



FICHAS TÉCNICAS

VENTILADORES

CURVA CARACTERÍSTICA DE UM VENTILADOR

Para chegar ao conceito e realização da Curva Característica de um ventilador, vamos supor um teste que nos conduza a isso. Imaginemos um ventilador, Fig. 1,

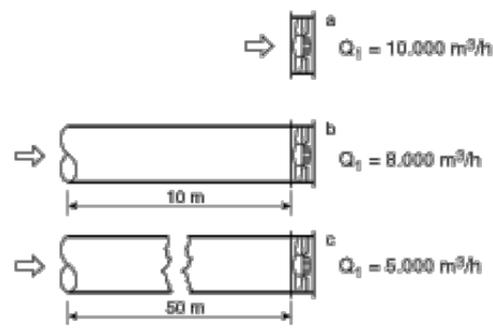


Fig. 1. Esquema de um ventilador

- **Posição a)**
que, em descarga livre, proporciona um fluxo $Q = 10.000 \text{ m}^3/\text{h}$. Acoplamos uma conduta.
- **Posição b)**
de 10 m de comprimento e verificamos que o fluxo se reduziu a $Q = 8.000 \text{ m}^3/\text{h}$. Alongamos a seguir a conduta até 50 m e medimos um fluxo.
- **Posição c)**
de $Q = 5.000 \text{ m}^3/\text{h}$.

Este experimento mostra-nos que, à medida que aumentamos o comprimento da conduta acoplada, isto é, que incrementamos a dificuldade ou obstrução à passagem do ar, diminui o fluxo que proporciona o ventilador.

Esta diminuição, chamada perda de carga, é devida ao atrito do ar com as paredes da conduta, às mudanças de direcção, remoinhos, contracções da veia fluida ou outros acidentes ou obstáculos nas canalizações.

Para poder dispor dos distintos fluxos de que é capaz um ventilador conforme a perda de carga do sistema resistente contra o qual estiver a trabalhar, provamos o aparelho variando-lhe a carga do fluxo máximo ao fluxo zero. Todos os pares de valores obtidos fluxo-pressão são levados a uns eixos coordenados, obtendo a Curva Característica.

A Fig. 2 representa uma curva tipo em que foram desenhadas as pressões estáticas, que representam as perdas de carga, as totais e dinâmicas. Também é representada uma curva de rendimento mecânico do aparelho.

A característica de um ventilador é a melhor referência do mesmo, já que indica a sua capacidade em função da pressão que lhe é exigida.

O ponto ideal de funcionamento é o que corresponde ao seu máximo rendimento e é com o que deveria coincidir o ponto de desenho do mesmo, o ponto N na Fig. 2.

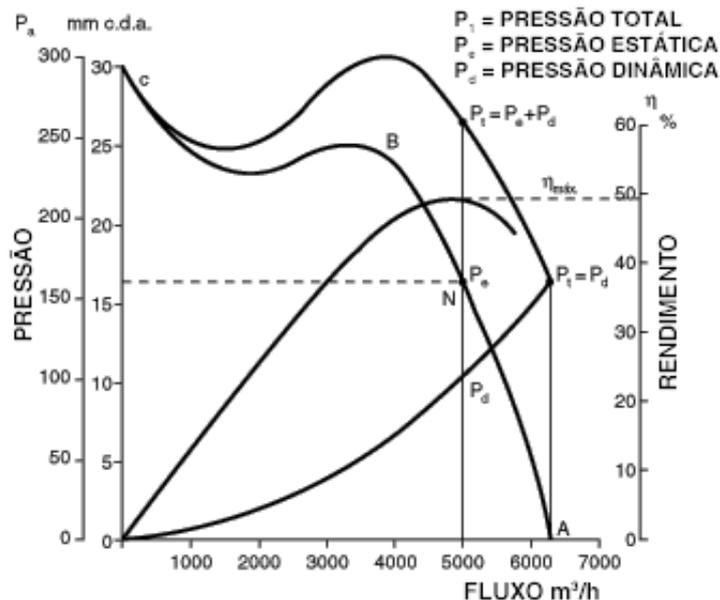


Fig. 2. Representação de uma curva tipo em que foram desenhadas as pressões estáticas

A zona de trabalho idónea de um ventilador é o trecho A-B da sua característica. Entre B e C o seu funcionamento é instável, o rendimento desce rapidamente e aumenta notavelmente o ruído. Por isso em muitos catálogos é representado apenas o trecho eficaz de funcionamento evitando o trecho até a pressão máxima de que é capaz. Vemos, então, que o ventilador é uma máquina que utiliza a energia de que dispõe para vencer uma perda de carga e para mover um fluxo de ar.

Já que ambas as magnitudes estão relacionadas de tal forma que um aumento da primeira representa iniludivelmente uma redução da segunda, reparamos na importância de decidir a configuração de um sistema de ventilação de maneira que exija a menor perda de carga possível, para assim mover um maior fluxo de ar que, em definitiva, é a missão primitiva do ventilador.

Ponto de trabalho de um ventilador

Para conhecer o ponto em que trabalhará um ventilador, uma vez determinada a perda de carga que deve vencer o mesmo, basta, sobre o eixo de ordenadas, assinalar a perda de carga em mm ca.

A partir daqui e com uma horizontal chegaremos a cortar a curva característica num ponto, a partir do qual e mediante uma linha vertical chegaremos a cortar o eixo de abcissas, onde nos indicará o fluxo que proporcionará o ventilador em apreço, trabalhando contra a perda de carga que consideramos inicialmente.

Por exemplo: se o ventilador da Fig. 2 deve vencer 16 mm ca, a partir deste valor sobre o eixo de ordenadas, com uma horizontal cortaremos a curva no ponto de trabalho N e daqui, com uma vertical, encontraremos o eixo de abcissas em 5.000 m³/h que é o fluxo que dará o aparelho.

Se dispusermos da característica resistente do sistema, poderemos encontrar de forma fácil o ponto de trabalho de um ventilador acoplado ao mesmo sobrepondo as curvas características do ventilador e resistente da conduta conforme indicado na Fig. 3.

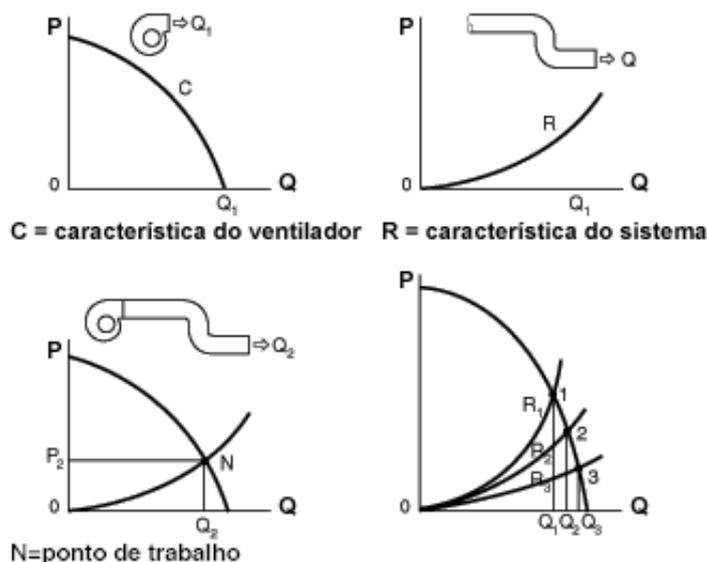


Fig. 3. Curva características de um ventilador

O ponto de intercessão de ambas dar-nos-á o ponto N de trabalho do ventilador. Se desejamos construir a característica resistente do sistema devemos partir da base de que nas instalações de ventilação a perda de carga originada varia proporcionalmente ao quadrado do fluxo que flui através da canalização.

Se supusermos que para um fluxo de ar de 6.000 m³/h a perda de carga originada é de 3,5 mm ca, a perda de carga que provocará um fluxo de 8.000 m³/h será encontrada mediante esta expressão:

$$P_c = \frac{8000^2}{6000^2} \times 3,5 = 6,2 \text{ mm c.a.}$$

Se supusermos um fluxo de 4.000 m³/h a perda de carga será:

$$P_c = \frac{4000^2}{6000^2} \times 3,5 = 1,55 \text{ mm c.a.}$$

Levando estes valores, mais outros que se calculem do mesmo modo, sobre uns eixos coordenados, obteremos a característica do sistema, que reveste a forma R da Fig. 3.

De todo o exposto podemos concluir o seguinte:

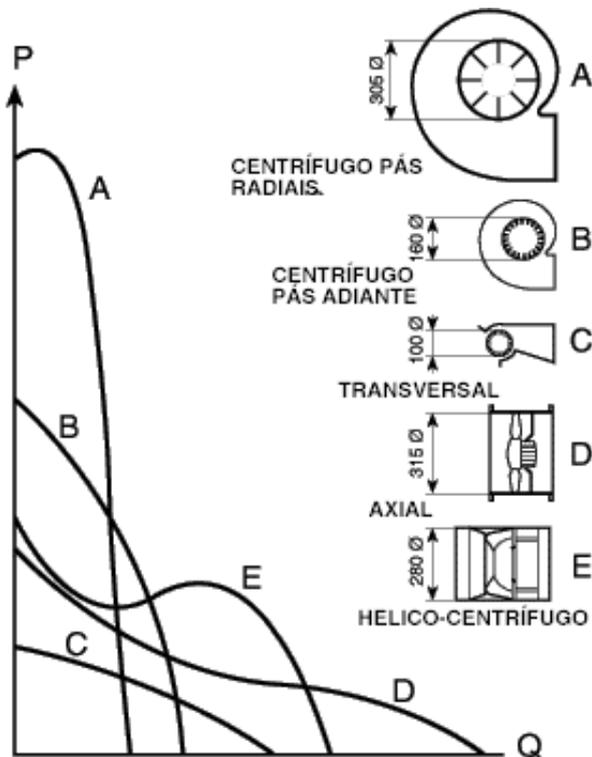


Fig. 4. Curva características

É indispensável dispor das curvas características dos ventiladores susceptíveis de ser instalados, para qualquer cálculo e instalação que seja efectuada

1. As curvas devem estar avalizadas pelo fabricante, o qual as garantirá fazendo referência à norma e disposição adoptada para a sua determinação.
2. As curvas características de ventiladores são obtidas em laboratórios de testes devidamente equipados e por analistas especializados. Isto supõe a sujeição a procedimentos conforme normalizações oficiais e aparelhos, túneis e câmaras calibradas. A máxima garantia é obtida quando o laboratório possui uma acreditação oficial.

Soler & Palau testa os seus ventiladores conforme as normas espanholas UNE 100-212-89, britânicas BS 848 Part 1 e americanas AMCA/ASHRAE 210-85/51-1985, conciliadas todas elas na mundial ISO CD 5801/3-1992.

O seu Laboratório de Testes da Divisão Aerotécnica S&P, está acreditado com o Nº 42, alcance E-017 Rev 001, pela RELE, Rede Espanhola de Laboratórios de Teste, membro da organização WELAC, com acordos de reconhecimento mútuo dos principais países europeus.





FICHAS TÉCNICAS

VENTILADORES

CLASSIFICAÇÃO DE VENTILADORES

1. O que é um ventilador?
2. Circulação do ar
3. Classificação dos ventiladores
4. Zona de funcionamento

1. O que é um ventilador?

Um ventilador é uma máquina rotativa que coloca o ar ou um gás, em movimento. Podemos defini-lo como uma turbo-máquina que transmite energia para gerar a pressão necessária com a qual manter um fluxo contínuo de ar.

Dentro de uma classificação geral de máquinas, como mostra o quadro, encontramos os ventiladores como turbo-máquinas hidráulicas, tipo gerador, para gases.

Um ventilador possui essencialmente um motor de accionamento, geralmente eléctrico, os dispositivos de controlo próprios dos mesmos: arranque, regulação de velocidade, comutação de polaridade, etc. e um propulsor giratório em contacto com o ar, ao qual transmite energia.

Este propulsor adopta a forma de rolete com pás, no caso do tipo centrífugo, ou de uma hélice com pás de silhueta e em número diverso, no caso dos axiais.

O conjunto, ou pelo menos o rolete ou a hélice, estão envoltos por uma caixa com paredes de fechamento em forma de espiral para os centrífugos e por um marco plano ou um envoltório tubular nos axiais. A envolvente tubular pode levar uma grelha radial de pás fixas à entrada ou saída da hélice, chamada directriz, que guia o ar, para aumentar a pressão e o rendimento do aparelho.

No tipo helico-centrífugo e no transversal, o elemento impulsor do ar adopta uma forma próxima ao dos roletes centrífugos

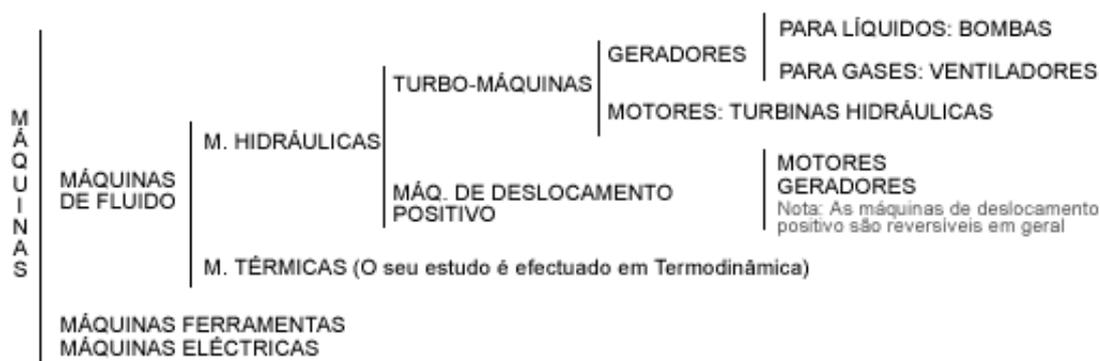


Fig. 1. Esquema

2. Circulação do ar

O ar circula por uma conduta graças à diferença de pressão que existe entre os seus extremos.

Para diferenças de nível de até 100 m, velocidades inferiores a 50 m/s (caso em que pode ser considerado o ar como incompressível) e regime estacionário, as pressões obedecem ao seguinte teorema:

2.1 Teorema de Bernoulli

A expressão analítica do mesmo diz: A soma da pressão estática, a dinâmica e a devida à altura, é constante para todos os pontos de um filete de fluido.

2.2 Pressões

Se a conduta for horizontal, ou a diferença for inferior a 100 metros, a pressão por diferença de altura é zero.

A pressão estática P_e actua em todos sentidos dentro da conduta. Manifesta-se no mesmo sentido e no contrário da corrente. A pressão dinâmica P_d actua no sentido da velocidade do ar. A pressão total P_t é constante em todos os pontos do filete de fluido considerado e sua expressão é:

$$P_t = P_e + P_d$$

2.3 Fluxo

É a quantidade de ar que circula pela conduta. A sua expressão é:

$$Q = v S \text{ (m}^3\text{/h)}$$

Na Fig. 2 foi representado um trecho de conduta horizontal de ar (considerado sem perdas, para simplificar), percorrido pelo fluxo Q (m³/h), com a velocidade v (m/s) e de Secção S (m²). Uma Sonda de Pressão estática P_e e um Tubo do Prandtl dá-nos a Pressão Dinâmica. As fórmulas de relação de todos estes parâmetros são indicadas na mesma figura.

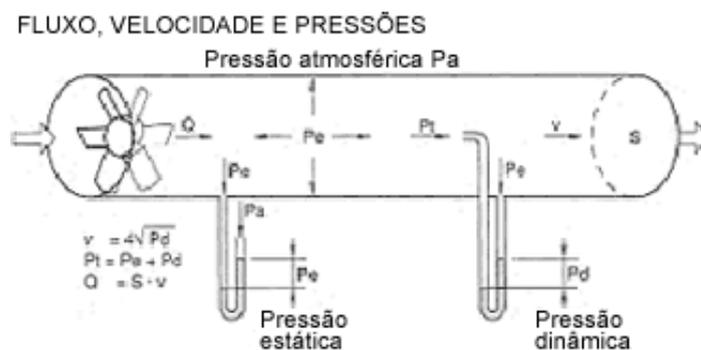


Fig. 2. Fluxo, velocidade e pressões

2.4 Curva Característica

É a representação gráfica de todos os estados fluxo-pressão de que é capaz um ventilador. Remetemo-nos à Folha Técnica VENTILADORES 1: CURVA CARACTERÍSTICA, onde tratamos de forma monográfica o assunto. A sua representação na Fig. 3 mostra uma Curva Característica típica com expressão das três pressões mencionadas. Para qualquer ordenada na gráfica, cumpre-se:

$$P_t = P_d + P_e$$

2.5 Tipo de Curva Característica

Conforme o ventilador, a sua curva característica adopta uma ou outra forma sobressaindo o conceito de fluxo sobre o de pressão ou vice-versa.

Nos ventiladores helicoidais, axiais, em comparação com o fluxo de que são capazes, as suas possibilidades de pressão são discretas. Os ventiladores centrífugos, em geral, são capazes de pressões altas com fluxos baixos e os ventiladores helico-centrífugos participam de ambas as possibilidades de fluxo e pressão, embora não na medida especificada dos outros.

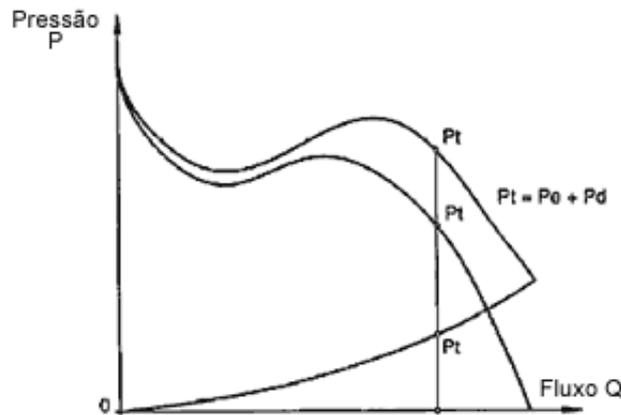


Fig. 3. Curva Característica

3. Classificação dos ventiladores

Os ventiladores são classificados de várias maneiras e não é estranho que um mesmo aparelho possa aceitar duas, três ou mais denominações. É bastante comum adoptar a designação atendendo a alguma das suas características adaptadas ao caso que estamos a tratar. Aqui vamos oferecer a seguinte:

3.1 Atendendo à sua função

3.1.a Ventiladores com envolvente

Habitualmente é tubular. Por sua vez podem ser:

- **Impulsores:** Entrada livre, saída entubada.
- **Exaustores:** Entrada entubada, descarga livre.
- **Impulsores-exaustores:** Entrada e saída entubadas (Fig. 4).

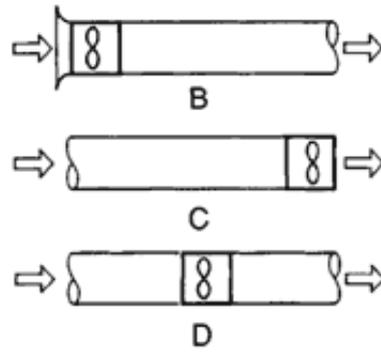


Fig. 4. Ventiladores com envoltente

3.1.b Ventiladores murais

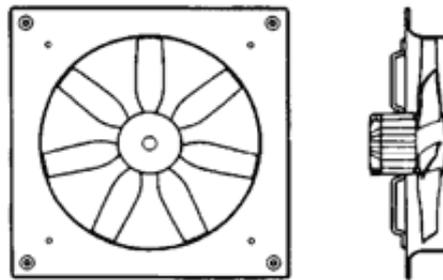


Fig. 5. Ventiladores murais

3.1.c Ventiladores de jacto

Aparelhos usados para projectar uma corrente de ar incidindo sobre pessoas ou coisas. Fig. 6.

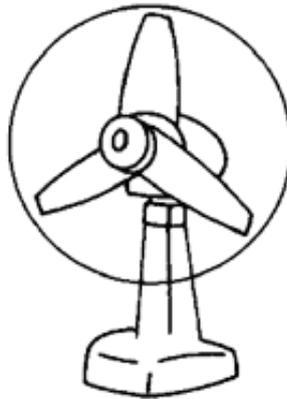


Fig. 6. Ventiladores de jacto

3.2 Atendendo ao percurso do ar

3.2.a Ventiladores centrífugos

Nestes aparelhos o percurso do ar segue uma direcção axial à entrada e paralela a um plano radial à saída. Entrada e saída estão em ângulo recto.

O rolete destes aparelhos está composto de pás que podem estar para a FRENTE (Fig. 7a), RADIAIS (Fig. 7b) ou para TRÁS (Fig. 7c).

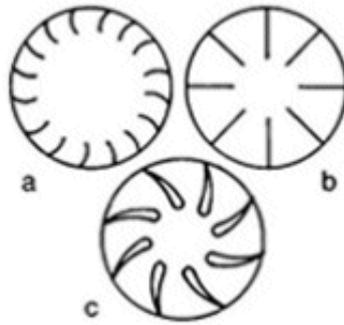


Fig. 7. Ventiladores centrífugos

3.2.b Ventiladores axiais

A entrada de ar ao aparelho e a sua saída seguem um percurso conforme superfícies cilíndricas coaxiais. Os ventiladores descritos em 1.1, 1.2 e 1.3 podem ser, também, axiais.

3.2.c 3.2.c Ventiladores transversais

O percurso do ar no rolete destes ventiladores é normal ao eixo tanto à entrada como à saída, cruzando o corpo do mesmo. Fig. 8.

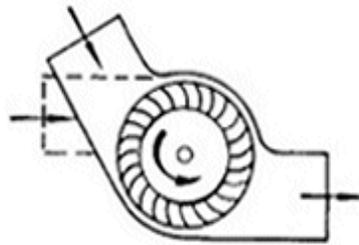


Fig. 8. Ventiladores transversais

3.2.d Ventiladores helico-centrífugos

São aparelhos intermédios aos 2.1 e 2.2: O ar entra como nos axiais e sai igual que nos centrífugos. Fig. 9.

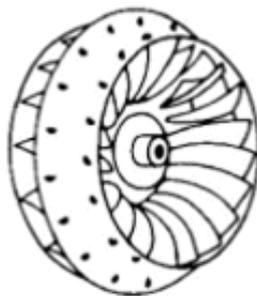


Fig. 9. Ventiladores helico-centrífugos

3.3 Atendendo à pressão

3.3.a Ventiladores de baixa pressão

São chamados assim os que não alcançam 70 Pascais. Habitualmente são centrífugos e por paronomásia são designados assim os utilizados em climatizadores. Fig. 10.

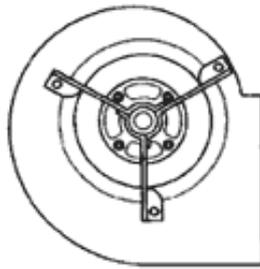


Fig. 10. Ventiladores de baixa pressão

3.3.b Ventiladores de pressão média

Se a pressão estiver entre 70 e 3.000 Pascais podem ser centrífugos ou axiais.

3.3.c Ventiladores de alta pressão

Quando a pressão estiver acima de 3.000 Pascais. Habitualmente são centrífugos com roletes estreitos e de grande diâmetro.

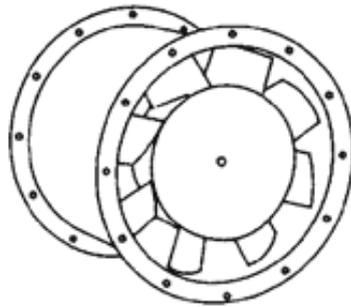


Fig. 11. Ventiladores de alta pressão

3.4 Atendendo às condições de funcionamento

3.4.a Ventiladores padrão

São os aparelhos que veiculam ar sem cargas importantes de poluentes, humidade, pó, partículas agressivas e temperaturas máximas de 40° se o motor estiver na corrente de ar.

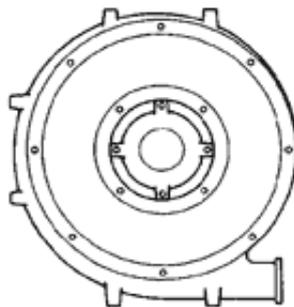


Fig. 12. Ventiladores padrão

3.4.b Ventiladores especiais

São os desenhados para tratar o ar quente, corrosivo, húmido etc. ou para ser instalados no telhado (Fig. 13) ou dedicados ao transporte pneumático.

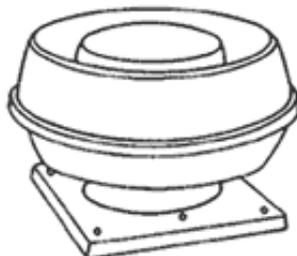


Fig. 13. Ventiladores especiais

3.5 Atendendo ao sistema de accionamento

3.5.a Accionamento directo

Quando o motor eléctrico tiver o eixo comum, ou por prolongação, com o do rolete ou hélice do ventilador.

3.5.b Accionamento por transmissão

Como é o caso de transmissão por correias e polias para separar o motor da corrente do ar (por quente, explosivo, etc.). Fig. 14.

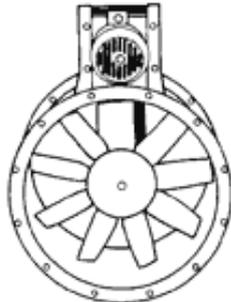


Fig. 14. Accionamento por transmissão

3.6 Atendendo ao controlo das prestações

É o caso de ventiladores de velocidade variável pelo uso de reguladores eléctricos, de comportas de admissão ou descarga, alteração do fluxo por inclinação variável das pás das hélices, etc. Fig. 15.

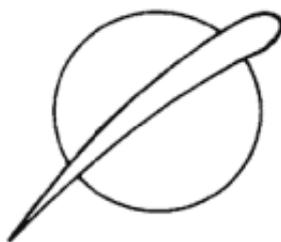


Fig. 15. Atendendo ao controlo das prestações

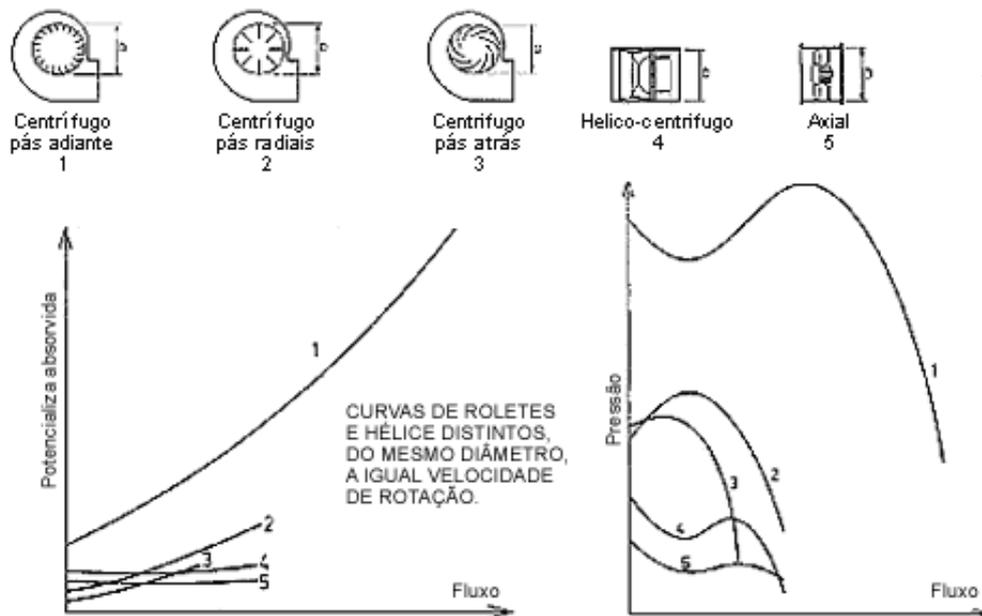


Fig. 16. Atendendo ao controlo das prestações

4. Zona de funcionamento

Conforme o ventilador, tipo e tamanho, existe uma zona da sua curva característica em que é recomendável o seu uso. Fora dela podem produzir-se fenómenos que fazem aumentar desproporcionalmente o consumo afundando o rendimento, provocando um aumento intolerável do ruído e inclusive produzindo fluxos intermitentes de ar em sentido inverso.

Nos catálogos de ventiladores vêm indicadas as zonas da curva característica.

Recomendadas de uso ou, simplesmente, apenas publica-se o trecho de curva no qual é aceitável o seu funcionamento. Em geral a mencionada zona abrange a superfície sombreada indicada na Fig. 17 para uma família de curvas de um aparelho a várias velocidades.

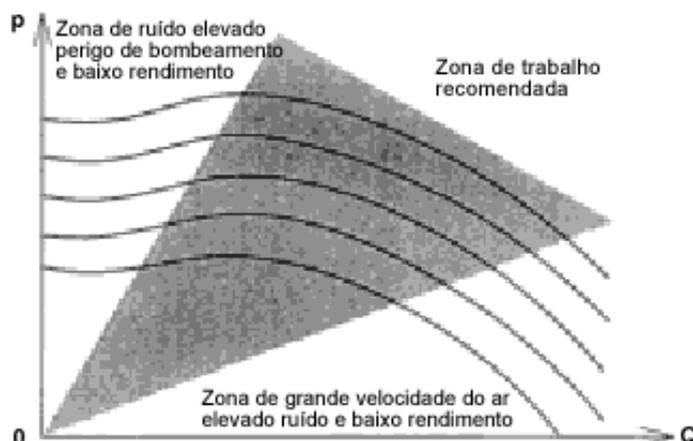


Fig. 17. Zona recomendável de funcionamento

As gráficas da Fig. 18 são as de ventiladores centrífugos com roletes Adiante, Radiais e Atrás com indicação da zona normal de trabalho e em percentagens de fluxo e pressão.

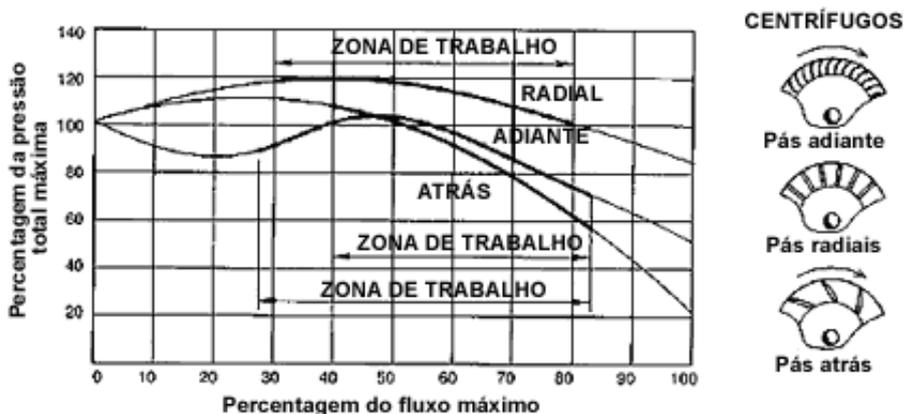


Fig. 18. Ventiladores centrífugos com roletes Adiante, Radiais e Atrás

As da Fig. 19 representam ventiladores axiais, impulsor um e tubular o outro, de pressão média, com as mesmas indicações descritas para os aparelhos anteriores.



Fig. 19. Ventiladores axiais

As da Fig. 20 correspondem a roletes helico-centrífugos e transversais com a mesma forma de expressar a sua capacidade de pressão e fluxo em percentagem do total e com as zonas normais de trabalho.



Fig. 20. Roletes helico-centrífugos e transversais





FICHAS TÉCNICAS

VENTILADORES

LEIS DOS VENTILADORES

1. Exemplo de aplicação
2. Exemplo de aplicação
3. Exemplo de aplicação
4. Exemplo de aplicação

Na norma **UNE 100-230-95**, que trata deste assunto, encontramos o seguinte:

Se um ventilador deve funcionar em condições diferentes das testadas, não é prático nem econômico efetuar novos testes para determinar as suas prestações.

Mediante o uso de um conjunto de equações designado com o nome de LEIS DOS VENTILADORES é possível determinar, com boa precisão, as novas prestações a partir dos testes efetuados em condições normalizadas.

Ao mesmo tempo, estas leis permitem determinar as prestações de uma série de ventiladores geometricamente semelhantes a partir das características do ventilador testado.

As leis dos ventiladores estão indicadas, sob forma de relação de magnitudes, em equações que se baseiam na teoria da mecânica de fluidos e a sua exatidão é suficiente para a maioria das aplicações, desde que o diferencial de pressão for inferior a 3 kPa, acima do qual é preciso ter em conta a compressibilidade do gás.

Com o intuito de precisar um pouco mais o que expõe a norma UNE, poderíamos dizer que quando um mesmo ventilador é submetido a regimes distintos de marcha ou são alteradas as condições do fluido que transfere, podem ser calculados previamente os resultados que obteremos a partir dos conhecidos, por meio de umas leis ou relações simples que também são de aplicação quando se tratar de uma série de ventiladores homólogos, isto é, de dimensões e características semelhantes que se mantêm ao variar o tamanho ao passar de uns deles a qualquer outro da sua mesma família.

Estas leis baseiam-se no facto que dois ventiladores de uma série homóloga têm homólogas as suas curvas características e para pontos de trabalho semelhantes têm o mesmo rendimento, mantendo-se então interrelacionadas todas as razões das outras variáveis.

As variáveis de um ventilador são a velocidade de rotação, o diâmetro da hélice ou rolete, as pressões total, estática e dinâmica, o fluxo, a densidade do gás, a potência absorvida, o rendimento e o nível sonoro.

As normas internacionais ISO, 5801-96 (E) e WD 13348-1998, a estas variáveis atribuem os seguintes símbolos e unidades, que aqui usaremos para ilustrar as definições e aplicações.

Símbolo	Conceito	Unidade
D_r	Diâmetro hélice/rolete	m
L_{wt}	Nível Potencia total sonora	dB
n	Velocidade rotacional	s^{-1}
P_r	Potência mecânica fornecida ao ventilador	W
P_f	Pressão do ventilador	Pa
qv	Fluxo de entrada	m^3/s^{-1}
r	Densidade	kg/m^{-3}

Além disso, devemos ter em conta, antes de aplicar as leis dos ventiladores que os valores conhecidos sejam os de um aparelho da mesma família a trabalhar nas mesmas condições sob as quais queremos determinar os novos valores, e que as condições do ventilador considerado sejam todas proporcionais às correspondentes do tomado como ponto de partida e cujos valores reais de teste sejam conhecidos. Também é necessário que a velocidade do fluido dentro do ventilador seja proporcional de um a outro e para o qual deve ser verificado que a razão entre a velocidade periférica de dois pontos de um rolete seja a mesma que a de entre dois pontos semelhantes do outro rolete.

À medida que vamos expor as leis que regem para as variações dos ventiladores, desenvolveremos exemplos de aplicação para facilitar a sua compreensão

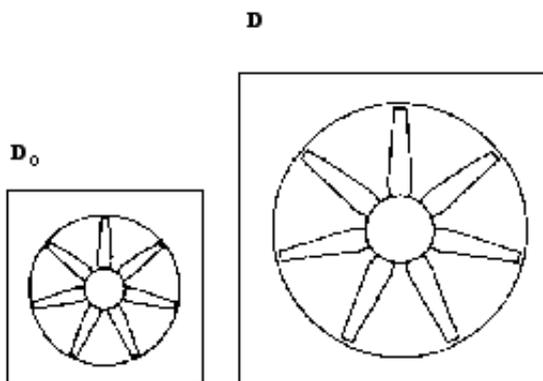
VARIAÇÃO DO DIÂMETRO

$$\text{Fluxo} \quad q_v = q_{v0} \left(\frac{D_r}{D_{r0}} \right)^3$$

$$\text{Pressão} \quad P_F = P_{F0} \left(\frac{D_r}{D_{r0}} \right)^2$$

$$\text{Potência} \quad P_r = P_{r0} \left(\frac{D_r}{D_{r0}} \right)^5$$

$$\text{Nível Potencia sonora} \quad L_{wt} = L_{wt0} + 70 \log \frac{D_r}{D_{r0}}$$



O sub-índice (0) indica a condição inicial da variável considerada

Fig. 1. Variação do diâmetro

1. Exemplo de aplicação

As fórmulas para a mudança de diâmetro devem ser usadas com precaução, já que apenas são válidas se os ventiladores que relacionam são rigorosamente semelhantes. Na prática sempre há desvios de semelhança, que não são apreciados ostensivamente e mais ainda quando se trata de aparelhos da mesma família.

Suponhamos um ventilador de 450 mm de diâmetro dá 5.000 m³/h a 12 mm ca com um nível sonoro de 65 db (A) e que absorve da rede 480 W. Que fluxo, pressão, ruído e potência sonora terá outro aparelho semelhante de 630 mm Ø?

A aplicação das equações do quadro anterior resolve o problema:

O ventilador de 630 mm terá:

$$\text{Fluxo } q_v = 5.000 \frac{630^3}{450^3} = 13.720 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Pressão } P_F = 22 \frac{630^2}{450^2} = 43 \text{ mm c.d.a.}$$

$$\text{Potência absorvida} = 480 \frac{630^5}{450^5} = 2.582 \text{ W}$$

$$\text{Nível sonoro } L_{wt} = 65 + 70 \log \frac{630}{450} = 75 \text{ dB (A)}$$

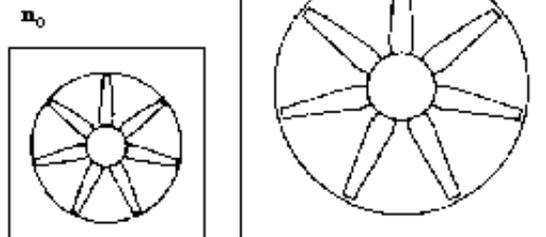
VARIAÇÃO DA VELOCIDADE

$$\text{Fluxo} \quad q_v = q_{v0} \frac{n}{n_0}$$

$$\text{Pressão} \quad P_F = P_{F0} \left(\frac{n}{n_0} \right)^2$$

$$\text{Potência} \quad P_r = P_{r0} \left(\frac{n}{n_0} \right)^3$$

$$\text{Nível Potencia sonora} \quad L_{wt} = L_{wt0} + 50 \log \frac{n}{n_0}$$



O sub-índice (0) indica a condição inicial da variável considerada

Fig. 2. Variação da velocidade

2. Exemplo de aplicação

Seja um ventilador que, girando a 1.400 rev/min, dê um fluxo de 15.000 m³/h a uma pressão de 22 mm ca instalado num sistema determinado. A potência absorvida e a potência sonora sejam respectivamente 1.500 W e 88 dB (A).

Perguntamos, que pressão e fluxo daria girando a 2.000 rev/min? Quanto consumiria então? E o ruído, que valor alcançaria?

$$\text{Fluxo } q_v = 15.000 \frac{2.000}{1.400} = 21.43 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Pressão } P_F = 22 \frac{2.000^2}{1.400^2} = 44,9 \text{ mm c.d.a.}$$

$$\text{Potência } P_r = 1.500 \frac{2.000^3}{1.400^3} = 4.373 \text{ W}$$

$$\text{Nível potência sonora } L_{wt} = 88 + 50 \log \frac{2.000}{1.400} = 95,7 \text{ dB (A)}$$

3. Exemplo de aplicação

Com estas mesmas fórmulas é possível resolver um problema muito comum na prática. Suponhamos que depois de ter feito uma instalação com um ventilador determinado verificamos que rende um fluxo de 2.300 m³/h em vez dos 3.000 que exigia o caderno de encargos. Se actualmente o ventilador girar a 800 rev/min questionamo-nos o seguinte: A que velocidade deverá girar o aparelho para cumprir as especificações? Em que proporção aumentará a potência absorvida pelo motor? Quanto aumentará o ruído? Separando "n" da fórmula do fluxo, teremos:

$$n = n_0 \frac{q_v}{q_{v0}} = 800 \frac{3.000}{2.300} = 1.043 \text{ rev/min}$$

Ou seja, se podemos aumentar a velocidade do ventilador até 1.043 rev/min, obteremos os 3.000 m³/h desejados.

Mas a potência consumida será muito maior, dado que será multiplicada por 2,22 o que implicará mudar o motor.

$$\frac{P_r}{P_{r0}} = \frac{1043^3}{800^3} = 2.22$$

O ruído aumentará em:

$$L_{wt} - L_{wt0} = 50 \log \frac{1.043}{800} = 5,8 \text{ db(A)}$$

o que, conforme os casos, pode ser preocupante.

VARIAÇÃO DA DENSIDADE

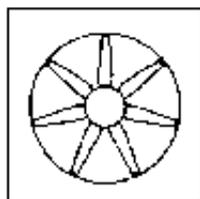
Fluxo $q_v = q_{v0}$

Pressão $P_F = P_{F0} \frac{r}{r_0}$

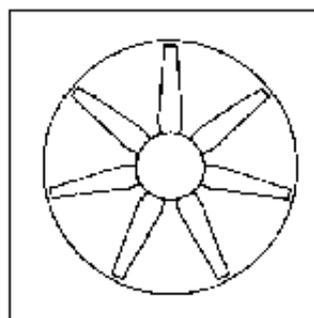
Potência $P_r = P_{r0} \frac{r}{r_0}$

Nível Potencia sonora $L_{wt} = L_{wt0} + 20 \log \frac{r}{r_0}$

r_0



r



O sub-índice (0) indica a condição inicial da variável considerada

Fig. 3. Variação da densidade

4. Exemplo de aplicação

As curvas características dos ventiladores que figuram no catálogo são dadas a condições normais de pressão atmosférica, temperatura e humidade. Isto significa que se refere a um ar normal padrão com uma densidade de 1,2 kg/m³.

Em muitas ocasiões os aparelhos trabalham em condições distintas das normais, como é o caso de um ventilador dentro de uma câmara de congelamento com um ar de uma densidade muito maior da normal. Ou um ventilador instalado em México DC onde a pressão atmosférica é muito menor e pela circunstância da altitude moverá um ar de densidade inferior a normal.

Seja, por exemplo, um ventilador que em condições normais dá 5.000 m³/h, 22 mm ca de pressão, que gasta 480 W e tem um nível de potência sonora de 65 db (A). Quanto renderá este ventilador dentro de uma câmara frigorífica a -35 °C?

Devemos calcular primeiro a densidade

o que se traduz em que a densidade é inversamente proporcional às temperaturas absolutas.

$$r (273 - 35) = 1,2 (273 + 20) = 1,48 \text{ kg/m}^3$$

Aplicando agora as fórmulas do quadro correspondente, teremos:

$$q = 5.000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p = 20 \frac{1,48}{1,2} = 27,1 \text{ mm c.a.}$$

$$P = 480 \frac{1,48}{1,2} = 592 \text{ W}$$

$$L = 65 + 20 \log \frac{1,48}{1,2} = 66,8 \text{ dB}$$

É preciso observar que embora o aumento de pressão possa parecer vantajoso nalguns casos, a característica resistente do sistema aumenta na mesma proporção pelo que desaparece a vantagem do aumento de pressão.

Quanto à potência, sim devemos ter em conta o aumento experimentado, embora no caso concreto de aumento de densidade por diminuição de temperatura, o motor não reaquecerá em excesso por desfrutar de uma maior refrigeração, se a realizar com o ar frio. Em qualquer caso é aconselhável controlar o gasto do motor.

As fórmulas dos quadros anteriores podem ser resumidas nos dois a seguir, que nos permitem calcular o fluxo, a pressão, a potência e o ruído de um ventilador alterando vários parâmetros ao mesmo tempo.

VARIAÇÃO DE VÁRIOS PARÂMETROS

$$D = D_0 \left(\frac{Q}{Q_0} \right)^{1/2} \left(\frac{P}{P_0} \right)^{1/4} \left(\frac{r}{r_0} \right)^{1/4}$$

$$n = n_0 \left(\frac{Q_0}{Q} \right)^{1/2} \left(\frac{P}{P_0} \right)^{3/4} \left(\frac{r_0}{r} \right)^{3/4}$$

$$P = P_0 \frac{Q}{Q_0} \frac{P}{P_0}$$

$$L_{wt} = L_{wt0} + 10 \log \frac{Q}{Q_0} + 20 \log \frac{P}{P_0}$$

O sub-índice (0) indica a condição inicial da variável considerada

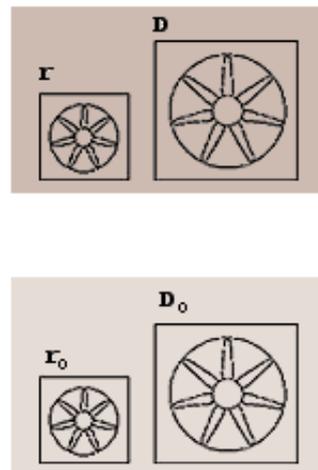


Fig. 4. Variação de vários parâmetros

Todas estas fórmulas até agora resolvem o problema directo, em efeito variando magnitudes independentes como são o diâmetro, a velocidade e a densidade, permitem-nos encontrar o resultado aerodinâmico e acústico consequência de tais variações, isto é, encontramos o fluxo, pressão e nível sonoro.

Mas algumas vezes é prático poder resolver o problema inverso, como por exemplo: Que diâmetro deverá ter um ventilador para conseguir tal fluxo e tal pressão? A que velocidade deverá girar o aparelho?

As fórmulas do quadro seguinte resolvem alguns destes casos inversos, embora devamos mencionar que provêm das anteriores, sem mais que separar as magnitudes que temos que calcular.

VARIAÇÃO DE VÁRIAS PRESTAÇÕES

$$D = D_0 \left(\frac{Q}{Q_0} \right)^{1/2} \left(\frac{P}{P_0} \right)^{1/4} \left(\frac{r}{r_0} \right)^{1/4}$$

$$n = n_0 \left(\frac{Q_0}{Q} \right)^{1/2} \left(\frac{P}{P_0} \right)^{3/4} \left(\frac{r_0}{r} \right)^{3/4}$$

$$P = P_0 \frac{Q}{Q_0} \frac{P}{P_0}$$

$$L_{wt} = L_{wt0} + 10 \log \frac{Q}{Q_0} + 20 \log \frac{P}{P_0}$$

O sub-índice (0) indica a condição inicial da variável considerada

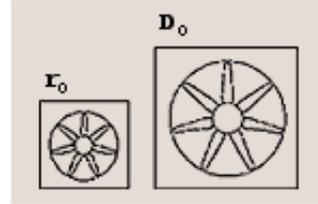
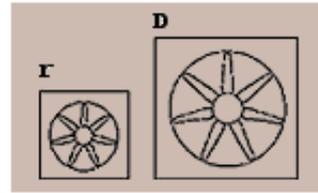


Fig. 5. Variação de várias prestações





FICHAS TÉCNICAS

VENTILADORES

ACOPLAMENTO DE VENTILADORES

1. Acoplamento em série
2. Acoplamento em paralelo
3. Acoplamento misto

Nas instalações importantes de ventilação, quando for necessário dispor de fluxos ou pressões com grandes variações, pode resultar conveniente dotá-las de aparelhos acoplados de forma que, ao trabalhar em conjunto ou separados, proporcionem a prestação exigida em cada momento. Se as variações necessárias forem discretas, pode bastar um único aparelho com um sistema de regulação, mas quando forem precisas umas prestações duplas ou triplas ou mais do que a simples, será preciso recorrer a um sistema de acoplamento.

Com este trabalho pretendemos mostrar de forma indicativa como variam as prestações do sistema conforme o acoplamento. Os aparelhos de ventilação podem ser instalados em Série, em Paralelo ou de forma Mista.

1. Acoplamento em série

Este sistema consiste em conectar os ventiladores um a seguir do outro, Fig. 1. Ou dentro de uma mesma conduta na que se mantenha a mesma direcção do fluxo do ar, Fig. 2.

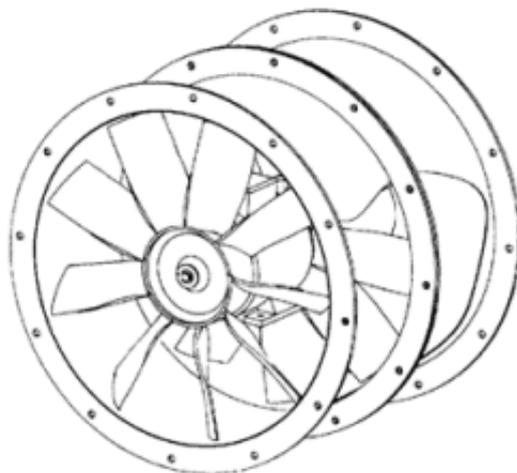


Fig. 1. Ventiladores axiais acoplados em série

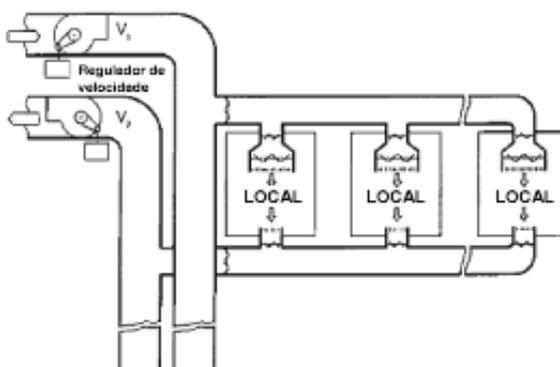


Fig. 2. Ventiladores centrífugos acoplados em série

Em geral, e mais quando se trata de ventiladores centrífugos de forma que a descarga de um é conduzida à entrada do outro, a curva característica da pressão resultante do acoplamento é aproximadamente o dobro, como a representada na gráfica da Fig. 3.

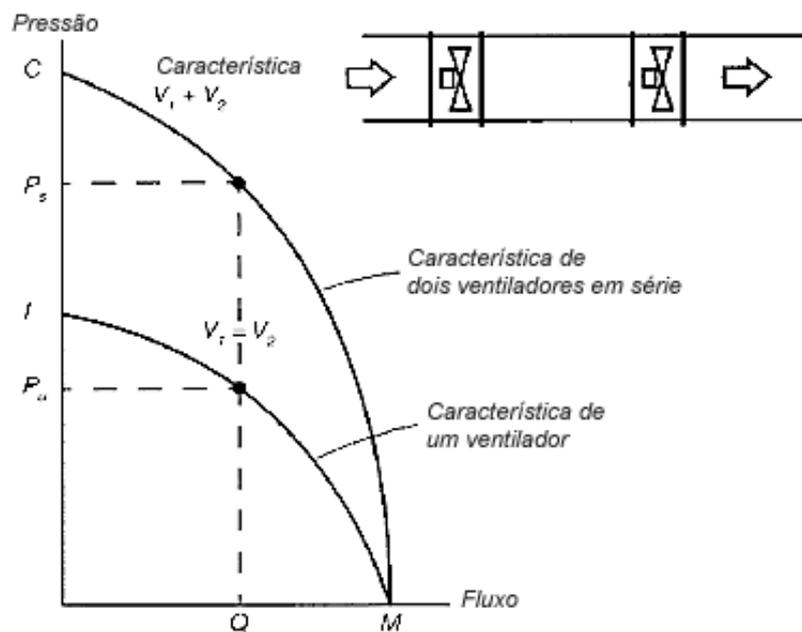


Fig. 3. Curva característica resultante de ventiladores acoplados em série

Ao estudar com mais atenção o assunto e supondo que os dois aparelhos são iguais e que as curvas representativas das suas pressões estática e total são as da Fig. 4, a pressão resultante para o conjunto obtemo-la somando as ordenadas da pressão estática do primeiro ventilador à de pressão total do segundo: $PE = Pe + Pt$. Em todo momento o fluxo de conjunto será o que daria apenas um ventilador correspondente à pressão dinâmica $Pd = Pt - Pe$ com pressão estática PE.

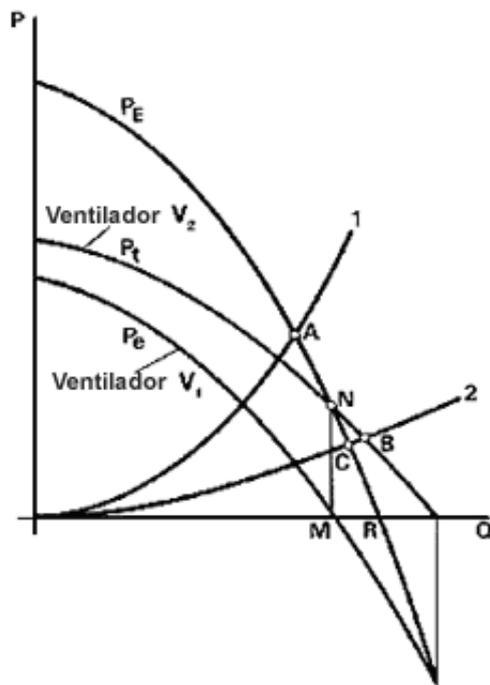


Fig. 4. Formação da característica de ventiladores em série

No ponto M, ou seja, onde os ventiladores caso trabalhem sós, individualmente dariam o fluxo máximo, em descarga livre com pressão estática zero, $P = 0$, resulta que o conjunto formado pelos dois aparelhos em série é capaz ainda de uma pressão estática de ordenada MN podendo chegar a alcançar o fluxo de abcissa R, quando $P = 0$. Este sobrefluxo MR, que nestas condições poderiam chegar a dar os aparelhos, pode comprometer a segurança dos motores pela sobrecarga que representa.

No caso de características diferentes, a resultante é obtida de forma parecida com antes, onde P correspondente à pressão estática do primeiro ventilador e P_t à pressão total do segundo, P_E é a soma de ambas as pressões e corresponde à pressão estática do conjunto.

Tanto num caso como no outro é preciso fazer atenção que o ponto de trabalho do acoplamento esteja por cima do ponto N da característica, tal como o A do sistema 1, Fig. 4, pois em caso de um sistema como o 2 com um ponto de pressão e fluxo inferiores ao que obteríamos com o ventilador V2 a trabalhar só.

Muito mais difícil é determinar a priori a característica resultante quando os ventiladores acoplados são axiais e cujas hélices estão fisicamente próximas como é o caso de estar montadas dentro da mesma caixa, Fig. 1. Só com testes de laboratório podem ser obtidas as curvas correspondentes.

À descarga de um ventilador axial o ar tem movimento helicoidal perdendo-se parte da energia de que é capaz. Se ligarmos dois ventiladores em série com o mesmo sentido de rotação os efeitos do movimento helicoidal de um estará incrementado pela rotação do outro obtendo um insignificante aumento de pressão a um custo dobro, Fig. 5.

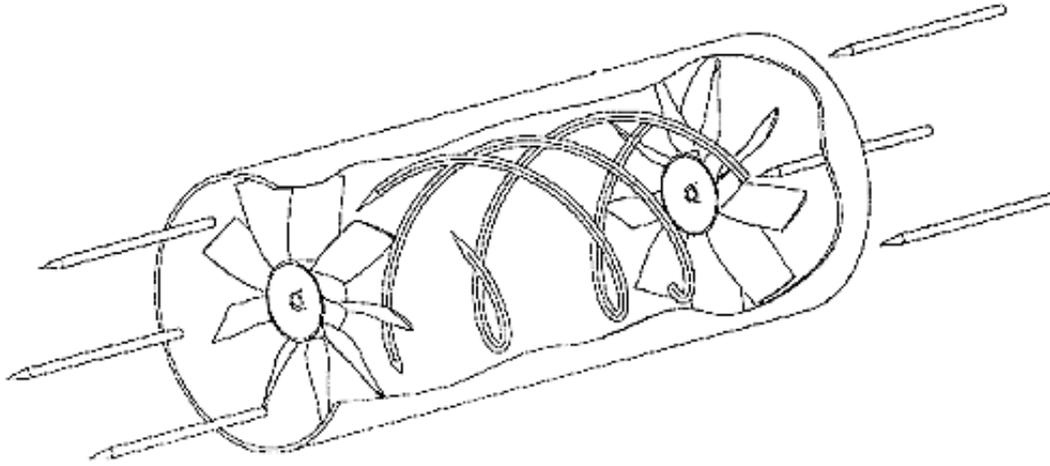


Fig. 5. O ar à descarga de um ventilador axial tem um sentido rotacional

Uma directriz fixa à descarga do primeiro ventilador antes do segundo elimina o fluxo rotacional e faz que o resultado se aproxime ao teórico.

Um sistema eficaz é fazer que o segundo ventilador gire em sentido contrário que o primeiro. A disposição chama-se "a contra-rotação" com o que obtemos pressões de até três vezes a de um só ventilador. Com este sistema não precisamos de directrizes e o segundo ventilador recebe o ar em direcção oposta à rotação com o que aumenta a velocidade relativa de rotação e um incremento notável de pressão, Fig. 6.

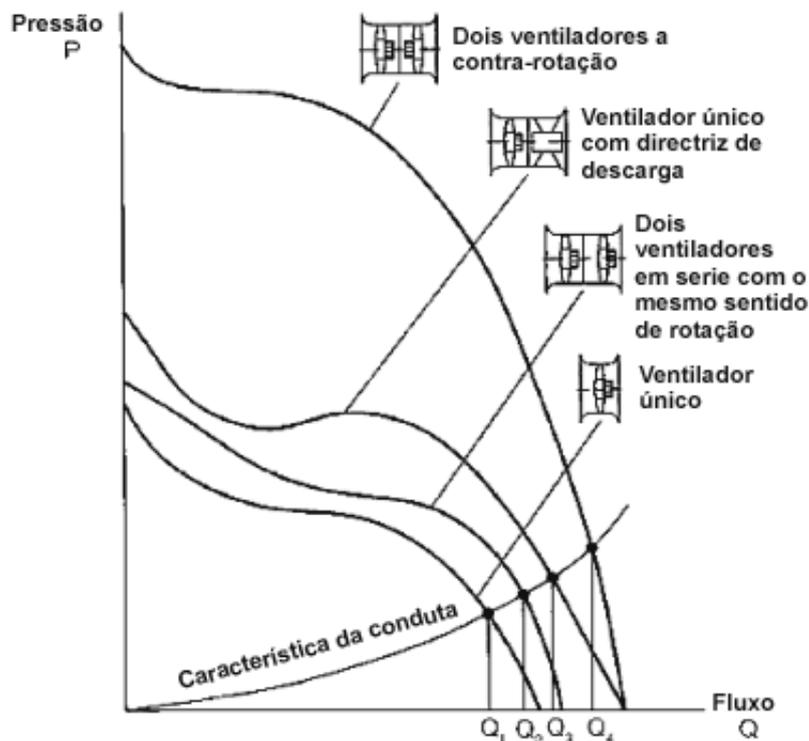


Fig. 6. Características comparadas

Mas o desenho da segunda hélice deve ser especial tanto em inclinação e número das suas aletas como no dimensionamento do motor de accionamento. Dois ventiladores de série, iguais, não podem acoplar-se directamente a contra-rotação.

2. Acoplamento em paralelo

Dois ou mais ventiladores acoplam-se em paralelo quando aspiram do mesmo lugar e descarregam para o mesmo sentido na canalização, unindo ali os seus fluxos. A curva característica resultante das dos aparelhos acoplados se acha somando os fluxos correspondentes a cada pressão, isto é, para cada ordenada (pressão) a abcissa do fluxo resultante q se obtém da soma das abcissas dos fluxos dos ventiladores acoplados $q_1 + q_2$ tal como indicado na gráfica da Fig. 7.

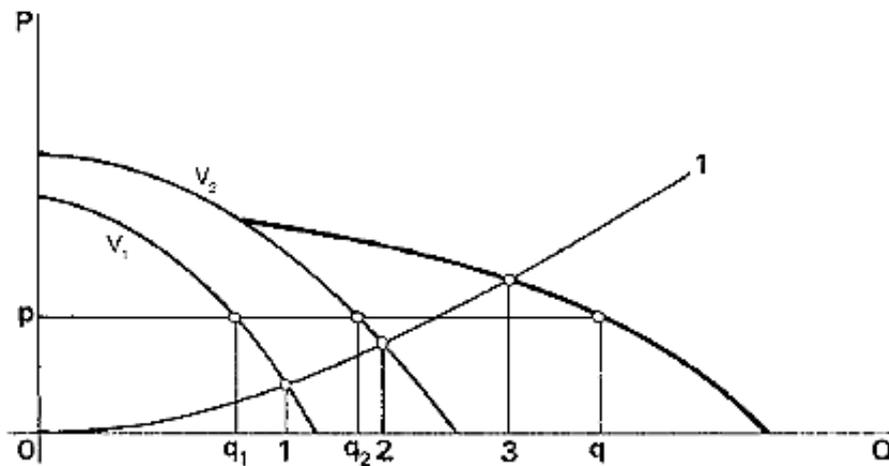


Fig. 7. Curva característica resultante de dois ventiladores desiguais em paralelo

Em seguida podemos ver que o fluxo conseguido com dois aparelhos em paralelo não é nunca a soma dos que conseguiríamos com cada um dos ventiladores ao trabalhar só, já que a característica do sistema não será uma horizontal, mas sim uma curva de segundo grau como a 1 da mesma figura a que corresponde um fluxo 0-3 menor que o 0-1 mais o 0-2.

É muito importante estudar cuidadosamente a forma da curva característica resultante em função do ponto de trabalho a que está obrigado a característica do sistema acoplado, já que nos pode apresentar um regime completamente instável produzindo uma oscilação do fluxo. Tal é o caso representado na Fig. 8 onde a curva C representa a característica de um ventilador do tipo de aletas adiante em roletes centrífugos e a curva R a resultante de dois aparelhos em paralelo desta característica, e que é achado somando as abcissas do modo descrito antes, isto é, para uma abcissa de ordenada OM, por exemplo, o ponto resultante dos dois MA é AA, dos dois MB é o BB e dos dois MC o CC. Mas também é verdade que é possível somar um ramo descendente de outro dando pontos como os BA soma do MB+MA, o CA soma dos MC+MA e o CB soma dos MC+MB; unindo os pontos BA, CA, CB obteremos um trecho de curva característica, como a assinalada de risco grosso, que é também uma expressão possível da resultante.

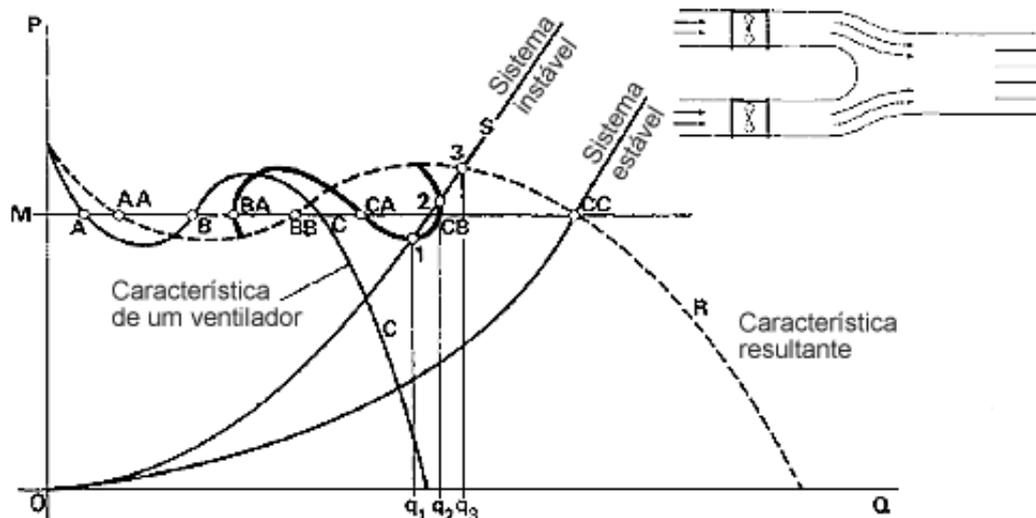


Fig. 8. Características de dois ventiladores iguais em paralelo

Se considerarmos agora uma característica do sistema como a S, cortará a resultante em três pontos o 1, 2 e 3 com fluxos q_1 , q_2 e q_3 distintos, dando lugar a um ponto de trabalho instável que oscilará entre estes três valores passando de um a outro bombeando o fluido e consumindo inutilmente uma boa porção de energia. Neste acoplamento apenas será aceitável um ponto de trabalho que está claramente afastado da zona de instabilidade descrita.

Resulta ainda mais delicada a questão quando os dois ventiladores acoplados em paralelo têm uma característica francamente distinta, já seja de forma ou de magnitude como as C1 e C2 da Fig. 9. A resultante R do trecho A ao Q é obtido somando os fluxos de ambas para uma mesma pressão, igual como sempre, sendo o único trecho para pontos de trabalho aceitável, como o M, para o que o fluxo é superior ao conseguido com apenas um aparelho ao trabalhar com o sistema 2. Agora bem, se considerarmos o sistema 1 e trabalhando somente o ventilador C2 teremos em ponto de trabalho Q2 com a pressão O-p e o fluxo p-Q2. Se acoplarmos agora o ventilador C1, cuja pressão máxima da que é capaz O-p1, é nitidamente inferior à O-p que está a proporcionar o ventilador C2 será estabelecida uma corrente de fluido de sentido contrário a de impulsão do ventilador C, devendo subtrair ao fluxo p-Q2 este p-Q1, para obter o ponto de trabalho QR que resultará com os dois aparelhos arrancados, com um fluxo P-QR inferior ao p-Q2 do ventilador C2 trabalhando sozinho. O trecho de curva característica p1 -B do ventilador C1 representa os fluxos negativos ou de contracorrente deste ventilador em função das pressões superiores à sua máxima possível própria. O trecho de curva resultante de A a B é obtida subtraindo as abcissas da curva C1, trecho p1 -B, das do trecho AP0 da C2.

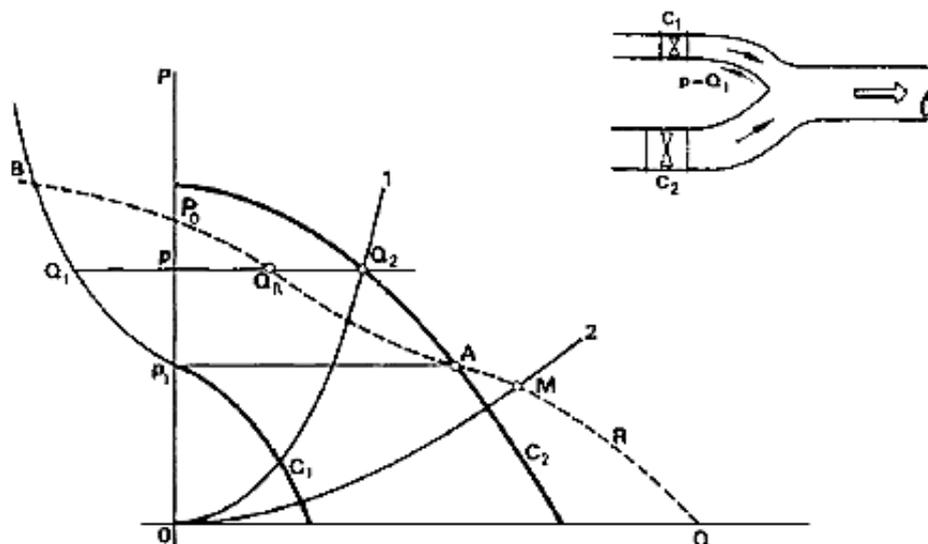


Fig. 9. Formação da característica de ventiladores desiguais em paralelo

Fica assim claro o prejudicial que resulta um acoplamento em paralelo quando a característica do sistema com a que trabalhamos obrigue a pontos situados no trecho resultante com pressões superiores à máxima capaz do menor ventilador.



3. Acoplamento misto

Quando for preciso alcançar grandes porções de ventilação entre margens muito amplos de variação habitualmente recorremos a acoplamentos múltiplos de várias séries de aparelhos ligadas em paralelo. É o caso, por exemplo, na ventilação de túneis com circulação de veículos onde o tráfico é muito variável alcançando momentos gélidos e outros semi-vazios. O desenho da Fig. 10 ilustra um destes casos, tomados de uma instalação real, em que jogam quatro unidades de impulsão em paralelo compostas de dois ventiladores em serie em cada uma. As diferentes combinações possíveis de funcionamento proporcionam fluxos de 50.000 m³/h até quase 600.000 m³/h, em oito níveis distintos que podem ser utilizados conforme a poluição a controlar ou para casos de emergência como num incêndio. A Fig. 10, as curvas de prestações, a Fig. 11 e a Tabela 1 correspondente, explicam por si mesmos este caso de acoplamento misto de ventiladores.

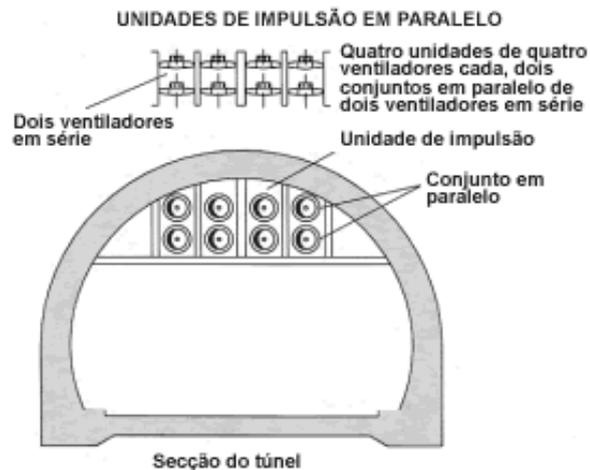


Fig. 10. Ventilação de um túnel de estrada

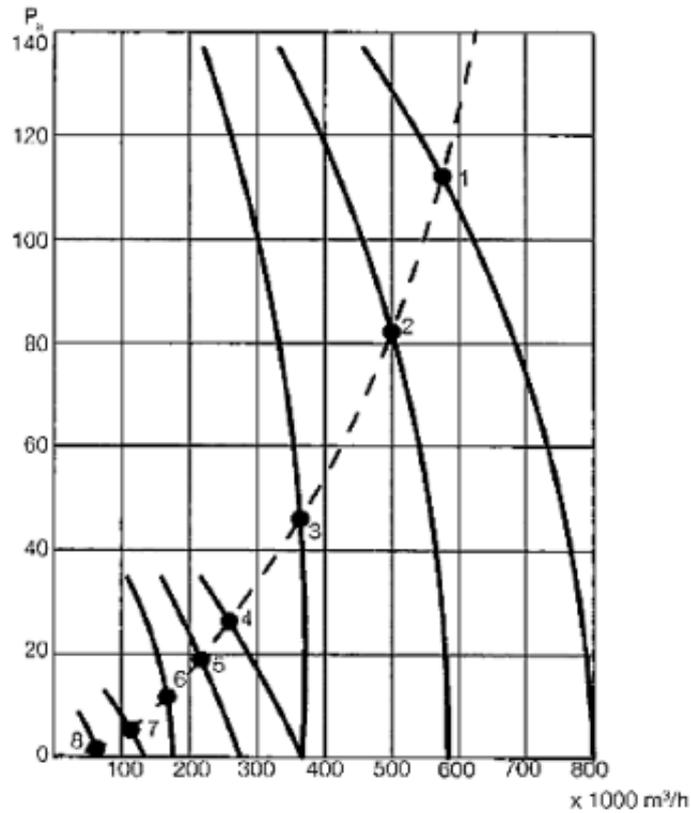


Fig. 11. Pontos de trabalho de ventiladores acoplados

Ponto de trabalho	Unidades em paralelo	Ventiladores em série	Velocidade rev/min	Fluxo m ³ /h	Potência absorvida Kw	Horas serviço médio
1	4	2	975	142	254	E
2	3	2	975	120	178	E
3	2	2	975	91	193	4
4	4	2	485	75	34	10
5	3	2	485	60	24	-
6	2	2	485	45	15	-
7	2	1	485	28	6	4
8	1	1	485	14	4	6

E = Só para emergência

Tabela 1. Prestações em função das unidades de impulsão em serviço





FICHAS TÉCNICAS

VENTILADORES

EFEITOS DE INSTALAÇÃO: VENTILADOR E COMPORTA

1. Regulação dos ventiladores
2. Despesas de instalação e manutenção
3. Nível sonoro
4. Efeito de instalação de comportas

1. Regulação dos ventiladores

Muitas vezes encontramos o problema de ter que variar as prestações de um ventilador acoplado a uma instalação, porque, por exemplo, temos de o adaptar a diferentes regimes de funcionamento ou devido a uma alteração da instalação das prestações iniciais, se é o caso de intercâmbio de calor, foram alteradas.

A regulação das prestações dos ventiladores pretende dar resposta ao anterior problema e pode ser enfrentado tanto da perspectiva de ter que as aumentar como para as diminuir. Ver Fig. 1.

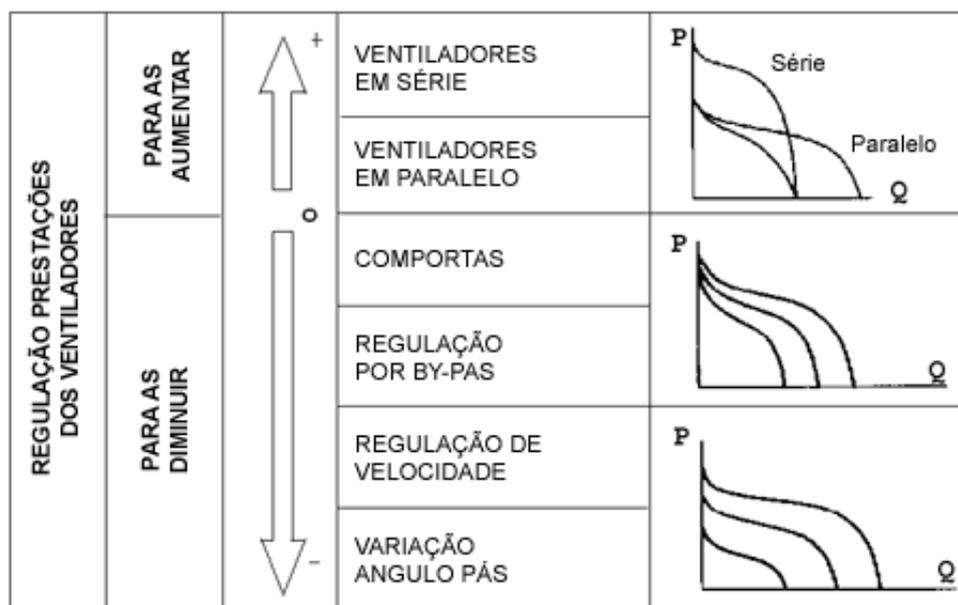


Fig. 1. Regulação prestações dos ventiladores

Regulação por diminuição de prestações

A regulação por diminuição das prestações dos ventiladores é efectuada principalmente mediante os seguintes sistemas:

- Comportas
- Regulação por by-ps
- Regulação de velocidade
- Variação ângulo pás

A escolha de um ou outro destes sistemas dependerá de um conjunto de critérios como são: zona de regulação, poupança energética, custo do investimento, ruído, etc.

A Tabela 1 dá uma orientação sobre as zonas de regulação e, dentro destas, as que são possíveis e as recomendadas para cada um dos sistemas mencionados.

VENTILADOR	SISTEMA DE REGULAÇÃO	ZONA DE REGULAÇÃO POSSÍVEL		ZONA DE REGULAÇÃO RECOMENDADA	
		de	a %	de	a %
CENTRIFUGO E HELICOIDAL	Comporta	100	70	100	90
	By-Pas	100	0	100	80
	Reg. Velocidade	100	20	100	20
HELICOIDAL	Ângulo pás	100	0	100	0

Tabela 1. Sistemas e zonas de regulação

A escolha de um ou outro sistema é efectuada tendo em conta a zona de regulação que pode servir satisfatoriamente o consumo energético e o nível sonoro que ocasionam, bem como o custo inicial da instalação.

Entre os diferentes parâmetros a ter em conta antes de escolher um ou outro sistema de regulação, um lugar preferencial é ocupado pelo item económico -dividido em despesas de manutenção e de instalação- e o nível sonoro.



2. Despesas de instalação e manutenção

Na Fig. 2 esquematizamos, para ventiladores de uma certa potência, e de um investimento maior a uma de menor, a despesa de instalação inicial que pode representar adoptando um ou outro sistema de regulação.

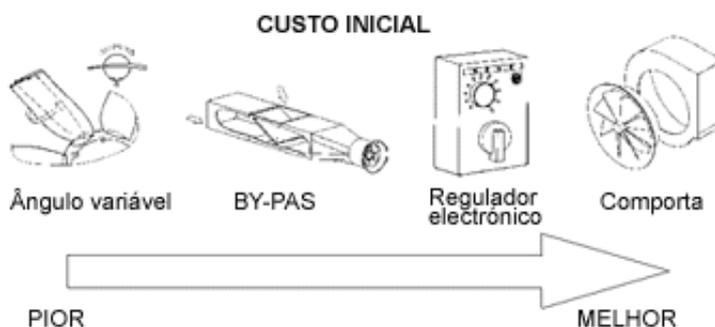


Fig. 2. Custo inicial

Na Fig. 3 o esquema foi realizado a partir do consumo de energia, isto é, da manutenção ou do rendimento da instalação.

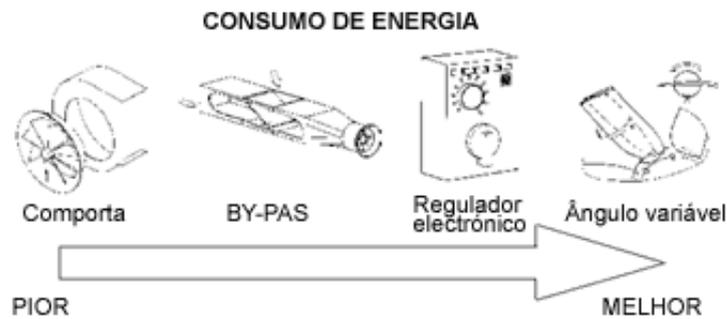


Fig. 3. Consumo de energia

É preciso escolher um ou outro sistema tendo também em conta a zona de regulação prevista. Se a regulação não tiver que ser inferior a 85% do fluxo máximo então qualquer sistema pode ser eficaz dependendo dos períodos de funcionamento a regime reduzido. Se, pelo contrário, a regulação tem que ser inferior a 60% do fluxo máximo, então a melhor solução será um motor de velocidade regulável

3. Nível sonoro

Os **níveis de pressão acústica** admissíveis nos sistemas de ventilação e condicionamento de ar obrigam, na maioria de casos, a emprestar uma atenção particular ao ruído.

A Fig. 4 mostra esquematicamente e de pior a melhor o comportamento dos sistemas de regulação anunciados. No caso da regulação mediante comporta o nível sonoro também aumenta ao diminuir o fluxo do ventilador pelo que este sistema de regulação só é aconselhável para baixa correcções do fluxo.

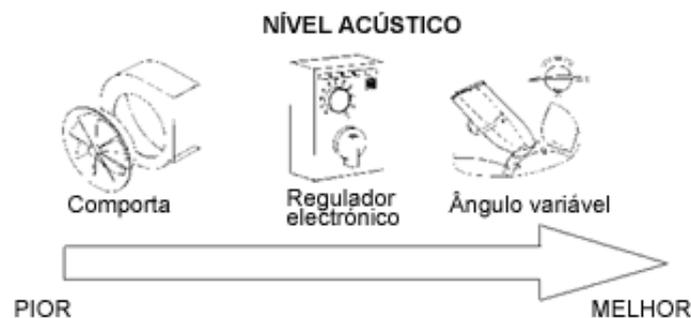


Fig. 4. Nível acústico

4. Efeito de instalação de comportas

Um ventilador e uma comporta (persiana) acoplada, constituem um sistema ventilador-comporta, o que constitui muito mais do que a simples soma de dois elementos do equipamento.

Ambos podem operar independentemente um de outro mas o seu funcionamento é totalmente interdependente. Devido a esta relação de interdependência devemos prestar uma especial atenção para fazer uma acertada selecção e acoplamento do ventilador e a comporta.

Neste sistema o ventilador comunica energia ao ar que o faz circular através do ventilador-comporta porque é extremamente necessário considerar como se move o ar para entender o rendimento do uso desta energia e os factores que o afectam.

Apesar de que o uso das comportas não apresenta, tal como dissemos, umas características óptimas, são utilizadas amplamente para baixas correcções do fluxo.

Ao implantar a instalação de uma comporta ou de qualquer outro acessório a um ventilador, devemos ter em conta que o ar, tanto à entrada como à saída, move-se em três direcções criando uns remoinhos que, conforme se movam ou não na mesma direcção das pás do ventilador, originarão um funcionamento melhor ou pior do conjunto comporta-ventilador. Na Fig. 5 são ilustrados estes redemoinhos para ventiladores centrífugos e axiais.

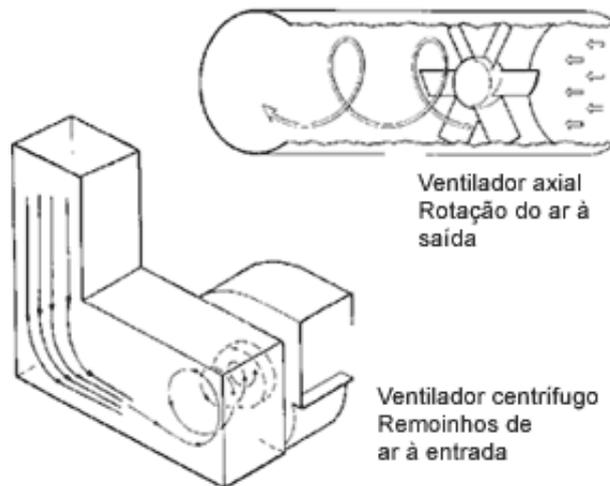


Fig. 5. Sistema ventilador-comporta

Devido ao anteriormente exposto a instalação de comportas tem umas certas limitações, e que, em alguns casos, não é aconselhável. Na Tabela 2 estão resumidas as limitações para a instalação de comportas à entrada ou à saída dos ventiladores. Em caso de ventiladores axiais, de extremar o fechamento de persiana, pode originar-se sobrecarga do motor eléctrico.

Comporta:	Adequada para ventiladores:
-Entrada	Centrífugos Axiais
-Saída	Centrífugos

Tabela 2. Limitações para a instalação de comportas

4.1 Comporta à entrada

O controlo do fluxo mediante comportas à entrada é preferível ao controlo efectuado mediante comportas instaladas à saída. Do ponto de vista energético o controlo à entrada é mais eficaz.

Os tipos de comportas que geralmente estão acopladas à entrada dos ventiladores podem ser vistas nas Fig. 6 e 8. As de pás variáveis, tipos A e B, têm um conjunto de pás que podem orientar-se ao mesmo tempo na mesma direcção e devem ser instaladas de tal maneira que dirijam o ar rodando na direcção da rotação do rolete para interferir o mínimo com o fluxo natural do ar dentro do ventilador e evitar ruídos excessivos.

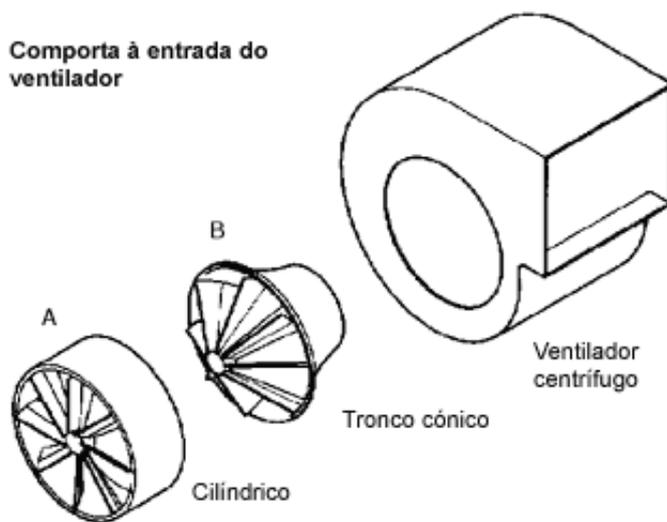


Fig. 6. Comporta à entrada do ventilador

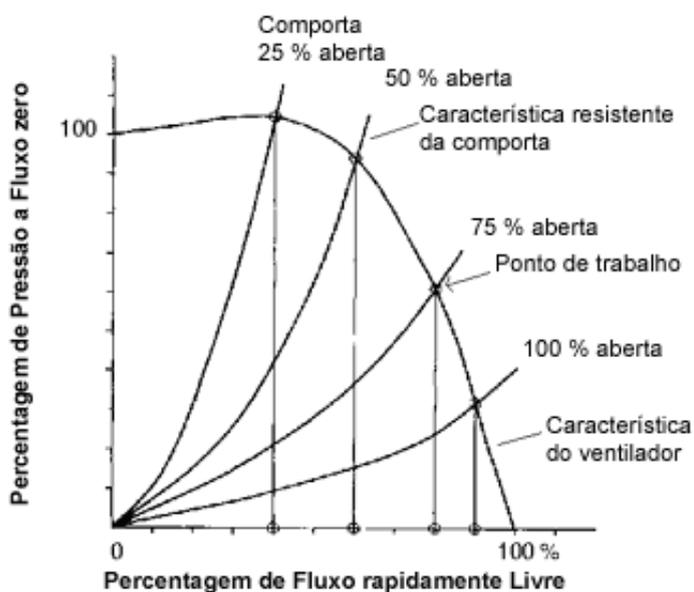


Fig. 7. Gráfico de comporta à entrada

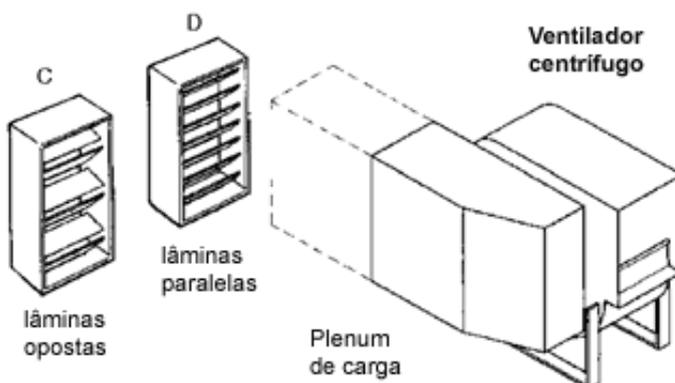


Fig. 8. Comporta à entrada do ventilador

Este tipo de comportas é adequado para ventiladores centrífugos de todos os tipos, excepto quando o rolete seja do tipo com pás para diante. Geram um remoinho espiral do mesmo sentido e direcção que as pás dos ventiladores; é chamada pré-rotação. Podem ser instaladas de duas formas:

- **Integradas** com a boca de carga do Ventilador.

- Cilíndricas, **acopladas** à conduta de entrada do aparelho.

Quando as comportas são fornecidas integradas pelo fabricante, a curva característica do conjunto inclui o efeito da comporta.

Pelo contrário, se forem acopladas o efeito do sistema deve ser tido em conta na selecção inicial do ventilador. Umas gráficas proporcionadas pelo fabricante permitem calcular dito efeito na pressão em função da velocidade do ar na entrada.

Outro tipo de comportas é o construído mediante lâminas, tipos C e D, sendo preferíveis as lâminas opostas às lâminas paralelas. Fig. 8.

Quando for necessário instalar comportas à entrada de ventiladores axiais, estas devem ser colocadas a uma certa distância da hélice do ventilador para que a veia se uniformize antes de alcançar o aparelho a menos que, como dissemos, as pás da comporta dêem ao ar a mesma direcção que a inclinação das pás do ventilador. Esta distância L depende das características geométricas do desenho da hélice do ventilador axial. Fig. 9.

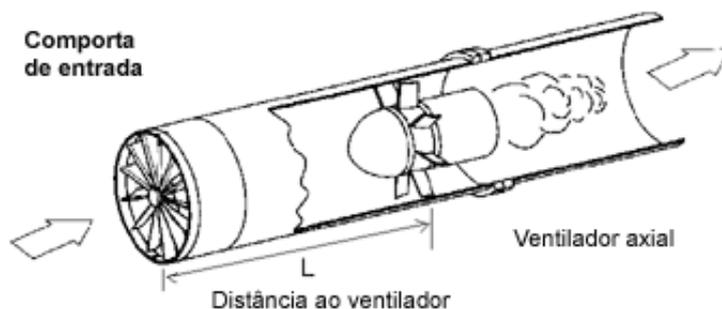


Fig. 9. Ventilador axial

4.2 Comporta à saída

Já dissemos que este tipo de comportas é aplicado unicamente aos ventiladores centrífugos e dentro destes unicamente quando as saídas forem quadradas ou rectangulares.

Os tipos de comportas que se acoplam à saída dos ventiladores podem ver-se na Fig. 10.

O tipo de comporta adequado para cada aplicação depende das características do recinto no que descarga o ventilador. Assim, se o recinto de descarga for amplo, como no caso de um plenum, qualquer uma das comportas da Fig. 10 é adequada.

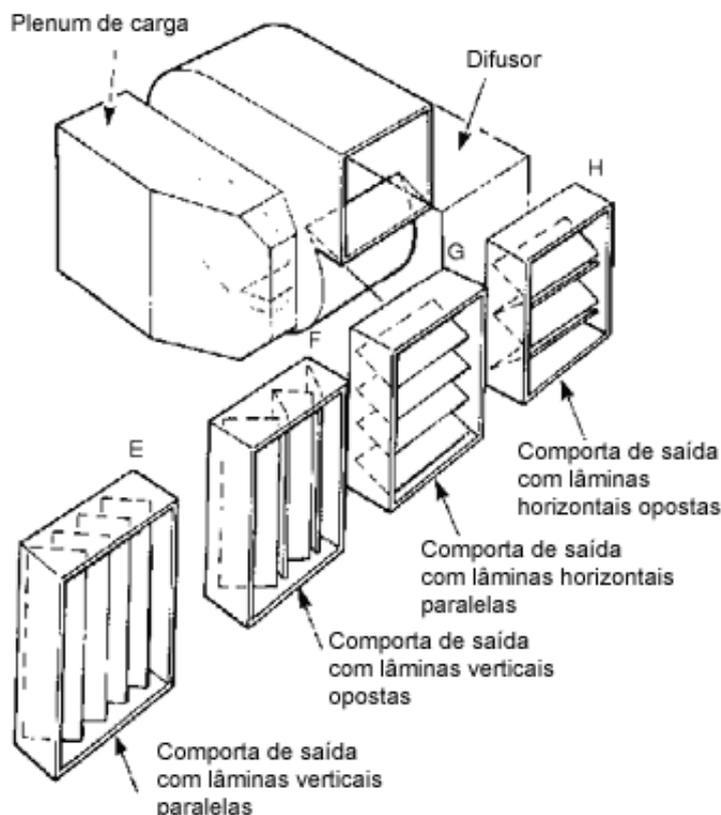


Fig. 10. Comporta à saída do ventilador

Se pelo contrário o ventilador descarregar numa conduta, o comportamento do sistema ventilador-comporta ficará muito influenciado se o ar chocar ou não contra as paredes da conduta de descarga. Fig. 11. Assim, o tipo com lâminas opostas é melhor que o do tipo com lâminas paralelas, ver Fig. 10, F e H.

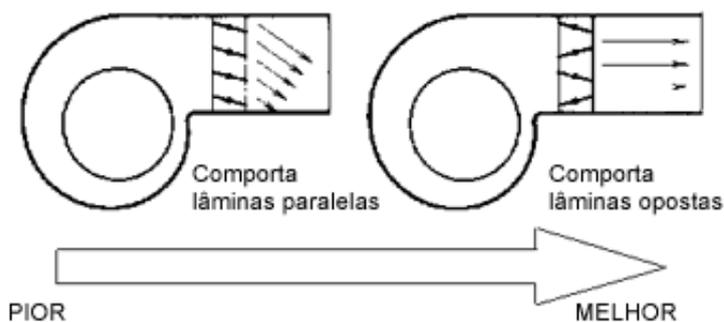


Fig. 11. Sistema ventilador-comporta

Entre os tipos de lâminas apresentam-se duas escolhas, uma que as lâminas sejam perpendiculares ao eixo do ventilador ou que sejam paralelas ao mesmo. A experiência mostra que é melhor utilizar comportas com lâminas perpendiculares, Fig. 10, E e F.





FICHAS TÉCNICAS

VENTILADORES

AS VIBRAÇÕES

1. Oscilações
2. Movimento oscilatório simples
3. Movimentos não harmónicos
4. Vibrações
5. Caracterização de um corpo vibrante
6. Causas das vibrações

1. Oscilações

Se experimentarmos alguma vez com uma massa pendurada de uma mola ou uma borracha elástica, conforme a fig.1, e levamos "m" à posição A e a deixamos solta veremos que adquirirá um movimento rectilíneo vertical para o ponto B, para logo retroceder de novo para A, repetindo-se sucessivamente estes movimentos. Dizemos então que a massa "m" tem um movimento oscilatório.

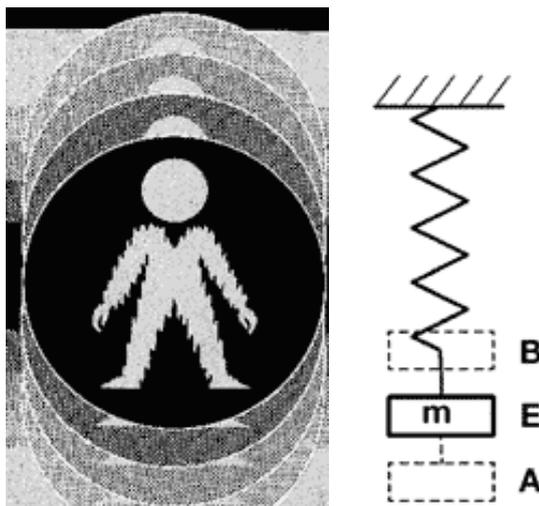


Fig. 1. Movimento oscilatório

Vejamos as magnitudes que caracterizam este tipo de movimentos:

- **Período T:**

É o tempo que demora a massa "m" em ir de A até B e voltar para o A. Isto é, o tempo que demora para dar uma oscilação completa.
A unidade é o segundo (s).

- **Frequência f:**

É o número de oscilações que dá em 1 segundo. A unidade é o Hertz (Hz) que equivale a 1/s.
A relação entre o período T e a frequência é muito simples: $f = 1/T$.

- **Pulsação ω :**

É o produto da frequência por 2 π . Assim:

$$\omega = 2 \pi f = 2 \pi / T$$

Embora a unidade é 1/s costume ser indicada em rad/seg para distinguir a da frequência.

■ Elongação X :

A partir do momento em que abandonamos a massa na posição A, a situação da mesma variará em cada instante. Para a determinar, podemos medir a distância que há entre "m" e a posição de equilíbrio E. Esta distância é chamada elongação. Naturalmente será medida em m, mm.

Na fig. 2 vemos a gráfica da elongação em função do tempo transcorrido do instante em que soltamos a massa em A.

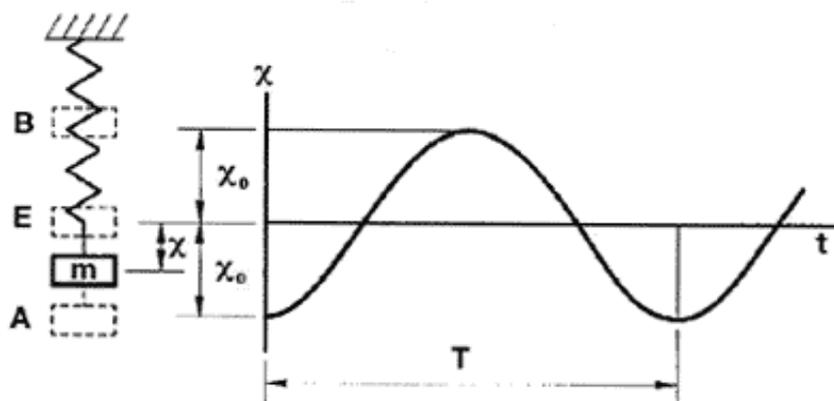


Fig. 2. Elongação em função do tempo desde A

■ Amplitude X_0 :

É o valor maior que alcança a elongação. Seria no nosso caso a distância de E até A, ou de E até B.

Algumas vezes utilizamos o duplo de X_0 , isto é, a distância de A a B.

Então é chamado "peak-to-peak". Para não confundir a amplitude X_0 com o valor anterior, aquele é identificado com o-p e isto com p-p.

■ Velocidade v :

no seu movimento oscilatório a massa adquire distintas velocidades com o tempo.

Assim nas posições A e B, a velocidade é nula, mas quando passa pelo equilíbrio E, é máxima. A representação gráfica da velocidade em função do tempo será a da fig. 3.

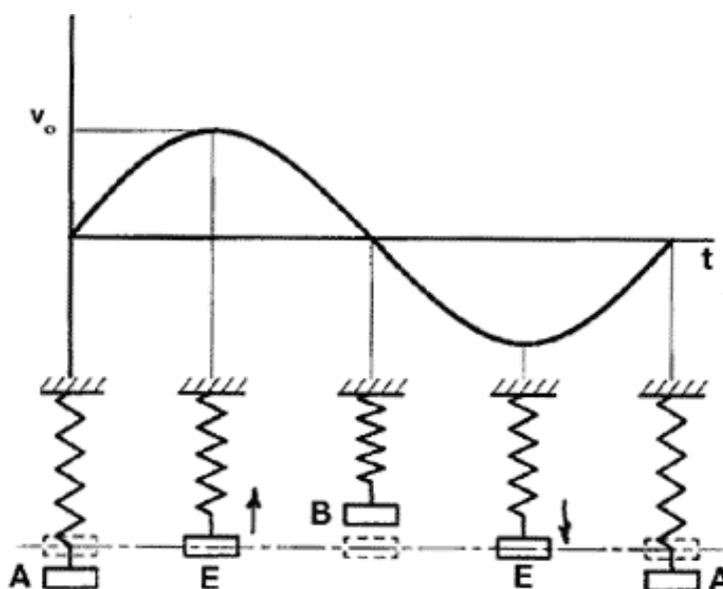


Fig. 3. Representação da velocidade em função do tempo

O valor máximo da velocidade v_0 , poderia ser usado como uma das magnitudes características para definir o movimento, no entanto costuma ser utilizado mais frequentemente o valor eficaz, v_{ef} , já que em casos mais complexos o define melhor.

A relação entre elas é:

$$v_{ef} = v_0 / \sqrt{2}$$

As unidades são o m/s e o mm/s.

■ Aceleración a

Como a velocidade da massa oscilante varia continuamente, há aceleração. Esta também não é constante e com o tempo segue o gráfico da fig. 4.

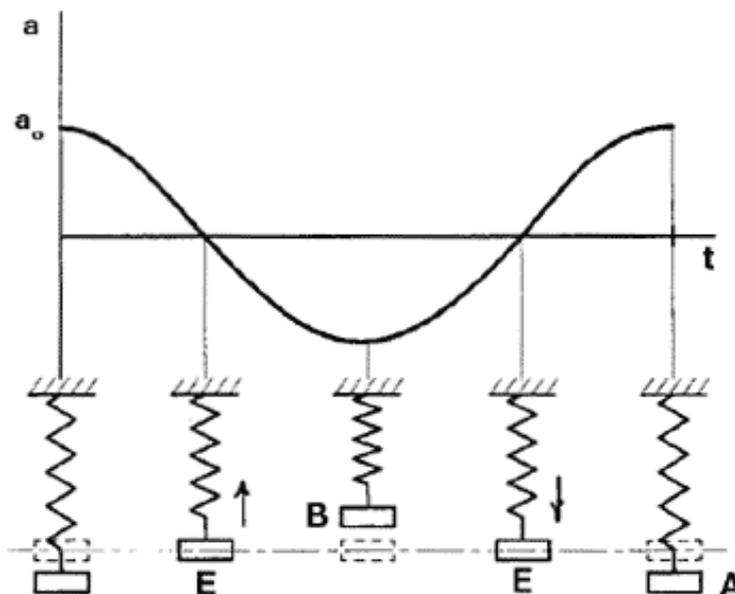


Fig. 4. Gráfica da velocidade da massa oscilante

Também podemos definir a aceleração máxima e a eficaz ambas relacionadas por:

$$a_{ef} = a_0 / \sqrt{2}$$

A unidade é o m/s²



2. Movimento oscilatório simples

Se o movimento do nosso exemplo se mantiver indefinidamente, seria um movimento harmónico simples. As equações matemáticas que o regem são as seguintes:

$$x = -x_0 \cos \omega t$$

$$v = +v_0 \sin \omega t$$

$$a = a_0 \cos \omega t$$

Do mesmo modo, v , a , estão relacionadas entre si pelas expressões:

$$v_0 = x_0 \omega ; a_0 = x_0 \omega^2;$$

sendo

$$\omega = 2 \pi f = 2 \pi / T$$

Na fig. 5 estão resolvidas graficamente estas expressões. Podemos observar que com dois parâmetros f podemos definir este tipo de movimento.

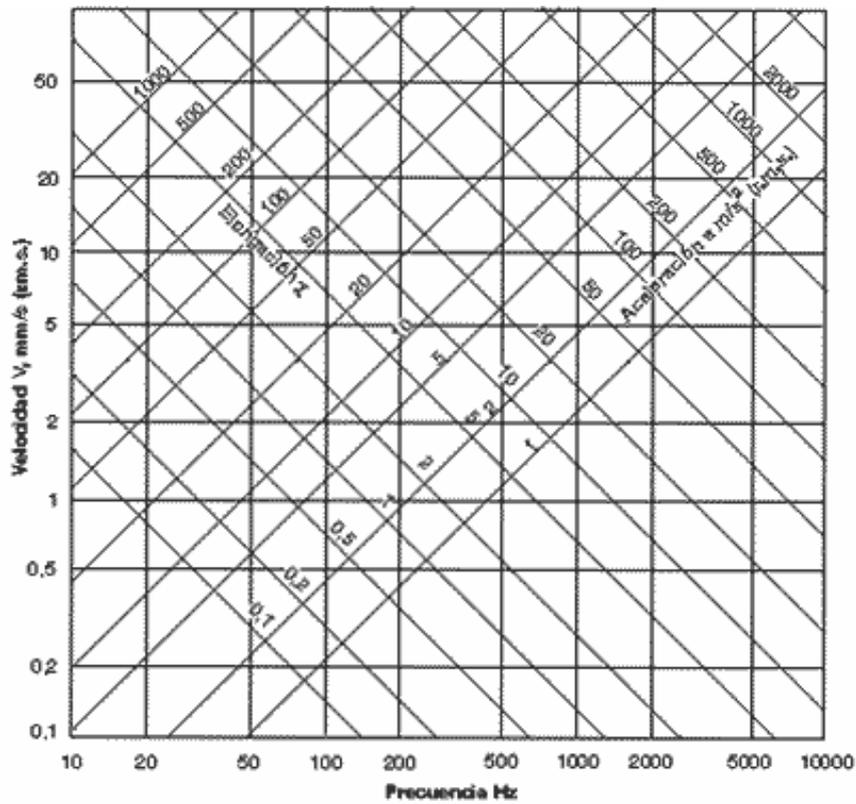
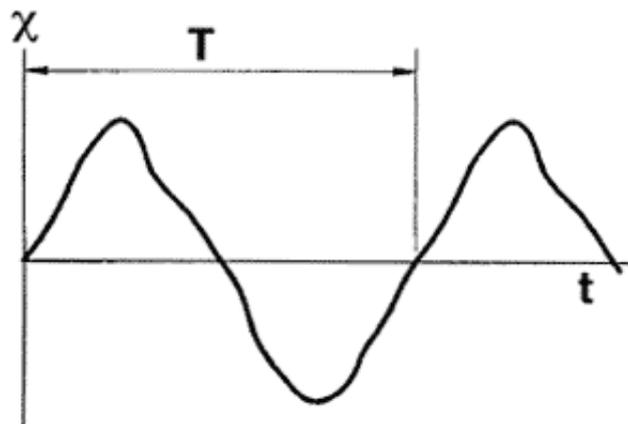


Fig. 5. Gráfica do movimento oscilatório simples



3. Movimentos não harmónicos

Não sempre os movimentos oscilatórios são tão simples como o descrito até agora. Algumas vezes a representação gráfica elongação-tempo tem outras formas. São como as das figuras 6 e 7.



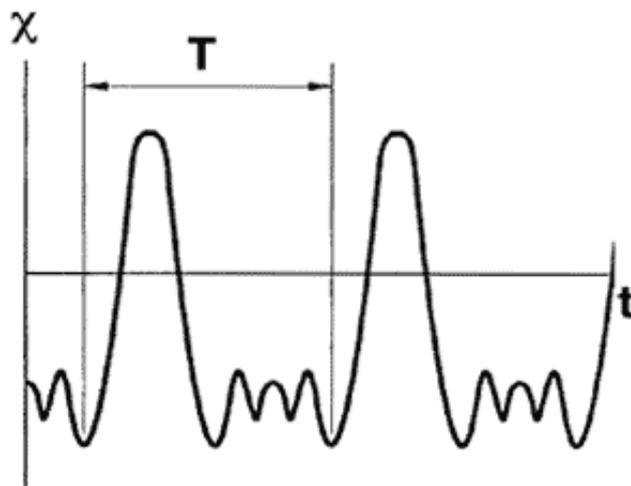


Fig. 6. e 7. Representações gráficas elongação-tempo

Nestes movimentos também pode ser definida a velocidade máxima e eficaz bem como as acelerações correspondentes, mas estes valores não o descrevem integralmente. É por isso que utilizamos a transformação de Fourier que permite descompor qualquer movimento oscilatório em soma de movimentos harmónicos simples. Assim teremos:

$$x_0 = x_1 \text{ sen } \omega_1 t + x_2 \text{ sen } \omega_2 t + \dots$$

$$v = v_1 \text{ sen } \omega_1 t + v_2 \text{ sen } \omega_2 t + \dots$$

$$a = a_1 \text{ sen } \omega_1 t + a_2 \text{ sen } \omega_2 t + \dots$$

Depois cada um dos somados fica caracterizado por dois parâmetros como X_0 , f_2 , v_2 , f_2 , a_1 , f_2 , que representados graficamente nos dão uma disposição como a fig. 8, chamada espectro de frequência. No caso de movimentos periódicos, o espectro é como o desta figura formado por linhas situadas a 2, 3, 4... n vezes a frequência f_1 , chamada fundamental e igual à inversa do período T. As demais frequências são chamadas harmónicas.

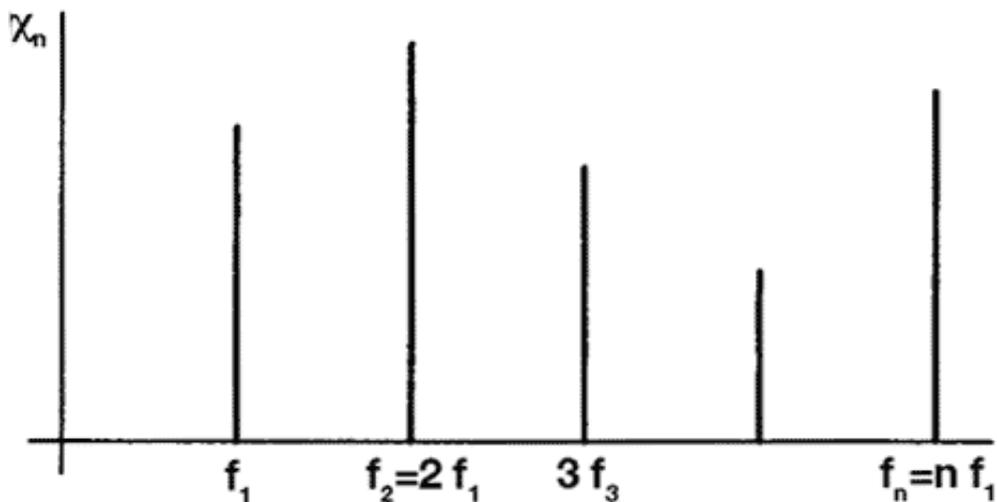


Fig. 8. Espectro de frequência

Se o movimento não for periódico o espectro é contínuo, fig. 9.

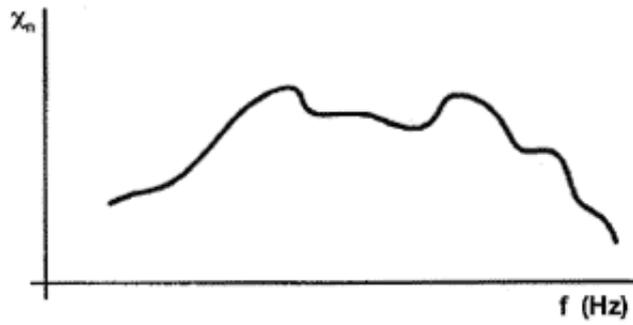


Fig. 9. Espectro contínuo

O caso geral é uma mistura dos dois anteriores como o espectro mostrado na fig. 10.

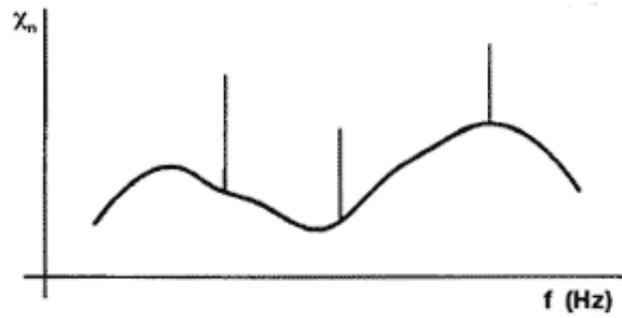


Fig. 10. Mistura de espectro de frequência e espectro contínuo

4. Vibrações

Os distintos pontos de uma corda de viola ou os distintos pontos da membrana de um tambor ou os do baloço da fig. 11, têm um movimento oscilatório semelhante ao descrito anteriormente. Quando acontecer isto dizemos que o corpo correspondente vibra.

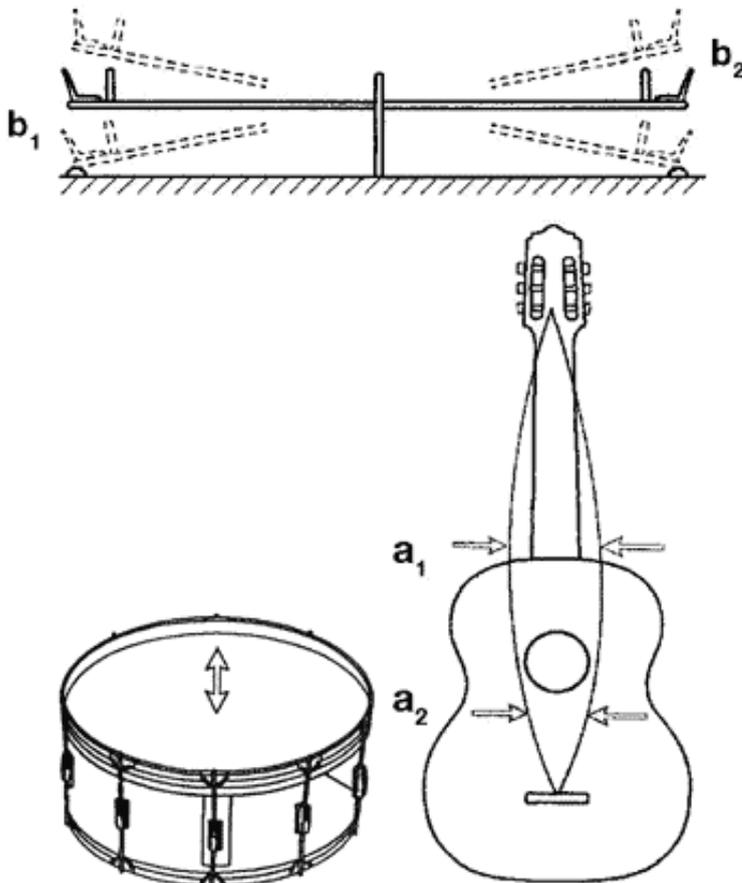


Fig. 11. Corpos que vibram

Evidentemente não todos os pontos têm a mesma velocidade ou alongação ou aceleração. Assim, o ponto a_1 da corda de viola move-se mais rapidamente do que o a_2 . Também não tem porque deslocar-se no mesmo sentido e ao mesmo tempo. Em efeito o ponto b_1 do baloiço move-se igual ao b_2 , mas enquanto um sobe o outro desce. Dizemos então que não têm a mesma fase; para ser mais exactos, que oscilam a contrafase ou que têm um desfasamento de 180° . De um modo similar dizemos que os pontos a_1 e a_2 estão em fase.

Em resumo um corpo vibrante está caracterizado pelo facto de que diferentes pontos do mesmo oscilam em geral a velocidades e em fases distintas.

5. Caracterização de um corpo vibrante

É evidente que saberíamos exactamente como vibra um corpo se conhecermos o espectro de frequência e a fase de cada um dos seus pontos.

Isto na prática não costuma ser feito assim, mas sim buscamos a vibração dos pontos que oscilam com maior severidade.

Assim a norma ISO 10816-1 para máquinas em geral ou o rascunho ISO CD 14694 para ventiladores em particular, limitam a velocidade eficaz máxima que pode ser encontrada nos seus órgãos fixos. Vejamos as tabelas A e B.

Na tabela A, as classes de I a IV ficam definidas pelo tipo de máquina e a sua potência. As zonas A, B, C e D dependem da aplicação, sendo à mais exigente e a D uma indicação de que a máquina não pode ser aceite quanto à vibração.

As categorias assinaladas da tabela B, de BV1 a BV5, ficam definidas na tabela C.

6. Causas das vibrações

Conhecida pelas suas siglas V.M.C. é um sistema peculiar utilizado para controlar o ambiente de toda uma habitação, local comercial e inclusive um edifício de apartamentos, permitindo introduzir recursos para a poupança de energia. Trataremos este caso de forma monográfica numa Folha Técnica específica.

Descreveremos a seguir as causas mais importantes de vibração nos ventiladores.

Desequilíbrio

É tal vez a fonte de vibração mais comum. Produz-se quando o eixo de rotação de um elemento rotativo (hélice ou rolete) não passa pelo seu centro de massas **c.d.m.**, (desequilíbrio estático) ou se ao passar pelo **c.d.m.**, não coincide com um eixo principal de inércia do rotor (desequilíbrio dinâmico). Tanto um caso como outro podem ser interpretados facilmente, considerando que o rotor tem uns excessos de massa "**m**", fora do eixo de rotação, tal como indicado na fig. 12.

Limites de vibração para máquinas em geral (ISO 10816-1)

R.m.s. velocidade da vibração	Classe I	Classe II	Classe III	Classe IV
0,28				
0,45	A			
		A		

0,71		A	A
1,12			
1,8	B		
2,8		B	
4,5	C	B	
7,1		C	B
11,2		C	
18	D		C
28		D	
45			D

Tabela A

Limites de vibração para ventiladores (ISO CD 14694)

Aplicação e Categoria	Montagem rígida mm/s		Montagem flexível mm/s	
	máximo	r.m.s.	máximo	r.m.s.
BV-1	12,7	9,0	15,2	11,2
BV-2	5,1	3,5	7,6	5,6
BV-3	3,8	2,8	5,1	3,5
BV-4	2,5	1,8	3,8	2,8
BV-5	2,0	1,4	2,5	1,8

Tabela B

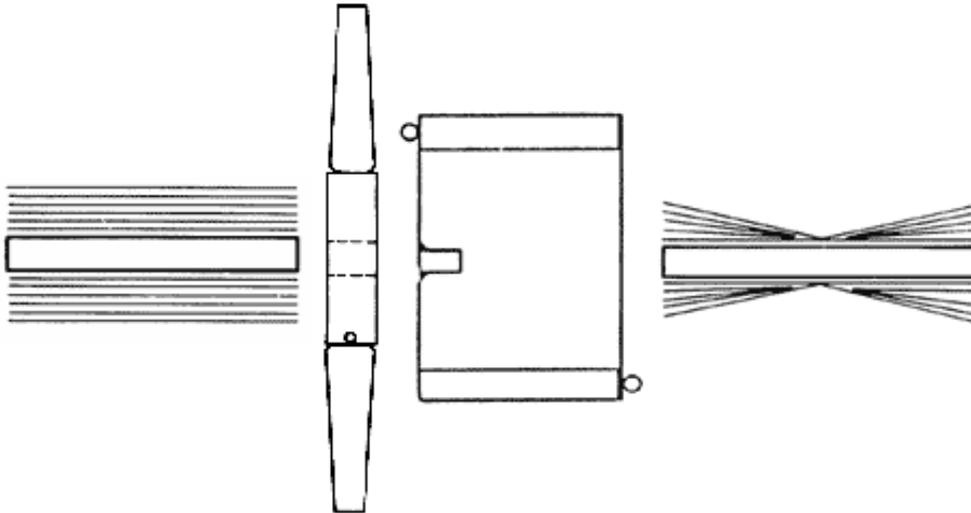
Categoria de ventiladores conforme a sua aplicação (ISO CD 14694)

Aplicação	Exemplos	Potência motor	Categoria da aplicação
RESIDENCIAL	Ventiladores de tecto, detelhado e cond. de janela	$\leq 0,15$ $> 0,15$	BV-1 BV-2
CONDICIONAMENTO DE AR E AGRÍCOLA	Ventilação de edifícios, arcond. e sistemas comerciais	$\leq 3,7$ $> 3,7$	BV-2 BV-3
PROCESSOS INDUSTRIAIS GERAÇÃO DE ENERGIA	Ventiladores de filtro húmidos, ensacadoras, transporte pneumático, de minas, queimadores, controlo da poluição, túneis aerodinâmicos	≤ 300 > 500	BV-3 BV-4
TRANSPORTE E MARINA	Locomotivas, camiões e automóveis	≤ 15 > 15	BV-3 BV-4
TRÁFICO EM TÚNEIS	Ventilação de energia em metros, ventiladores de túnel, de garagens e ventiladores	≤ 75 > 75 ANY	BV-3 BV-4 BV-4

circuladores de túnel

PROCESSOS PETROQUÍMICOS	Gases tóxicos e ventilação de processos	≤ 37 > 37	BV-3 BV-4
FABRICAÇÃO DE CHIPS PARA COMPUTADORES	Quartos limpos	CUALQUIERA	BV-5

Tabela C

Fig. 12a. Desequilíbrio
estáticoFig. 12b. Massas de
compensaçãoFig. 12c. Desequilíbrio
dinâmico

A vibração produzida pelo desequilíbrio caracteriza-se pela sua frequência igual à velocidade de rotação em **rev/s**. Assim, por exemplo, se num ventilador encontrarmos uma vibração de 22 Hz e vemos que gira a $22 \times 60 = 1.320$ rev/min, quase poderemos assegurar que tal vibração é produzida por um desequilíbrio, sobretudo se a hélice estiver directamente acoplada ao motor.





FICHAS TÉCNICAS

VENTILADORES

AS VIBRAÇÕES II

1. Desalinhamentos
2. Excentricidade
3. Folgas
4. Forças aerodinâmicas
5. Chumaceiras de fricção
6. Rolamentos de esferas
7. Correias em V
8. Motores eléctricos
9. Medida de vibrações
10. Isolamento de vibrações

1. Desalinhamentos

Esta causa é quase tão comum como o desequilíbrio, embora se utilizem rolamentos auto-alinháveis ou acoplamentos flexíveis. A fig. 12 a, b, c, d, ilustra diferentes tipos de desalinhamentos. Um eixo torcido entra deste modo dentro deste grupo.



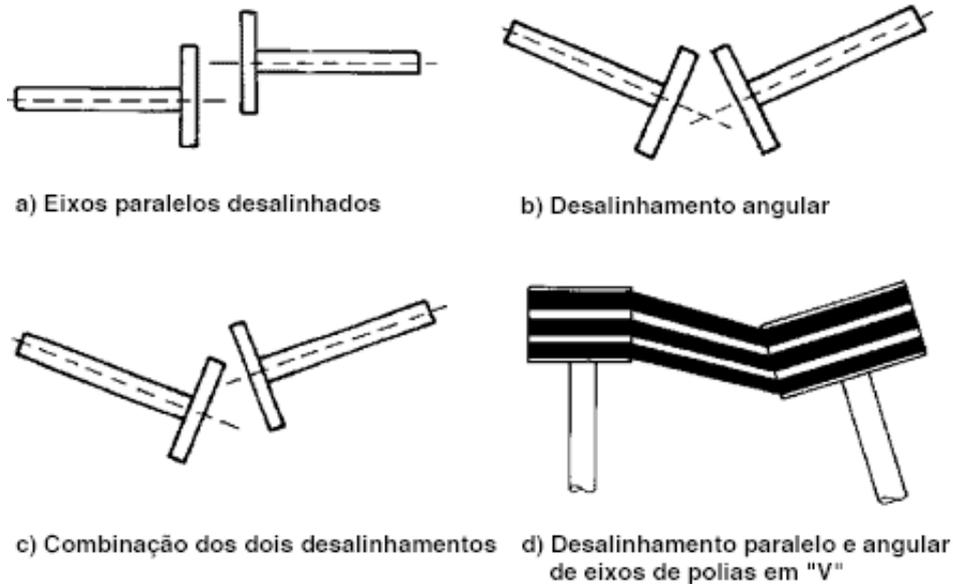
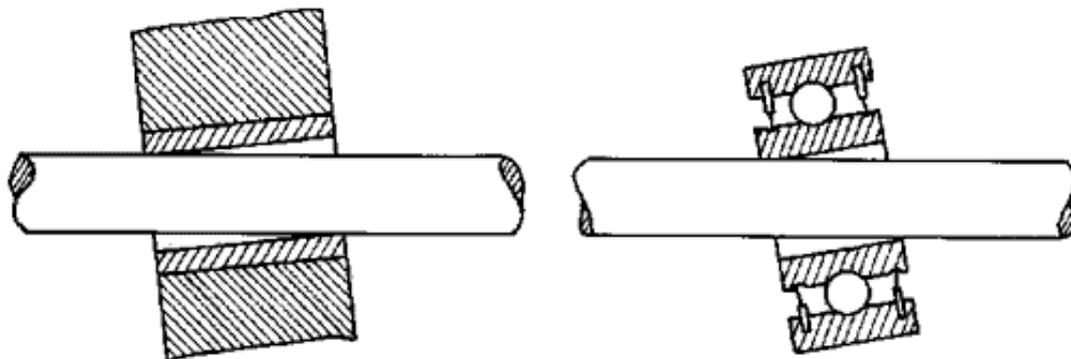


Fig. 12

Os desalinamentos produzem vibrações radiais e axiais, proporcionais ao grau do defeito. Em geral as vibrações axiais são 50% das radiais. A frequência das mesmas coincide com a velocidade de rotação em rev/s.

Quando o desalinamento for importante, podem sair frequências de 2 e 3 vezes a de rotação.

Se o desalinamento se produzir nas chumaceiras e estas forem de fricção, não haverá vibração por esta causa, excepto se o rotor está desequilibrado. Pelo contrário, se as chumaceiras forem rolamentos de esferas, produz-se sempre vibração, esteja ou não desequilibrado o rotor. Fig.13.



Com um casquilho de fricção desalinado só se produzirão vibrações se existirem desequilíbrios.

Com um rolamento de esferas desalinado podem aparecer vibrações axiais exista ou não desequilíbrio.

Fig. 13

O desalinamento axial ou angular de duas polias entre as que é transmitido o movimento mediante correias V, ver fig. 12 d, também produz vibrações a 1, 2 e 3 vezes a velocidade de rotação, principalmente em direcção axial.

2. Excentricidade

Esta se produz quando o centro de rotação não coincidir com o centro geométrico. Na fig. 14 são mostrados vários casos de excentricidade. En la fig. 14 se muestran varios casos de excentricidad.

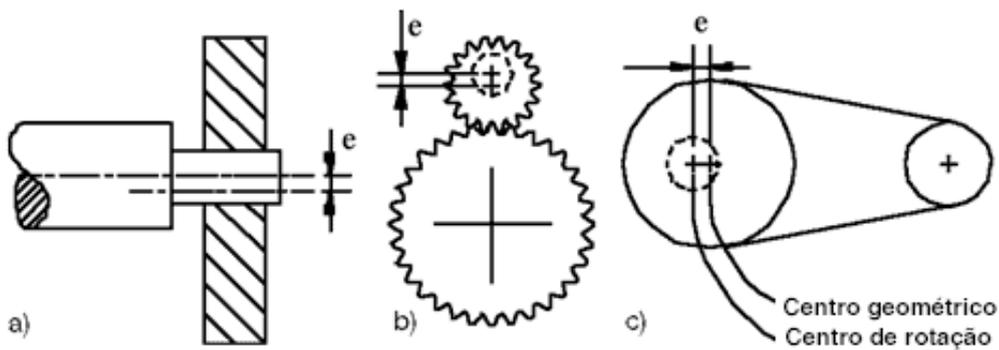


Fig. 14

A do caso a) é um tipo de desequilíbrio que pode ser ajustado se for equilibrado o conjunto eixo-rotor.

Na b) e a c) produzem-se umas forças radiais de compressão em b e de tracção em c quando os três centros mostrados ficarem alinhados. Estas forças provocam vibrações a uma frequência igual ao número de revoluções por segundo às que gira a peça com problemas de excentricidade.

3. Folgas

Normalmente provêm de parafusos frouxos ou de chumaceiras com jogos muito grandes. Não se produzirá vibração a menos que existam outras forças como as de desequilíbrio ou as de desalinhamento. No entanto, forças pequenas podem produzir vibrações importantes, por isso é melhor solucionar as folgas e não eliminar as forças, alinhando ou equilibrando melhor.

A frequência destas vibrações costuma ser de $2 \times \text{rev/s}$.

4. Forças aerodinâmicas

Estas em geral não provocam vibrações no mesmo ventilador, mas sim podem gerar vibrações nas condutas acopladas ao mesmo.

Têm uma frequência igual ao número de pás multiplicado pela velocidade de rotação em rev/seg.

5. Chumaceiras de fricção

Dão problemas de vibração quando têm um jogo excessivo ou estão mal lubrificadas ou se desgastaram por falta de manutenção. A frequência é 1 ou 2 vezes as rev/s.

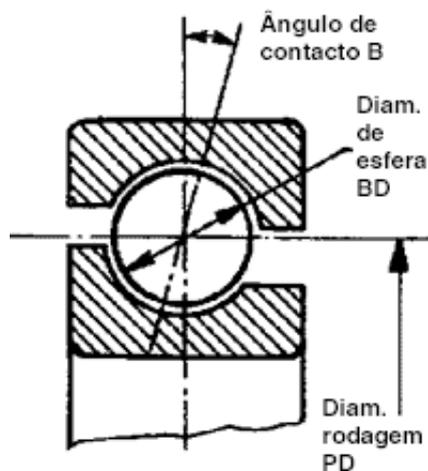
No caso de máquinas de alta velocidade podemos encontrar frequências de vibração próximas na metade da velocidade de rotação (golpe do óleo).

6. Rolamentos de esferas

Causam vibrações quando há algum defeito nos caminhos de rodagem ou nas esferas.

Da fig. 15 podemos deduzir a frequência segundo onde esteja o defeito.

Níveis de vibração irregulares (frequentemente aparecem sacudidas)



Impactos por segundo:

Se houver defeitos no aro exterior:

$$f \text{ (Hz)} = n/2 f_r (1 - BD/PD \cos \beta)$$

Se houver defeitos no aro interior:

$$f \text{ (Hz)} = 4/2 f_r (1 + BD/PD \cos \beta)^2$$

Se houver defeitos nas esferas:

$$f \text{ (Hz)} = PD/BD f_r [1 - (BD/PD \cos \beta)^2]$$

 n = numero de esferas ou rolos f_r = velocidade relativa em rev/s entre os anéis interior e exterior

Fig. 15

7. Correias em V

Além dos problemas já mencionados de desalinhamento e excentricidade, as correias podem provocar vibrações, especialmente quando há várias em paralelo e estão desemparelhadas, condição que não se tem muito em conta na prática.

Os defeitos nas correias produzem vibrações a umas frequências que são múltiplos da velocidade linear daquelas. Assim:

$$\text{Hz} = 1, 2, 3 \text{ o } 4 \frac{\varnothing \text{ polea} \times \text{rev/s}}{\text{long. correa}}$$

Ao contrário, os defeitos nas polias produzem frequências iguais à sua velocidade de rotação.

8. Motores eléctricos

Além dos problemas mecânicos expostos até agora, os campos electromagnéticos do motor podem gerar vibrações.

Nos motores assíncronos a frequência das mesmas costuma ser o duplo daquela da rede de alimentação, isto é, encontramos vibrações a 100 Hz ou 120 Hz para alimentações respectivamente a 50 ou 60 períodos.

Se o motor estiver bem construído, a severidade destas vibrações é baixa. No entanto, se houver

excentricidade no rotor e no estator ou se houver defeitos na jaula de cobre, podem ser tomados valores alarmantes.

Uma maneira de identificar rapidamente os defeitos de proveniência electromagnética é desligar o motor e observar se desaparecerem imediatamente. Os de origem mecânica mantêm-se enquanto perde velocidade.



9. Medida de vibrações

Se observamos a tabela B na Folha Técnica, Vibrações I, dar-nos-emos conta de que a Norma ISO CD 14694 limita a vibração máxima não só pela categoria do ventilador, mas também conforme o tipo de montagem, distinguindo uma montagem rígida de outra flexível. Isto quer dizer que a severidade da vibração de uma máquina, não é propriedade intrínseca da mesma.

Para entender isto vamos simular um experimento com um motor montado sobre umas molas que faz girar uma massa desequilibrada, conforme a fig. 16.

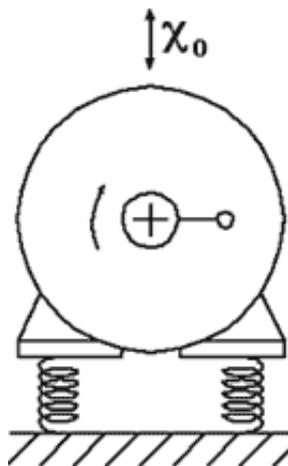


Fig. 16

Não é difícil intuir que ao arrancar o motor, este adquirirá um movimento oscilatório um pouco complexo que poderá ser decomposto em várias direcções das quais, só nos fixaremos na vertical.

Se para cada velocidade N do motor medimos a amplitude X_0 da oscilação, poderemos obter uma gráfica como a da fig. 17.

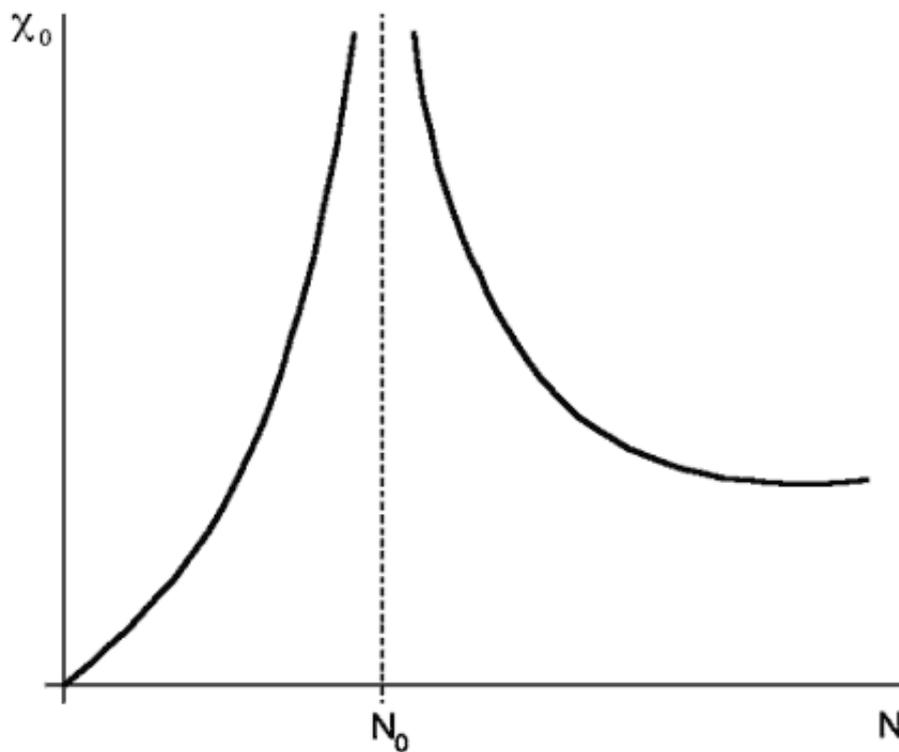


Fig. 17

Nela vemos que à medida que cresce a velocidade, a amplitude também aumenta, mas não linearmente, de modo que a uma velocidade N_0 fica-se muito grande para ser reduzida de novo até ficar-se praticamente constante a valores altos da citada velocidade.

Quando for alcançado N_0 dizemos que o conjunto motor-suporte está em ressonância.

Se repetirmos a experiência montando a máquina sobre outras molas de distintas rigidezes K_1 , K_2 , K_3 ... obteremos outras gráficas semelhantes, como as indicadas na fig. 18.

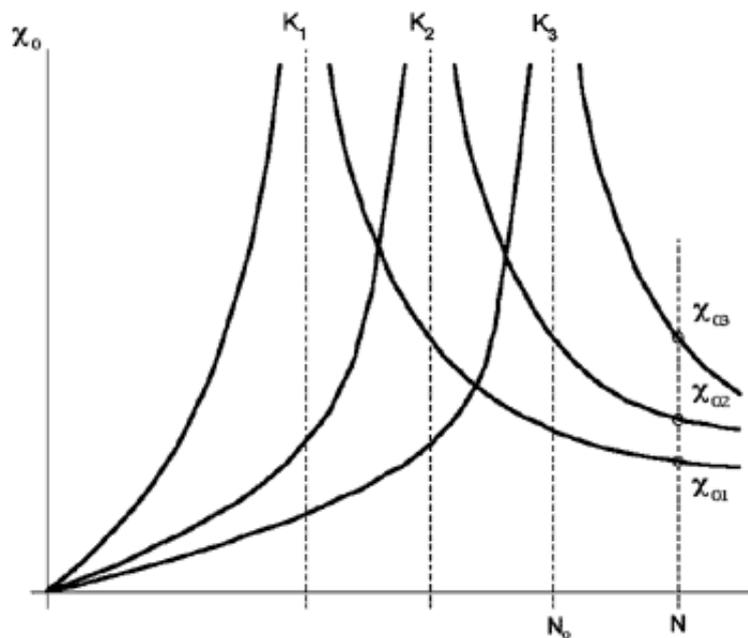


Fig. 18

Se N_n for a velocidade nominal do motor, deduziremos da mesma fig.18 que as amplitudes obtidas X_{01} ... X_{02} ... X_{03} a esta velocidade dependem da rigidez das molas e portanto do sistema de fixação da máquina.

Em consequência podemos reafirmar o dito ao princípio deste parágrafo: a vibração não depende só da máquina em si, mas também da sua montagem.

Antes de continuar com a medida de vibração vale a pena falar dos parâmetros que definem a

velocidade ou frequência de ressonância. Esta coincide com a frequência natural do sistema motor-molas, isto é aquela que mediríamos com o motor parado depois de separá-lo com um impulso da sua posição de equilíbrio. O seu valor pode ser calculado facilmente com a seguinte expressão:

$$N_0 = 1/2 \pi \sqrt{K/M}, \text{ (Hz ó rev/s)}$$

K é a constante de rigidez da mola no N/m e M a massa total do motor no Kg.

Do dito até aqui podemos intuir que uma boa medida de vibração deve começar por escolher umas condições de fixação adequadas de modo que sejam bem conhecidas e permitam obter uns resultados repetitivos. Isto é conseguido com uma fixação muito rígida ou muito elástica de maneira que fiquemos longe da ressonância, onde as medidas estariam afectadas por uma incerteza alta. (Uma pequena variação da velocidade de rotação representaria umas variações muito grandes da amplitude).

O seguinte passo consiste em determinar os pontos e direcções onde devemos tomar medidas.

Para uma montagem elástica estes devem ser escolhidos nas fixações da máquina e outros lugares afastados do eixo de rotação, em direcção radial e axial. Fig. 19.

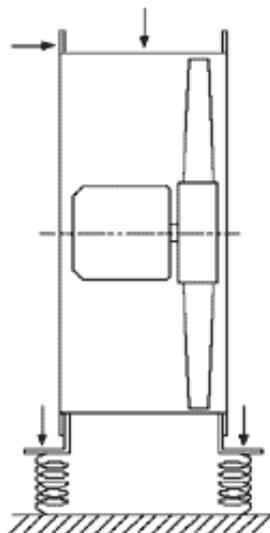


Fig. 19

Se a montagem for rígida, escolheremos pontos próximos às chumaceiras intimamente ligadas aos mesmos, fazendo também medidas nas direcções radial e axial. Fig. 20.

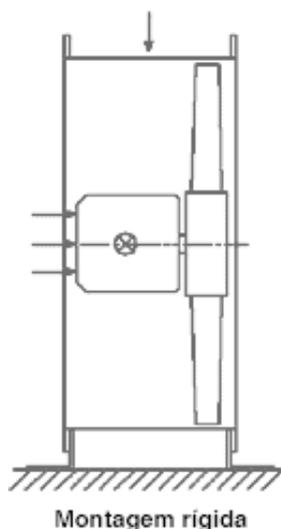


Fig. 20

Sobre os pontos de medida são fixados rigidamente uns transdutores de aceleração (acelerómetros) ou de velocidade que transformam estas magnitudes em sinais eléctricos tratados por um analisador Fig. 21.

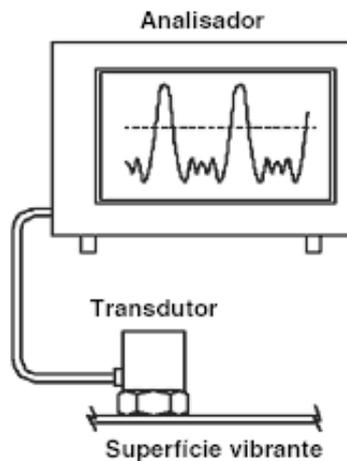


Fig. 21

Os analisadores possuem uns filtros analógicos ou digitais ou são uns computadores que calculam a Transformada Rápida do Fourier (FFT). Como saída proporcionam o espectro de frequência da amplitude, velocidade ou aceleração eficazes da vibração do ponto analisado.

Também costumam dar o valor eficaz total da magnitude medida para a fila de frequências que interesse.

10. Isolamento de vibrações

Preliminares

Quando uma máquina for instalada na sua localização definitiva, a estrutura que a suporta pode ser um meio perfeito para transmitir as suas vibrações e levá-las a distâncias consideráveis, causando problemas de ruído e vibração em recintos afastados.

É por isso necessário colocar uma barreira adequada entre máquina e estrutura que evite a propagação da energia das vibrações. Estas barreiras são os isolantes de vibrações, muitas vezes chamados "silent-blocks".

Voltemos para o motor desequilibrado fig. 16. Se for ligado directamente à base sem nenhuma mola, toda a força do desequilíbrio será transmitida à estrutura que a suporta. Dizemos então que a "transmissibilidade" é igual a 1 ou de 100%, entendendo-se esta como a relação entre a força transmitida e a causa da vibração. Deste modo diremos que o "isolamento" é zero, definido como a diferença até 1 ou 100 de transmissibilidade em tanto por um ou em t%.

Suponhamos agora que os dados da experiência que simulamos com o motor e as molas, são transformados em transmissibilidade dividindo a força que realizam as molas, igual a Kx_0 pela força do desequilíbrio $m\omega^2r$. Se estes dados são representados, não em função da velocidade de rotação, mas em função desta, dividida por:

$$N_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}}$$

obteremos a gráfica da fig. 22.

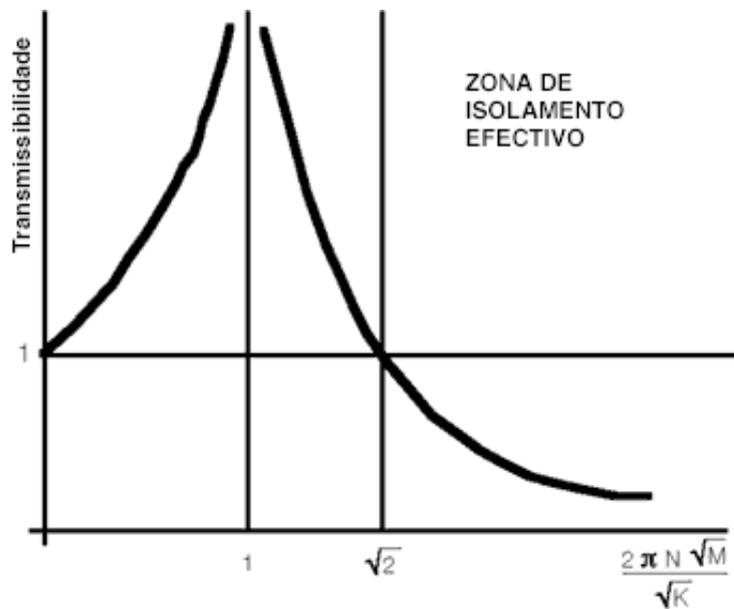


Fig. 22

Nela podemos ver que se as molas som de uma rigidez suficientemente baixa como para que o número adimensional,

$$\frac{2 \pi N \sqrt{M}}{\sqrt{K}}$$

esteja acima de $\sqrt{2}$, teremos que a transmissibilidade será <1 e portanto haverá isolamento, enquanto que se estiver por debaixo de $\sqrt{2}$, haverá amplificação da força de desequilíbrio e em consequência não se cumprirá o nosso objectivo de isolar.

Para o caso de vibrações verticais, a relação entre a frequência natural:

$$N_0 = \frac{1}{2 \pi} \sqrt{\frac{K}{M}}$$

e a deflexão que têm as molas por causa do peso do motor (deflexão estática d_0) é muito simples.

$$N_0 = \frac{1}{2 \pi} \sqrt{\frac{g}{\delta_0}}$$

Isto permite-nos relacionar esta fórmula com a fig. 22 e construir o ábaco da fig. 23 que relaciona a velocidade da máquina, a transmissibilidade, o isolamento e a deflexão estática.

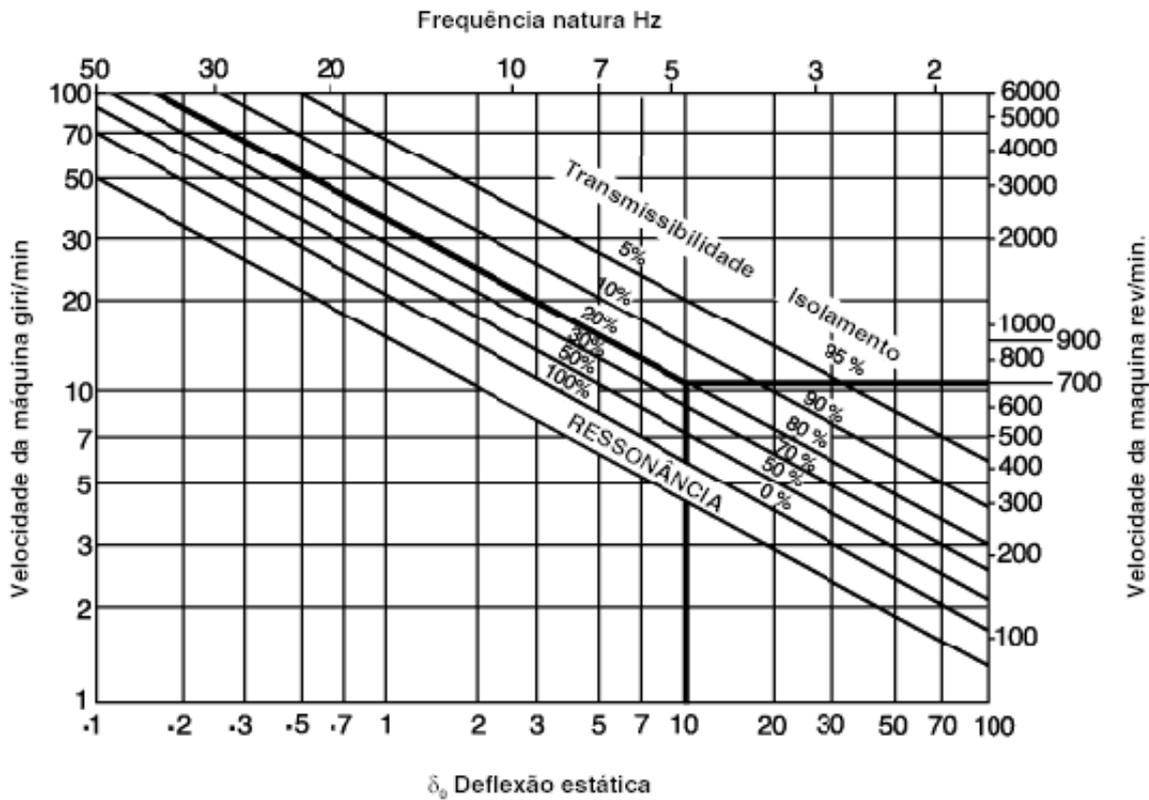


Fig. 23

Por exemplo se montarmos um ventilador sobre umas molas e produz-se uma deflexão de 10 mm e a velocidade de rotação é de 700 rev/min, as molas proporcionarão um isolamento de 80%, que é equivalente a dizer que só transmitirão 20% da força perturbadora.

Voltando para a fig. 22 poderemos observar que ao arrancar a máquina ou ao pará-la, o valor da abcissa variará desde zero até a zona de isolamento ou ao contrário. Isto implica o facto de passar pela ressonância, o qual significa que a força é amplificada e em consequência transmitida à estrutura. Naturalmente isto não é bom embora se produza de modo transitivo.

Para resolver este problema podemos dotar as molas de amortecimento.





FICHAS TÉCNICAS

VENTILADORES

AS VIBRAÇÕES III

1. Amortecimento das molas
2. Selecção dos isolantes de vibrações
3. Tipos de isoladores e construção
4. Instalação

1. Amortecimento das molas

Para dotar de amortecimento às molas, tal como anotamos no final da **Folha Técnica "As Vibrações II"**, podemos considerar de novo a Fig. 19 daquela Folha Técnica.

Se os isolantes forem de formas diferentes e materiais distintos como de aço, borracha, aço e esponja metálica, cabos enrolados, etc. e que damos um impulso ao motor como quando determinávamos a frequência natural ou própria do sistema, a elongação do movimento em função do tempo variará conforme mostra a gráfica da Fig. 24.

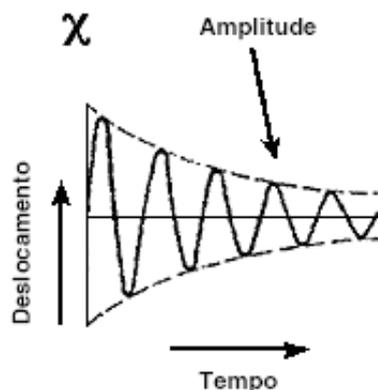


Fig. 24

Nela observaremos que a amplitude do movimento cai, sendo o raio da diminuição conforme o tipo de mola e o material. Isto é o amortecimento.

Conforme o grau de amortecimento a Fig. 22 da **Folha anterior** considerada é convertida na Fig. 25, quando experimentamos com o motor arrancado.

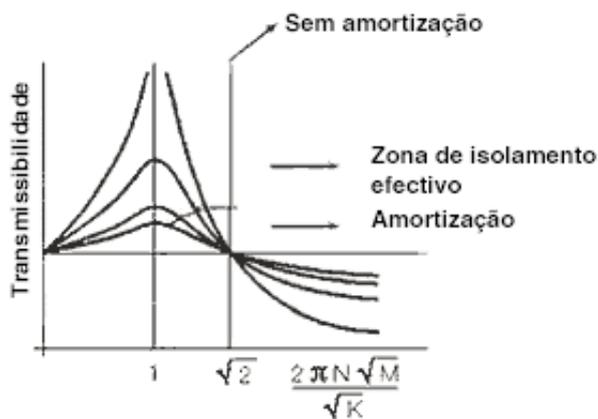


Fig. 25

Desta figura deduzimos que com o amortização conseguimos valores menores de transmissibilidade perto da ressonância, embora o isolamento não for tão efectivo para valores de abcissa > 2 .

Em resumo: Será bom dotar de certa amortização às molas para o arranque e paragem da máquina, mas não muito grande para diminuir em excesso o isolamento à velocidade nominal.



2. Selecção dos isolantes de vibrações

O gráfico da Fig. 23, **Folha II**, é muito útil para seleccionar uns silent-blocks, se conhecermos a velocidade de rotação da máquina e o grau de isolamento requerido. Em efeito, podemos determinar a deflexão estática e a partir desta os silent-blocks adequados para que ao montar a máquina sobre eles obtenhamos tal deflexão.

Para o caso de ventiladores, o isolamento requerido podemos encontrá-lo na tabela D.

Isolamento requerido em t%			
Tipo ventilador		Instalações	Instalações
Axial	< 7,5 kW	90 %	70 %
	7,5 a 40 kW	94 %	75 %
	> 40 kW	96 %	80 %
Centrífugo	< 4 kW	90 %	40 %
	4 a 20 kW	96 %	80 %
	> 20 kW	98 %	90 %

Tabela D

Exemplo: Suponhamos que queremos isolar um ventilador centrífugo de 11 KW que gira a 600 r/min, devendo ser instalado num local "comprometido" como poderia ser um bloco de vivendas. Na tabela D vemos que necessitamos um isolamento de 96%. Entrando com este valor e a velocidade, no ábaco da Fig. 23 encontramos que serão necessários uns silent-blocks que devem ser deformados 30 mm pelo peso do ventilador.

Este sistema de selecção pode ser utilizado desde que a estrutura que suporte a máquina seja rígida, como pode acontecer num rés-do-chão.

No entanto, cada dia são montadas mais máquinas sobre estruturas mais ligeiras como poderia ser um solo ou um tecto suportados por vigas de bastante luz.

Nestes casos é preciso considerar a frequência natural da própria estrutura que se inter-relacionará com a do silent-block. De uma maneira simples poderíamos dizer que nestas condições a curva de transmissibilidade toma a forma da Fig. 26 de modo que o isolamento começa a ser efectivo para valores maiores que a 2 e portanto serão requeridos uns isolantes com rigidezes ainda menores que nos levarão a deflexões maiores que as do caso anterior.

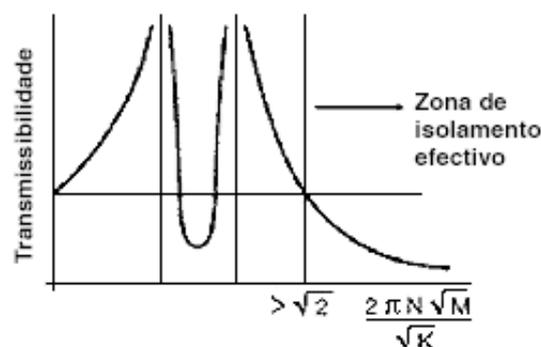


Fig. 26

A selecção nestes casos será realizada mediante a tabela E que nos dá directamente a deflexão estática necessária em função do tipo de ventilador e da luz das vigas que formam a estrutura do

suporte.

Deflexão estática mínima (mm)

Características do ventilador			Luz Luz das vigas (m)			
Tipo	KW	rev/min	6 m	9 m	12 m	15 m
Axiais	< 5		25	25	25	25
	5 a 15	< 500	40	20	50	60
	5 a 15	> 500	25	25	40	90
	> 17	< 500	20	60	70	90
	> 17	> 500	25	30	40	50
Centrífugos Pt < 750 Pa	< 4	< 500	25	25	25	25
	> 5,5	> 500	40	50	50	60
	> 5,5		25	25	40	50
Centrífugos Pt < 750 Pa	15	175-300	60	60	90	120
	15	300-500	50	50	60	90
	15	> 500	30	30	50	60
	17,5	175-300	60	90	120	140
	17,5	300-500	50	60	90	120
	17,5	> 500	30	50	60	90

Tabela E

Assim o mesmo ventilador do exemplo anterior instalado sobre um solo com vigas de 12 m de luz, seria preciso montar com uns silent-blocks que tiverem uma deflexão de 50 mm, 20 mm mais que anteriormente.

Um bom observador certamente dar-se-ia conta que muitos ventiladores já instalados com silent-blocks, não cumprem os critérios de selecção anteriores e no entanto funcionam perfeitamente.

Isto é devido a que os isolantes foram desenhados para reduzir só as vibrações provenientes das chumaceiras, turbulências de ar e magnetismo do motor não considerando o desequilíbrio por se estimar que estavam muito bem equilibrados, permitindo que trabalhem em zona de amplificação. Neste caso é necessário um amortecimento (silent-blocks de borracha), para evitar amplitudes excessivas



3. Tipos de isoladores e construção

O tipo mais comum de silent-block é o de borracha, trabalhando a compressão/cisalhamento. É montado entre o ventilador e a estrutura, alcançando-se deflexões máximas de 15 mm.

O neoprene ou a borracha estão aderidos a umas peças metálicas com uns parafusos ou porcas que facilitam a montagem. Os desenhos mais populares som os da Fig. 27.

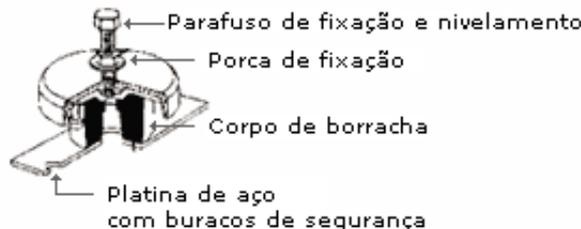
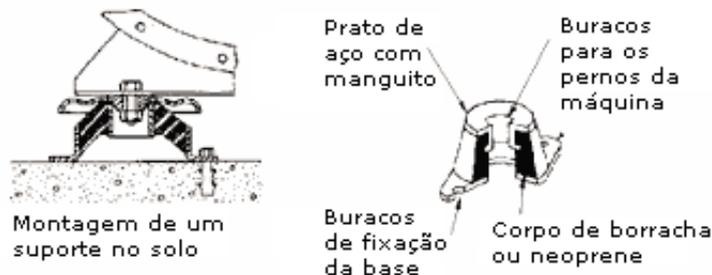


Fig. 27

A aplicação destes desenhos seria para equipamentos suportados da sua base. No entanto, em muitos casos, particularmente com ventiladores axiais, o aparelho é suspenso acima. Para este tipo de aplicação são utilizados os modelos da Fig. 28.

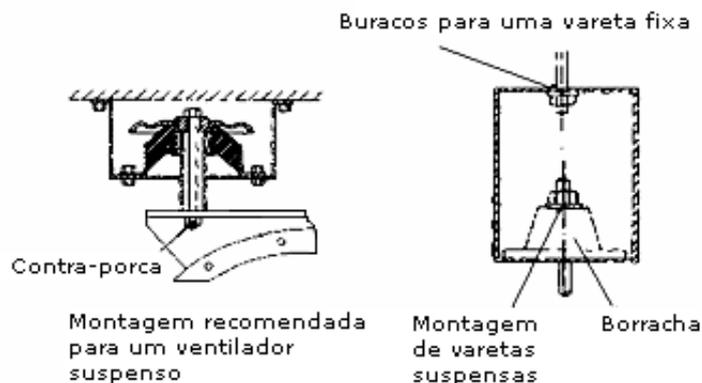


Fig. 28

Onde forem necessárias deflexões muito grandes ou um grande isolamento a baixa frequência, são utilizados isolantes apoiados em molas metálicas. No mercado existem modelos que podem alcançar deflexões até 175 mm. Devido a esta capacidade tão grande de deflexão, estes conjuntos têm uns parafusos de nivelamento para ajustar a posição da máquina no momento da sua instalação. Outra característica que incorpora estes tipos metálicos, é umas peças de borracha de pequena deflexão que evitam as vibrações ou ruídos de frequências audíveis que poderiam viajar através da mola, passando directamente à estrutura suporte. Também há modelos para montagens inferiores e superiores Fig. 29 e 30.

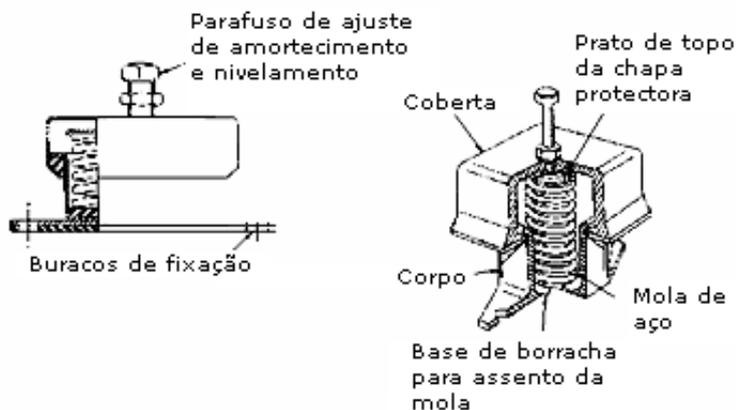


Fig. 29

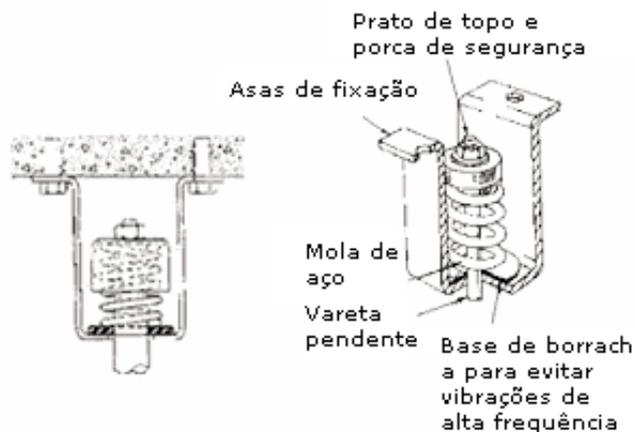


Fig. 30

A fim de dotar o amortecimento a estes tipos metálicos costuma-se incluir uma chumaceira de malha resistente, também metálica, dentro da mola. Fig. 31.



Fig. 31

Um modelo muito amortecido de isolante metálico é o da Fig. 32, construído a base de um cabo enrolado.

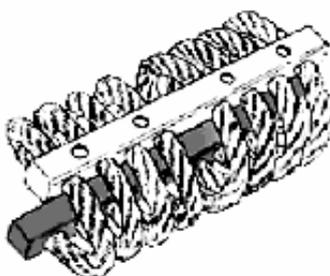


Fig. 32

4. Instalação

Uma vez seleccionados os isolantes, devem ser tidos em conta outros aspectos para conseguir que a instalação seja aceitável:

- a. Distribuir equitativamente as cargas entre os silent-blocks.
- b. Estabilidade da montagem inclusa sob os efeitos da paragem motor e reacções aerodinâmicas tanto em regime permanente como durante o arranque.
- c. Evitar "pontes mecânicas" que transmitam vibrações.

a. Distribuir equitativamente as cargas entre os silent-blocks.

É conveniente situar os isolantes de modo que o peso do ventilador se distribua em partes iguais sobre os mesmos. Em ventiladores axiais isto pode ser conseguido facilmente

utilizando quatro unidades como ilustrado na Fig. 33.

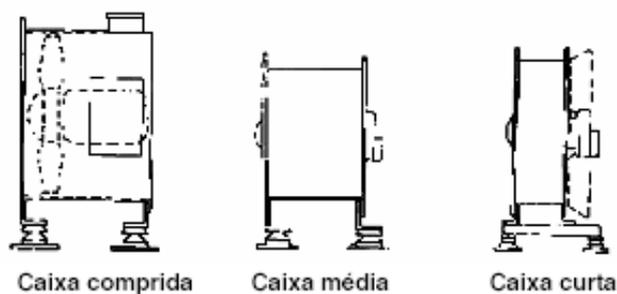
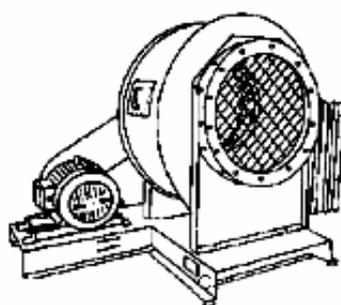


Fig. 33

Em outros casos, como por exemplo em ventiladores centrífugos com o motor separado e correias, costuma ser necessário desenhar uma base rígida que se apoie sobre vários silent-blocks, estrategicamente repartidos para que fiquem igualmente carregados e que naturalmente, dêem a deflexão adequada ao conjunto. Fig. 34.

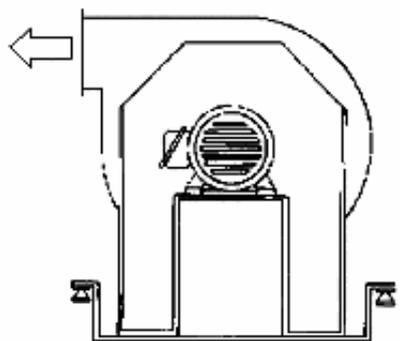


Ventilador centrífugo

Fig. 34

b. Estabilidade da montagem

Para assegurar a estabilidade da máquina é às vezes necessário desenhar umas bases especiais para que os isolantes fiquem mais separados e baixar a posição do c.d.m. A Fig. 35 é um exemplo para um ventilador centrífugo com a saída de ar na parte superior, bastante afastada dos pontos de fixação.



Aramazô de base
para melhorar a estabilidade

Fig. 35

Em certas circunstâncias é necessário um bloco de inércia de betão como o esquematizado na Fig. 36. Este deve pesar umas três vezes o ventilador mais o seu motor.

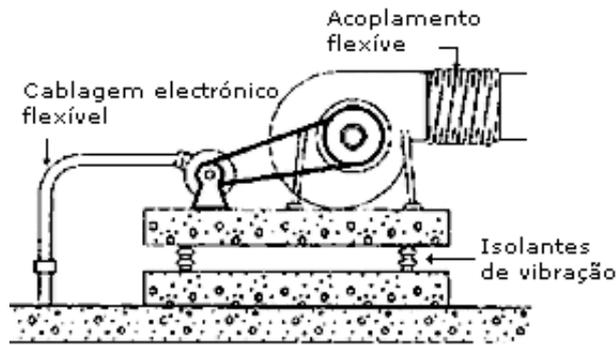


Fig. 36

As principais vantagens são:

- Melhor estabilidade por baixar o c.d.m. do conjunto e por permitir separar mais entre si os isolantes de vibração.
- A amplitude de vibração reduz-se
- Mais facilidade para distribuir a carga sobre os silent-blocks.

c. Evitar "pontes mecânicas"

Embora seja surpreendente, uma das deficiências mais comuns das montagens anti-vibratórias são as "pontes mecânicas".

A maioria dos ventiladores deve ser acoplada a tubagens à aspiração e à descarga. Deste modo devem chegar ao ventilador as ligações eléctricas.

Ora bem, é absolutamente necessário para conseguir um bom isolamento, fazer estas juntas muito flexíveis de modo que não introduza nenhuma rigidez adicional ao conjunto. Ver a Fig. 36

