema:



Dados:

- **Captor:** face aberta: 1 m x 1,5 m
- **Correia:** velocidade: 1 m/s
largura: 0,6 m/s
- **Velocidade do ar no duto:** 18 m/s (3542 fpm)

Solução:

1. Vazão de exaustão (Q)

Recomendação do *Industrial Ventilation*

$$Q = 150 \text{ cfm/pé}^2 \text{ de face}$$

$$Q = 150 \times 0,02832/1 \times 0,0929$$

$$Q = 45,73 \text{ (m}^3\text{/min)/m}^2 \text{ de face}$$

Área da face aberta do captor

$$A_f = (1 \times 1,5) \text{ m}^2$$

$$A_f = 1,5 \text{ m}^2$$

portanto:

$$Q = 45,73 \times 1,5$$

$$Q = 68,60 \text{ m}^3\text{/min}$$

Perda de carga na entrada do captor (ΔP_c)

Industrial Ventilation [$\Delta P_c = 0,25 PC_d$ (Coifa)]

Mas

$$V = 4,043 \sqrt{PC_d}$$

$$PC_d = \left(\frac{V}{4,043} \right)^2 = \left(\frac{18}{4,043} \right)^2$$

$$PC_d = 19,82 \text{ mmCA}$$

Pressão estática do captor (Pe_c)

$$Pe_c = - (\Delta P_c + PC_d)$$

$$Pe_c = - (4,96 + 19,82)$$

$$Pe_c = - 24,78 \text{ mmCA}$$