

# Seleção de moto-ventiladores em air handlers

**Autor:** Eng<sup>o</sup>. J. Fernando B. Britto, engenheiro mecânico, sócio da Adriferco Engenharia, secretário do GEC-4

**Contato:** adriferco@gmail.com

**J. Fernando B. Britto**

## INTRODUÇÃO

Este artigo se destina a apresentar uma metodologia para selecionamento de ventiladores que serão inseridos dentro dos gabinetes de air handlers (ou unidades de tratamento de ar), dando uma breve explanação à respeito da concepção dos ventiladores centrífugos (mais frequentemente utilizados em nosso mercado) e apresentando conceitos associados ao Efeito do Sistema, espaçamentos recomendados, associações série e paralelo, perda de carga considerada e a relação entre a velocidade de carga, o rendimento, a pressão estática disponível e a potência sonora do ventilador.

## DEFINIÇÃO DE VENTILADORES

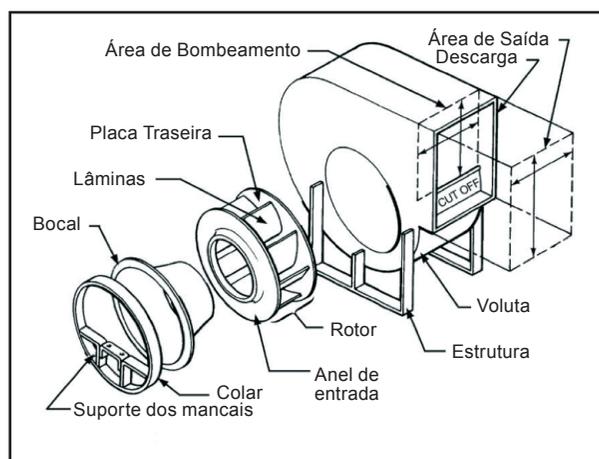
Ventiladores são máquinas geratrizes (ou turbo máquinas) que convertem energia mecânica em deslocamento de um gás por meio da produção de um diferencial de pressão entre a sucção e descarga do equipamento.

A **figura 1**, a seguir, apresenta as principais partes de um ventilador:

Podendo possuir diferentes tipos de rotores, aplicáveis a condições específicas de vazão, pressão estática disponível e rendimento mecânico, os mais comumente utilizados dentro de air handlers são:

### Rotor Air foil:

Uma variação mais sofisticada dos rotores “limit load”, este tipo de rotor é o que propicia a maior eficiência mecânica dentre os ventiladores centrífugos.



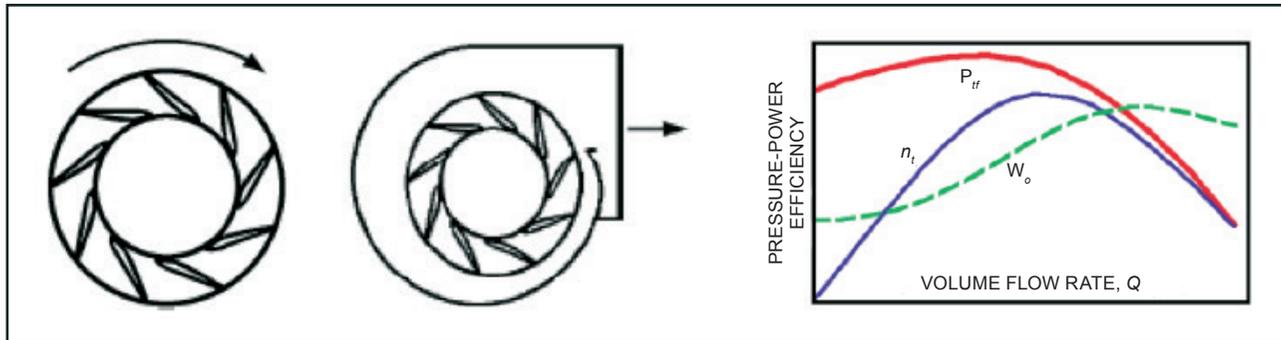
**Figura 1** – Componentes de um ventilador centrífugo encabinado (com voluta)

**Fonte:** ASHRAE – 2012 HVAC Systems & Equipment

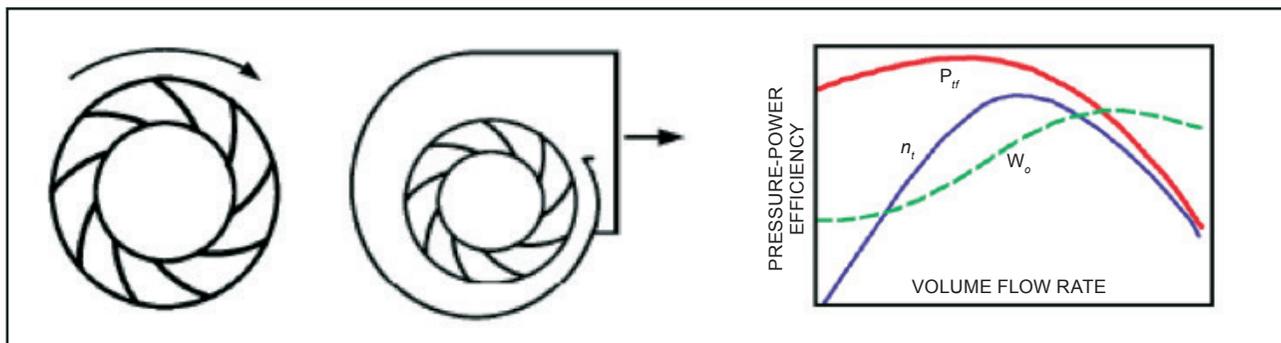
São largamente utilizados em grandes sistemas de ar condicionado, aquecimento e ventilação em geral, podendo operar com baixas, médias ou altas pressões, sendo extremamente recomendados onde se deseja obter alta eficiência energética.

Porém, como suas lâminas geralmente não são machucadas, podem reter material particulado em suspensão no ar, desestabilizando o rotor e causando consumo e vibrações excessivos, não sendo recomendada sua aplicação nestes casos.

Possuem dez a dezesseis pás com formato aerodinâmico (de aerofólio) voltadas no sentido contrário ao escoamento, sua maior espessura permite uma expansão mais eficiente do gás durante a passagem dos pás, então o ar deixa o rotor à uma velocidade menor que a velocidade periférica.



**Figura 2** – Desenho do rotor “Air Foil”, de sua voluta e de sua curva característica.  
**Fonte:** 2012 ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment



**Figura 3** – Desenho do rotor “Limit Load”, de sua voluta e de sua curva característica.  
**Fonte:** 2012 ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment

Em determinadas aplicações, possuem velocidades maiores que as de outros projetos de ventiladores centrífugos.

O projeto de sua voluta em formato de caracol propicia uma conversão eficiente da pressão dinâmica em pressão estática.

Para maximizar a eficiência é necessário garantir um bom alinhamento e se reduzir ao máximo o afastamento entre o bocal e o rotor.

Sua curva característica de “Pressão x Vazão” é bastante proeminente, atingindo sua máxima potência absorvida próxima ao pico de eficiência, se reduz ligeiramente logo em seguida e se mantém constante à medida que sua vazão aumenta ao longo de sua curva à rotação constante, autolimitando-se, característica que designa os rotores de pás retas, curvas ou aerodinâmicas voltadas contra o fluxo.

Os maiores rendimentos ocorrem entre 50 a 60% da vazão máxima da curva (ponto de descarga livre ou pressão estática zero). Nesta região, as vazões obtidas possuem boas disponibilidades de pressão.

**Rotor de pás retas ou curvadas voltadas contra o fluxo (Limit Load):**

Possui eficiência mecânica um pouco menor que a dos rotores do tipo air foil, porém sua construção é muito mais simples.

É bastante recomendado em aplicações industriais onde os gases ou o particulado em suspensão transportado por estes, podem corroer, erodir ou se incrustarem nos pás, embora também possa ser empregado em todas as demais condições onde são aplicados os rotores air foil, podendo ou não apresentar rendimentos bastante próximos.

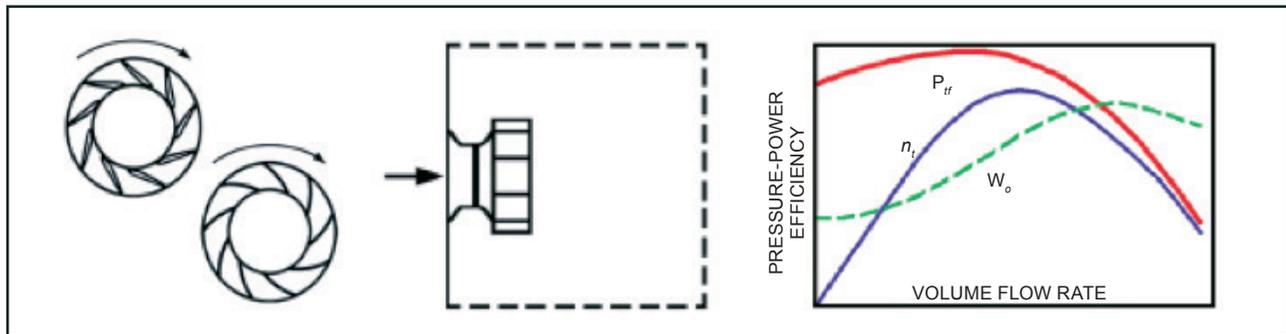
Também possui dez a dezesseis pás voltadas, porém formadas de lâminas metálicas simples, que podem ser retas ou curvadas, voltadas no sentido contrário ao escoamento.

O projeto de sua voluta é idêntico ao do air foil e também requer um bom alinhamento para se reduzir ao máximo o afastamento entre o bocal e o rotor, e maximizar sua eficiência.

#### **Plenum Fans:**

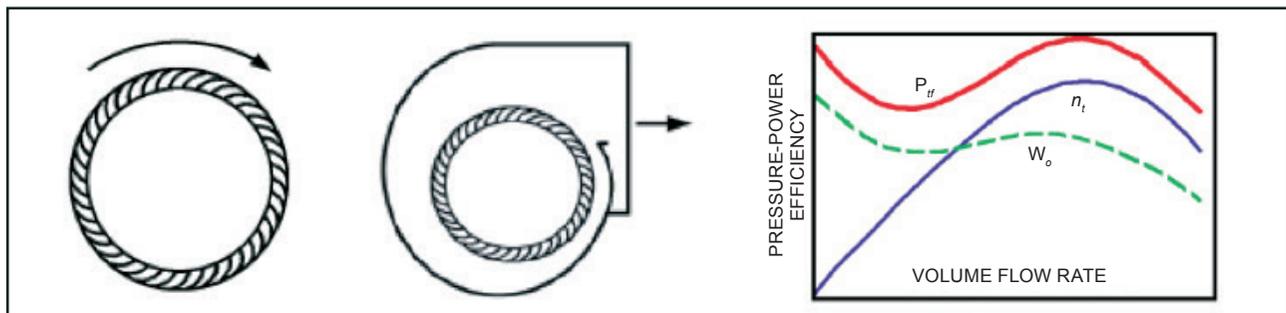
Plenum Fans tipicamente utilizam rotores do tipo “Limit Load”, com pás retas, curvadas ou aerodinâmicas, diretamente acoplados aos motores e, portanto, só permitem a admissão do ar por um dos lados (simples





**Figura 4** – Desenho do rotor “Plenum Fan”, de sua voluta e de sua curva característica.

Fonte: 2012 ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment



**Figura 5** – Desenho do rotor “Sirocco”, de sua voluta e de sua curva característica.

Fonte: 2012 ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment

aspiração), ao passo que os anteriores podem admitir tanto de um quanto de ambos os lados do rotor.

As características de desempenho e dos rotores são praticamente as mesmas descritas anteriormente e suas aplicações são praticamente as mesmas, porém como estes ventiladores não possuem voluta, não se beneficiam da conversão eficiente da pressão dinâmica em pressão estática propiciada por esta, o que lhes propicia menor eficiência que a dos rotores encabinados.

Suas aplicações são exatamente as mesmas onde se empregam os rotores “limit load”, porém, não disponibilizam altas pressões e não devem ser aplicados em sistemas com gases corrosivos, abrasivos, inflamáveis ou com grandes quantidades de particulado em suspensão.

Como estes rotores não possuem voluta, necessitam da câmara (pleno) do air handler para canalizar e direcionar seu escoamento, embora também possam ser utilizados com descarga livre, neste caso, operando muito eficientemente como exaustores, principalmente em coberturas de galpões.

Parte da queda de desempenho devida à falta da voluta é compensada pela transmissão direta (ausência de perdas na transmissão) e, em muitos casos, por balanceamentos dinâmicos mais criteriosos do conjunto motor e

rotor e, até mesmo, com motores mais eficientes do tipo EC, geralmente com ímãs permanentes.

**Rotor Sirocco:**

Possui eficiência mecânica relativamente baixa, se comparada aos anteriores, e fornece uma curva característica de Pressão x Vazão bastante achatada.

Possui pequenos pás formados por chapas curvadas e voltadas para o sentido do fluxo.

O projeto de sua voluta é idêntico ao dos rotores air foil e limit load, porém o alinhamento e afastamento entre o bocal e o rotor não afetam grandemente sua eficiência, tornando sua construção bastante econômica.

É utilizado principalmente em aplicações de HVAC de baixa pressão, tais como fornalhas residenciais, sistemas e aparelhos de ar condicionado central ou unitários destinados a conforto térmico.

Sua curva de pressão também é muito menos inclinada que a dos ventiladores limit load e apresenta uma inflexão para baixo em seu trecho inicial, à esquerda da pressão de pico, sendo o máximo rendimento obtido à direita da pressão de pico, no intervalo entre 40 a 50% da vazão máxima (descarga livre).

Não é recomendado selecionar estes rotores em pontos da curva à esquerda de seu pico de pressão, levando-se

em consideração também que a potência absorvida aumentará continuamente até a condição de descarga livre (pressão estática zero), afetando a seleção de seu motor.

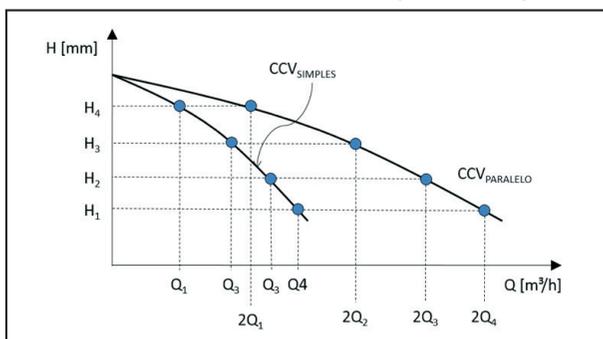
## ASSOCIAÇÕES DE VENTILADORES

Quando as vazões ou pressões estáticas se tornam muito grandes, ou quando existem limitações físicas ou econômicas para a utilização de um único ventilador para atender as condições requeridas pelos sistemas, utilizam-se associações com dois ou mais ventiladores de mesmo tipo e tamanho, montados em paralelo ou série, sendo a composição de sua curva característica descrita a seguir:

### ASSOCIAÇÕES EM PARALELO

A curva composta de ventiladores idênticos associados em paralelo se obtém multiplicando-se as distâncias horizontais de cada trecho da curva P(V) do ventilador, ou seja, multiplicando se as vazões, pelo número de ventiladores da associação.

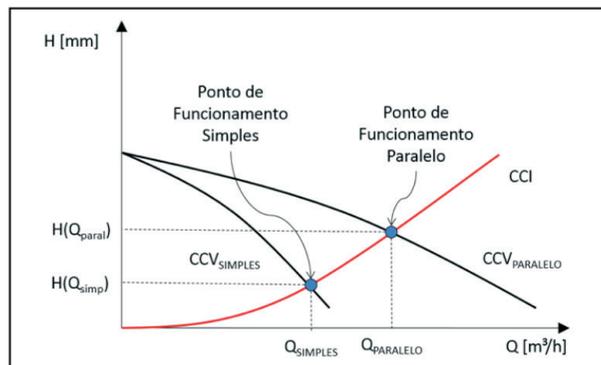
Em outras palavras, associando-se dois ventiladores idênticos em paralelo, para uma dada pressão estática (mantida constante), a vazão total disponibilizada dobrará, conforme podemos observar na figura 6, a seguir:



**Figura 6** – Curva da associação em paralelo de dois ventiladores idênticos.

No entanto, cabe observar que esta é condição disponibilizada pelo ventilador e não equivale à observada na interação entre as curvas do ventilador e do sistema quando apenas um ou ambos os ventiladores estão em operação, conforme observamos na figura 7:

Uma vez que a equação da curva do sistema impõe que a pressão requerida pelo sistema variará em pro-

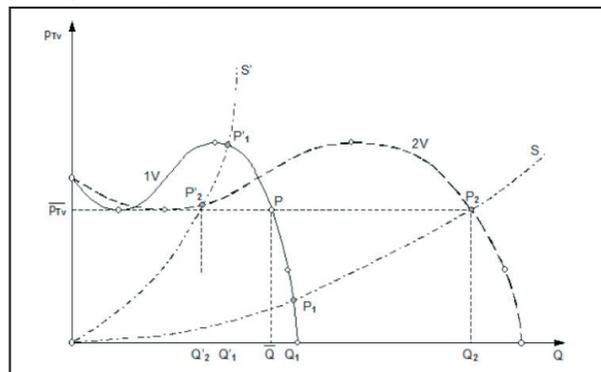


**Figura 7** – Curva da associação em paralelo de dois ventiladores idênticos.

porção quadrática da vazão multiplicada pela resistência fluidodinâmica do sistema ( $dp = K \cdot Q^2$ ), a vazão disponibilizada pelo acionamento de um segundo ventilador idêntico (reserva) conectado em paralelo à uma mesma rede de dutos, só dobraria em condição de descarga livre (sem quaisquer dutos), em todas as outras condições a máxima vazão que poderia ser acrescida resultará da interação entre as curvas do sistema e dos ventiladores associados, ou seja, consideravelmente menor que o dobro da vazão do 1º ventilador.

Devido ao formato ainda mais alongadas das curvas das associações de ventiladores em paralelo, principalmente quando aplicadas a rotores do tipo “sirocco” que possuem curvas bastante planas e com uma depressão em sua parte inicial, antes de seu ponto de máxima pressão, a ocorrência de instabilidade nestas aplicações, quando as pressões estáticas requeridas aumentam (curva S’), costumam ser bastante frequentes.

Conforme podemos observar na figura 8, a curva S’ intercepta a curva 2V da associação de ventiladores em um ponto instável, onde a vazão somada dos dois ventiladores resulta menor que a vazão oferecida com a utilização de apenas um dos ventiladores.



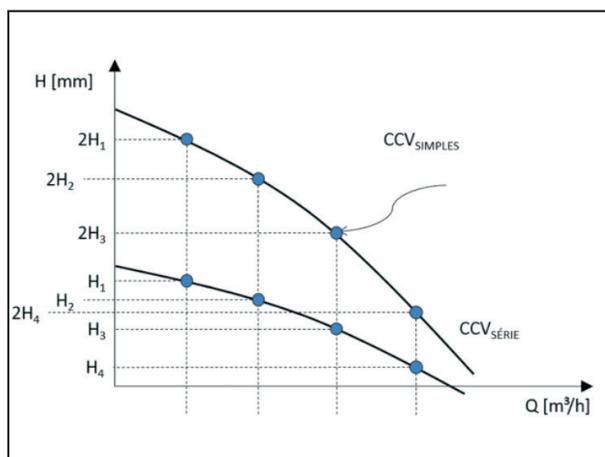
**Figura 8** – Curva da associação em paralelo de dois rotores tipo “Sirocco” idênticos.

**Fonte:** SMACNA – Programa de Educação Continuada - 1997

## ASSOCIAÇÕES EM SÉRIE

A curva composta de ventiladores idênticos associados em série se obtém multiplicando-se as distâncias verticais de cada trecho da curva P(V) do ventilador, ou seja, multiplicando-se as pressões, pelo número de ventiladores da associação.

Em outras palavras, associando-se dois ventiladores idênticos em série, para uma dada vazão (mantida constante), a pressão estática total disponibilizada dobrará, conforme podemos observar na figura 9, a seguir:



**Figura 9** – Curva da associação em série de dois ventiladores idênticos.

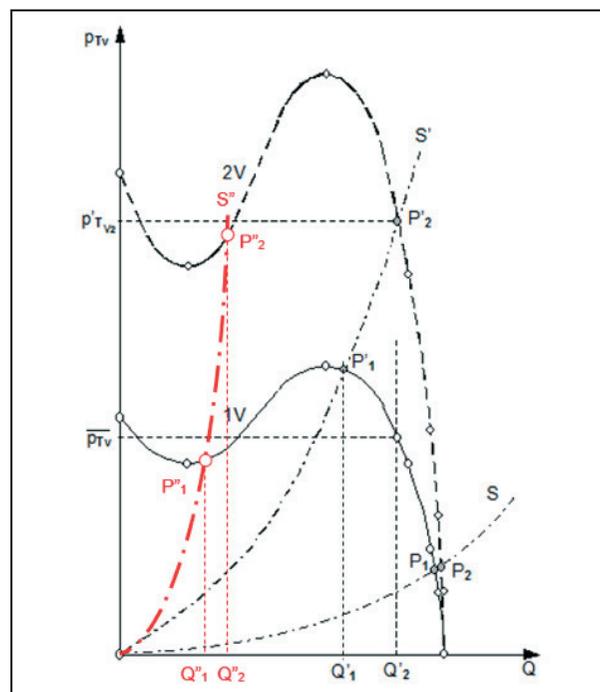
Tal como no caso das associações em paralelo, a pressão disponibilizada pelo acionamento de um segundo ventilador idêntico (reserva) conectado em série à uma mesma rede de dutos, aumentará em função da interação das curvas dos ventiladores e do sistema.

Como verificado na figura 10, a intersecção das curvas dos sistemas S e S' com o primeiro (1V) e com ambos os ventiladores associados em série (2V) ocorrem em diferentes vazões e pressões, determinadas pela interação das curvas.

Em sistemas com baixa resistência fluidodinâmica, como os representados pela curva S, praticamente não haverá diferença ao se utilizarem um ou ambos os ventiladores, ao passo que em sistemas com resistência moderada, tanto a vazão, quanto a pressão estática aumentam significativamente.

Embora não representados no gráfico original da figura 10, pois esta não seria uma seleção recomendada ao estar na região de instabilidade da curva, sistemas de elevada resistência fluidodinâmica como os repre-

sentados pela curva S' (em vermelho), podem aparentar aumento pouco significativo na vazão e grande aumento na pressão, porém a instabilidade do sistema oriunda deste tipo de associação inadequada, poderia destruir tanto os ventiladores quanto seu gabinete, rede de dutos e até as paredes da sala de máquinas, devido à pulsação de pressão gerada pela instabilidade, que foi significativamente amplificada pela associação em série.



**Figura 10** – Curva da associação em série de dois ventiladores idênticos.

Fonte: SMACNA – Programa de Educação Continuada – 1997 (Modificada por J. Fernando B. Britto)

Cuidados adicionais devem ser tomados com relação à classe construtiva de ambos os ventiladores da associação em série, principalmente quando estes se encontram conectados por meio de dutos ao invés dos plenos de gabinetes, pois a diferença de pressão total à qual a parede da voluta do 1º (sistemas em depressão elevada) ou 2º (sistemas com pressão positiva elevada) ventilador estará submetida poderá ser superior ao suportado pela classe de construção projetada para a elevação de pressão prevista, causando deformações plásticas em sua voluta.

Por exemplo: dois ventiladores foram construídos para suportarem 2000 Pa, porém quando montados em série um deles deverá suportar o dobro da pressão para a qual foi construído, podendo não resistir aos esforços.

Quando a construção da série ocorre no interior de gabinetes, com o 1º ventilador pressurizando a câmara de admissão do 2º ventilador, a pressão total suportada pelo ventilador não se modifica e quem deverá suportar os esforços totais será o gabinete do equipamento.

## INSTABILIDADE DOS VENTILADORES

Para qualquer ventilador, o ponto de pressão mínima ocorre no centro de rotação do rotor e a pressão máxima ocorre na descarga do rotor. Se o rotor não estivesse girando e esta pressão diferencial não existisse, o fluxo seria do ponto de maior pressão para o ponto de menor pressão. Este é o sentido oposto em que o ar normalmente flui através do ventilador. Então a única coisa que mantém o ar movendo-se na direção apropriada é o giro das pás.

Uma perda de sustentação aerodinâmica (stall) ocorrerá, a menos que haja ar suficiente entrando no rotor do ventilador para preencher completamente o espaço entre as pás.

Isto aparece na figura 11 (a seguir) como flutuação no volume e na pressão de ar. Esta instabilidade pode ser ouvida e sentida, e ocorre em quase todos os tipos de ventiladores, em maior ou menor grau, quando a pressão estática máxima (vazão nula) for atingida.

Enquanto a magnitude da instabilidade varia para tipos diferentes de ventiladores, (sendo maior para ventilador air foil e menor para ventilador de pás curvadas para frente), a flutuação da pressão próxima à máxima (vazão nula) poderá ser na ordem de 10%.

A instabilidade em grandes ventiladores é absolutamente intolerável, pois a pulsação da pressão estática acarretada por ela pode danificar, além do próprio equipamento, seu gabinete, sua rede de dutos e até causar trincas nas paredes da casa de máquinas.



### Cabina de Segurança Biológica

Modelo: AG FLUX C1 - Classe: 1 conforme NSF-49  
Promove a exaustão e a filtragem absoluta total do ar da área de trabalho;  
Construção em fibra de vidro e acabamento sanitário;  
Pré-filtro plissado e filtro final Absoluto HEPA A3 99,99% DOP com alarme de saturação;  
Vidro frontal e lateral para proteção do operador além de iluminação interna.

 **AEROGLOSS**  
[www.aeroglass.com.br](http://www.aeroglass.com.br)

☎ 55 (11) 4616-0866  
☎ 55 (11) 4616-2753  
[vendas@aeroglass.com.br](mailto:vendas@aeroglass.com.br)

## Conhecimento é Poder.



Válvula de 6 vias



Atuador EF

Válvulas e Atuadores únicos, com a segurança, eficiência e qualidade que somente os produtos Belimo oferecem!

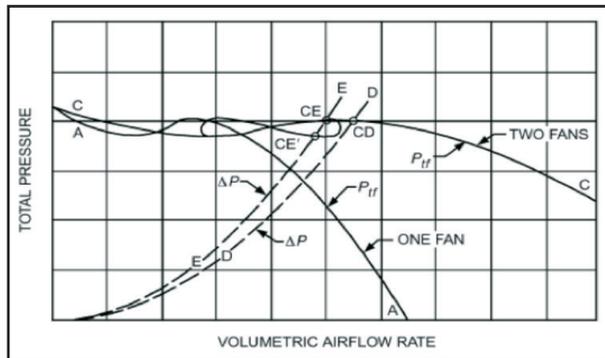
**5**  
ANOS  
GARANTIA



Energy Valve

[www.belimo.com.br](http://www.belimo.com.br)  
11 3643 5656

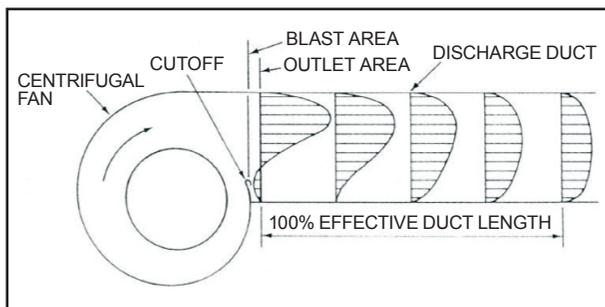
**BELIMO**



**Figura 11** – Operação instável do rotor.  
**Fonte:** 2012 ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment

## EFEITO DO SISTEMA

São vórtices formados devido à proximidade da montagem de curvas ou plenos de sucção e/ou descarga em um ventilador, conforme representados na figura abaixo:



**Figura 12** – Efeito do Sistema na descarga dos ventiladores centrífugos.  
**Fonte:** 2012 ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment

Como o objetivo deste artigo consiste em fornecer uma visão geral sobre os ventiladores e sua aplicação em air handlers, não iremos nos estender discorrendo sobre as causas e consequência do “Efeito do Sistema” nos ventiladores. Para tanto, recomendamos ao leitor que procure informações adicionais nas bibliografias citadas ao final do artigo.

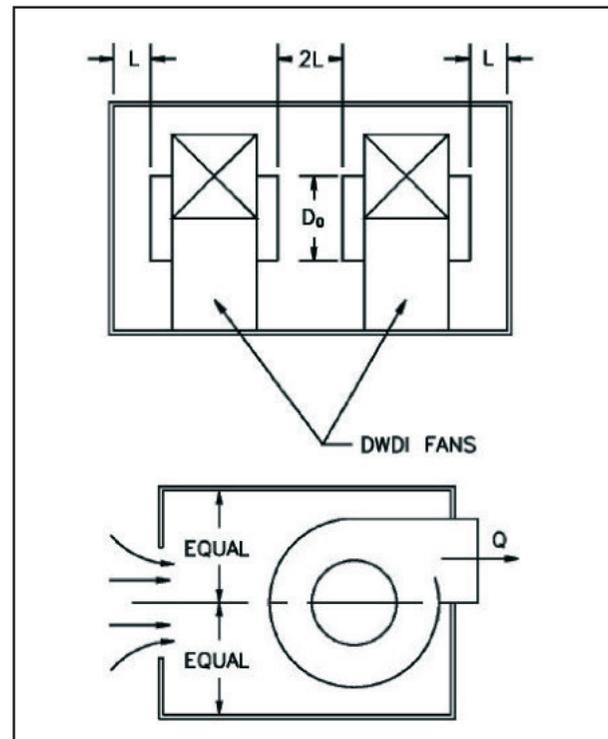
Cabe apenas indicar que, uma vez que não seria economicamente viável a construção de longos gabinetes para eliminação do efeito do sistema, este deve ser considerado em todo e qualquer projeto, sob pena de não haver pressão estática disponível suficiente no sistema.

Fica abaixo a equação recomendada pelo ASHRAE / AMCA para cálculo do comprimento efetivo para se evitar o Efeito do Sistema:

$$V \leq 2000 \text{ fpm} \rightarrow L = 2,5 \text{ DH}$$

(Acrescentar 1 DH para cada 1000 fpm adicional)

$$DH = (4 \cdot a \cdot b / \pi)^{0,5}$$



ED7-1 Centrifugal Fan Located in Plenum or Cabinet

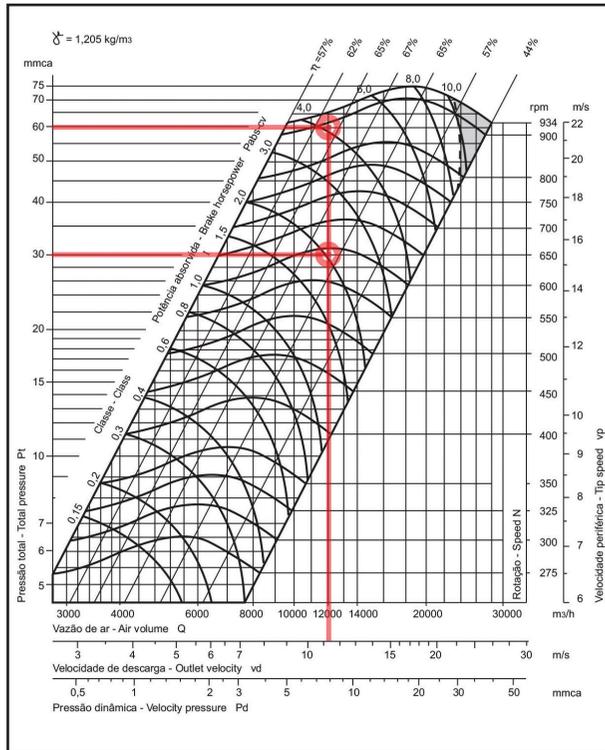
L/D	0,30	0,40	0,50	0,75
$C_o$	0,80	0,53	0,40	0,22

**Figura 13** – Perda de carga devido ao efeito do Sistema na sucção dos ventiladores centrífugos instalados em plenum.  
**Fonte:** 2012 ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment

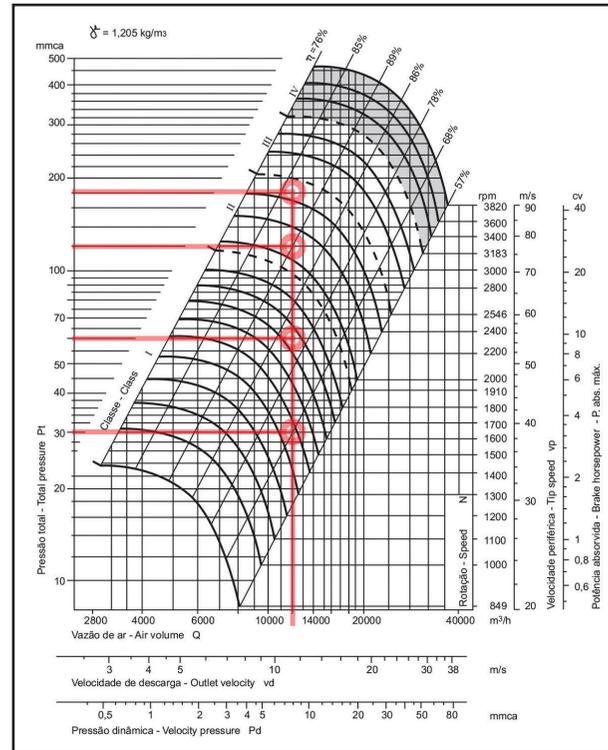
## CRITÉRIOS DE SELEÇÃO DOS VENTILADORES

Embora já abordado em um artigo da edição 56, cabe relembra alguns conceitos gerais à respeito da seleção dos ventiladores.

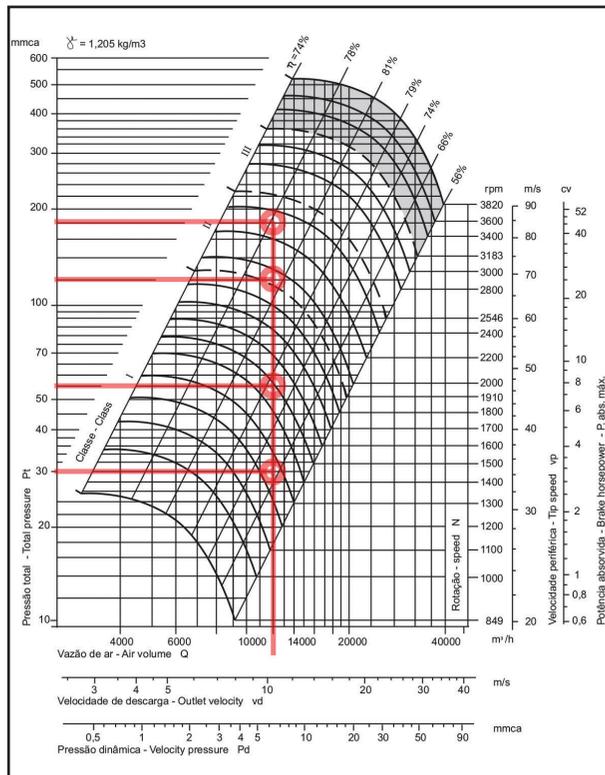
Durante a seleção dos ventiladores, deve ser escolhido o tipo de rotor mais adequado às condições de operação do sistema, além de ser avaliado o seu rendimento mecânico, de forma a minimizar o consumo e, conseqüentemente, o custo total de propriedade do equipamento, conforme verificamos na figura 14a, 14b e 14c:



**Figura 14a** – Rotor tipo “Sirocco” – DN 450mm.  
**Fonte:** Catálogo Otam®



**Figura 14c** – Rotor tipo “Air Foil” – DN 450mm.  
**Fonte:** Catálogo Otam®



**Figura 14b** – Rotor tipo “Limit Load” – DN 450mm.  
**Fonte:** Catálogo Otam®

Comparando-se as curvas, verificamos que, embora os três tipos de rotores possuam o mesmo diâmetro e admitam uma mesma vazão, o rotor “Sirocco” só permite operar com baixas pressões.

Ao compararmos os rotores “Limit Load” e “Air Foil”, verificamos que, embora este último seja na realidade uma variante do tipo “Limit Load”, a versão original do rotor admite operar com pressões ligeiramente maiores ao passo que sua variante fornece melhor desempenho (rendimento mecânico) quando operando nas mesmas condições.

Exemplificando, se desejássemos operar um sistema com vazão de 12000 m³/h e pressão de 180 mmca, verificaríamos que não seria possível obter uma seleção adequada com rotores do tipo “Sirocco”.

Se escolhêssemos um rotor do tipo “Limit Load” de pás inclinadas para trás, teríamos um rendimento de ~78% e este absorveria uma potência de ~13,0 cv, ao passo que um rotor “Air Foil” teria um rendimento de ~86% e absorveria uma potência de ~11,5 cv.

Embora o preço de aquisição do moto ventilador com rotor “Limit Load” de pás inclinadas para trás possa ser consideravelmente menor, a diferença de potência (e consumo) implicaria em componentes elétricos (chaves,



proteções, inversores, cabeamento, etc.) maiores, o que reduziria a diferença total do preço de aquisição e, além disso, a diferença de consumo poderia reverter rapidamente a diferença no investimento inicial, reduzindo seu custo de operação e afetando o custo total de propriedade do equipamento.

Também cabe lembrar que as curvas de p(Q) representadas nos catálogos dos ventiladores são apresentadas considerando-se uma determinada densidade do ar, usualmente a do “ar padrão” ( $\rho = 1,204 \text{ kg/m}^3 @ 20^\circ\text{C}; 0\text{m}; \text{UR} = 0\%$ ), implicando na necessidade de correções das pressões indicadas nas curvas com base na relação das densidades do ar local e ar padrão ( $\rho/\rho_0$ ), assim como na potência absorvida.

Tão importante quanto a avaliação das características de desempenho do equipamento é a **avaliação dos limites operacionais do equipamento, os quais devem ser compatíveis com a aplicação.**

Também devem ser verificadas a **rotação e a potência absorvida (BHP) máximos para o rotor escolhido**, pois, ao longo da vida útil do equipamento, **pode ser necessário alterar sua rotação** (às vezes isso acontece logo durante sua partida), sendo necessário **verificar concomitantemente se a seleção não se encontra muito próximo do limite de classe construtiva** recomendada pelo fabricante **ou se a potência especificada permitirá futuros aumentos da rotação.**

Cabe lembrar que, segundo a Lei das Bombas e dos Ventiladores:

$$\frac{Q_1}{Q_0} = \frac{n_1}{n_0} \quad \frac{dP_1}{dP_0} = \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 \quad \frac{N_1}{N_0} = \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^3$$

Onde:

n: rotação

Q: vazão

dP: diferencial de pressão

N: potência absorvida

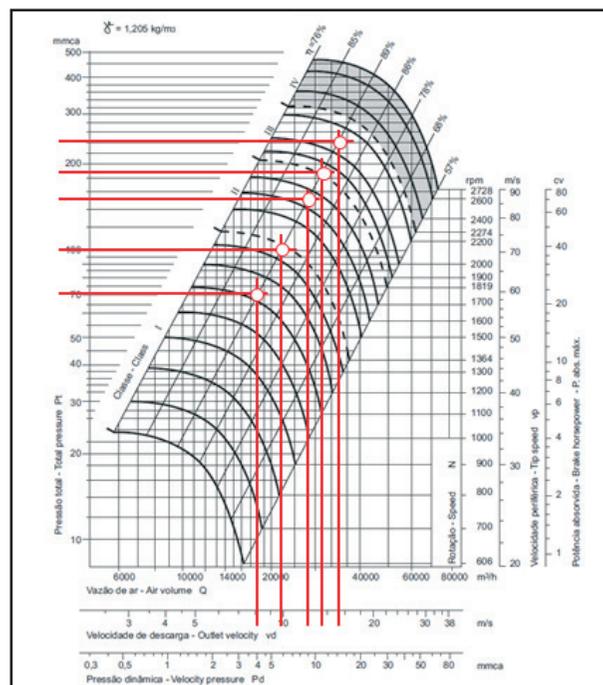
## VELOCIDADE DE DESCARGA

Certamente, limitar a velocidade de descarga quando os ventiladores estão diretamente conectados aos dutos, além de reduzir as perdas de carga devidas ao efeito do sistema na descarga, também reduz a regeneração de ruídos e auxilia no controle da pressão sonora imposta

pelos ventiladores geralmente aplicados em sistemas de ar condicionado para conforto térmico.

Porém, diferentemente dos condicionadores para aplicações de conforto térmico, nos “air handlers” modulares de uso industrial, principalmente naqueles destinados a aplicações em salas limpas, tanto a admissão quanto a descarga do ar acontecem no interior do gabinete (plenum).

Uma vez que nos air handlers a descarga ocorre em um plenum e a velocidade é imediatamente reduzida àquela da seção transversal, então a velocidade de descarga passa a ter pouco significado inerente, devendo variar junto com vazão e pressão do ventilador de forma a se obter o rendimento máximo do ventilador selecionado, conforme se evidencia na figura 15, a seguir:



**Figura 15** – Velocidades de descarga resultantes do máximo rendimento do ventilador.

Fonte: Catálogo Otam®

Podemos verificar na figura acima que a velocidade de descarga, considerando-se o máximo rendimento mecânico disponibilizado na curva, varia em função das vazões e pressões requeridas.

De forma geral, utilizando-se rotores do tipo limit load, quaisquer que sejam as pás (retas, curvas ou aerodinâmicas), as velocidades de descarga definidas em função da pressão estática do ventilador e que se aproximam da curva de máximo rendimento, independentemente do diâmetro do rotor, são:

Tabela 1 – Velocidade de descarga em função da pressão estática	
Pressão Estática	Velocidade de Descarga
700 Pa	8,0 m/s
1000 Pa	10,0 m/s
1500 Pa	12,0 m/s
1850 Pa	13,7 m/s
2400 Pa	15,5 m/s

Freqüentemente, limita-se a velocidade de descarga do ventilador, principalmente para se minimizar a pressão sonora imposta pelo equipamento, contudo, utilizando-se o aplicativo de seleção de um conceituado fabricante nacional de ventiladores, verifica-se que, na maioria dos casos, não ocorre qualquer redução:

	DIAM	VEL. DESC.(m/s)	REND.(%)	RPM	VEL. PERIF.(m/s)	POT. ABS.(cv)
1)	450	9,14	81,29	2439	57,49	8,66
2)	400	11,57	86,52	2828	59,24	8,27
3)	355	14,69	87,03	3382	62,88	8,44

Figura 16 – Software de Seleção de Ventiladores – Vortex 1.1 – Otam®.

De acordo com o software do fabricante, todas as três possíveis seleções acima produzem exatamente a mesma pressão sonora de 88 dB(A), embora variem significativamente com relação às suas velocidades de descarga e rendimentos.

Adicionalmente, de acordo com informações contidas nos manuais técnicos fornecidos por este mesmo fabricante, a pressão sonora exercida pelos ventiladores não depende de sua velocidade de descarga, mas do tipo e tamanho do rotor utilizado e da velocidade de passagem dos pás, conforme verificamos na tabela abaixo:

Tipo de Ventilador	Tamanho do Rotor	Frequencia Central das Banda de Oitava, HZ								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	BFI
Centrífugo	> 0,9m	32	32	31	29	28	23	15	13	3
Aerofólio, curvado para trás	< 0,9m	36	38	36	34	33	28	20	15	
Curvado para frente	Todos	47	43	39	33	28	25	23	20	2
Pá radial	> 1m	45	39	42	39	37	32	30	27	
Soprador	1m a 0,5m	55	48	48	45	45	40	38	37	8
	> 0,5m	63	57	58	50	44	39	38	37	

Figura 17 – Velocidades de descarga resultantes do máximo rendimento do ventilador.

Fonte: Catálogo Otam®

Portanto, limitar a velocidade de descarga do ventilador sem observar outros critérios de seleção, principalmente a pressão estática, pode resultar apenas em superdimensionamento do ventilador.

Superdimensionar um ventilador, aumentando seu tamanho significa obter um ponto de operação inadequado, consumindo mais energia que o necessário e, como o rotor maior disponibilizaria maiores vazões, o novo ponto de operação se localizará na porção direita da curva, mais próximo à região de instabilidade.

Se forem requeridos quaisquer incrementos adicionais de rotação, para atender a aumentos na pressão de operação do ventilador devidos à saturação dos filtros ou à singularidades adicionais existentes no campo (desvios e/ou estrangulamentos de seção para vencer interferências), este aumento poderá levar o sistema diretamente

para a região de instabilidade, tornando o aumento da rotação ineficaz e impedindo a obtenção das condições previstas no projeto, conforme verificamos nas figuras 18A e 18B, a seguir:

No caso de salas limpas, isso pode implicar na não obtenção dos números de trocas requeridos pelos projetos, URS, guidelines ou regulamentações.

Embora soe bastante razoável, a escolha do rotor maior claramente levará o sistema muito próximo à instabilidade e, enquanto o rotor DN 400 permitiria elevar a pressão estática de 200 para 300 [mmca], o rotor DN



- Não esquecer as perdas devidas ao efeito do sistema tanto na sucção quanto na descarga do ventilador.
- Somar o diferencial da sala de maior pressão estática com relação à atmosfera
- Adotar os diferenciais de pressão para saturação final concomitante em todos os filtros.

Somando-se corretamente todas as perdas de carga associadas ao sistema, a seleção resultará um rotor menor que o da seleção com perdas parciais, embora de maior potência.

A tabela 2, a seguir, exemplifica uma metodologia para determinação da pressão estática total do ventilador:

Tabela 2 - Perda de Carga nas Singularidades do Sistema				
Dispositivo	$\Delta p$ [Pa]			
	Inicial	Final	Médio	Máximo
Duto de retorno	200	200	200	200
Filtragem grossa	50	200	125	200
Serpentina de resfriamento	200	200	200	200
Efeito do sistema na sucção	25	25	25	25
Efeito do sistema na descarga	75	75	75	75
Filtragem fina	200	500	350	500
Filtragem HEPA	180	500	340	500
Duto de insuflação	200	200	200	200
Ambiente	50	50	50	50
<b>Total</b>	<b>1180</b>	<b>1950</b>	<b>1565</b>	<b>1950</b>

Muitos fabricantes assumem o diferencial de pressão médio entre as condições iniciais e finais de saturação dos filtros durante sua seleção dos moto-ventiladores, informando como pressões disponíveis apenas as perdas de carga externas ao equipamento.

Isto resulta em menores potências instaladas e, se houver limitação inadequada das velocidades de descarga, resultará em uma seleção perigosamente próxima da zona de instabilidade, conforme discutido anteriormente.

Considerando-se limites adequados de velocidade de descarga em função das pressões estáticas totais dos ventiladores, estas seleções resultariam ventiladores menores, uma vez que maiores rotações disponibilizam simultaneamente maiores vazões e pressões, não resultando necessariamente em quaisquer alterações na pressão sonora produzida pelos ventiladores.

## FATORES DE CONVERSÃO

Especial cuidado deve ser dado durante a aplicação de fatores de conversão, para se evitar o subdimensionamento dos equipamentos:

$$1 \text{ mmH}_2\text{O} = 9,8065 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ mmHg} = 133,3224 \text{ Pa}$$

Sabemos que a pressão atmosférica total afeta a densidade do fluido e, por conseguinte, a pressão estática disponível no ventilador.

**Sendo a condição do ar padrão referida à altitude zero (nível do mar), qualquer elevação na altitude de**

**operação implicará na necessidade de aumento da rotação do ventilador, de forma a se obter a mesma pressão estática disponível requerida pelo sistema.**

Então, aplicando-se incorretamente os fatores de arredondamento na conversão de unidade de pressão estática requerida, utilizando fator 10 ao invés de 9,8065 para converter de Pascal para mmca, por exemplo, e arredondamentos inadequados na conversão da pressão atmosférica local de KPa para mmHg, obrigatoriamente será necessária a correção da rotação em campo.

Por exemplo:

A pressão barométrica para a altitude de São Paulo, que é de 803m no aeroporto de Congonhas, conforme a ABNT NBR 16401-1: 2008, e representa a maior parte da cidade, resultando em 92,04 kPa, ou 690,37 mmHg.

# ARTIGO TÉCNICO

Ao se arredondar para cima estamos considerando uma maior densidade do ar, produzindo subdimensionando.

Se também não for efetuada a correção da temperatura para se ajustar a densidade correta do ar, o erro se amplia.

E, embora pareça um pequeno erro, em sistema de alta pressão como os utilizados nos air handlers de uso farmacêutico, o simples arredondamento do fator de conversão de Pa para mmca, já introduz ~2% de erro na pressão.

Por exemplo, um sistema que requer pressão de 1800 Pa, resultando 183,6 mmca, com o arredondamento seria selecionado para apenas 180 mmca, ao invés dos 184 mmca requeridos.

Quando se somam todos os pequenos desvios na sequência do cálculo, o resultado quase sempre resulta em aumento da rotação no campo para compensar os erros no selecionamento.

E, como vimos anteriormente, já que a relação de potências varia ao cubo da relação de rotações, uma pequena diferença de 1% a 3% na rotação, irá levar a um aumento de 3,0% a 9,3% na potência. Consumindo praticamente a reserva usual de capacidade destinada ao provisionamento para os erros de montagem e para o desgaste natural que ocorrerá ao longo da vida útil do equipamento.

TERMINOLOGIA	[unidade]
<b>Vazão:</b> Volume deslocado por unidade de tempo	[m³/h]
<b>Pressão Dinâmica:</b> Energia cinética interna disponível no fluido, resultante da velocidade em que este se movimenta.	[Pa]
<b>Pressão Estática Relativa:</b> Energia potencial interna disponível no fluido relativa à pressão atmosférica local. Independe de seu estado de movimento (ou repouso).	[Pa]
<b>Pressão Total Relativa:</b> Somatória das pressões dinâmicas e estáticas disponíveis no fluido, relativa à pressão atmosférica local.	[Pa]
<b>Potência Absorvida:</b> Potência requerida na ponta do eixo do ventilador.	[kW; cv]
<b>Velocidade de descarga:</b> Velocidade média no bocal de descarga do ventilador. Afeta a potência sonora e efeito do sistema na descarga.	[m/s]
<b>Velocidade Periférica:</b> Velocidade no perímetro externo do rotor do ventilador. Afeta/define a classe construtiva da carcaça.	[m/s]
<b>Rendimento Mecânico:</b> Eficiência mecânica do conjunto moto-ventilador. Afeta a potência absorvida pelo ventilador.	[adimensional]

## FONTES DE CONSULTA

- 2012 ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment
- SMACNA – Programa de Educação Continuada – 1997
- Otam® - Boletim Técnico N° 10