

Conteúdo

1. Introdução	4
2. Fundamentos Teóricos	5
2.1 Ventiladores.....	5
2.2 Pressão total, dinâmica e estática.....	6
2.3 Curva característica.....	8
2.4 Outras curvas características.....	12
2.5 Leis de similaridade.....	14
2.6 Tubo de Pitot.....	15
3. Unidade de Estudo de Ventiladores	19
3.1 Considerações gerais.....	19
3.2 Características técnicas.....	20
3.3 Instalação.....	21
3.4 Posta em marcha.....	22
3.5 Parando a unidade.....	23
3.6 Inversor digital.....	24
3.7 Analisador de fase.....	25
4. Exercícios	26
4.1 Medida com tubo de Pitot.....	26
4.2 Curva característica do ventilador.....	28
4.3 Verificando leis de similaridade.....	30
4.4 Outros exercícios sugeridos.....	32
5. Padrões de Segurança	33

1. Introdução

Ventiladores são dispositivos que transferem energia para substâncias aeriformes, aumentando sua pressão e velocidade. São usados para sobrepujar baixas quedas de pressão (800 mm H₂O, no máximo). Para perdas de carga maiores usam-se compressores.

Muitos dos conceitos referentes a bombas podem também ser aplicados a ventiladores, com a diferença de que, ao contrário de líquidos, substâncias aeriformes são compressíveis.

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 Ventiladores

Essa seção fornece uma descrição geral de ventiladores, além de explicar as curvas características de ventiladores e sistemas.

Geralmente os ventiladores são classificados conforme seu tipo, classe, rotação, acoplamento, posição do motor, direção da descarga de ar e profundidade do rotor.

Entretanto, suas categorias principais incluem:

- ventiladores de hélice.
- ventiladores centrífugos.
- ventiladores especiais.

Os ventiladores de hélice são caracterizados pela sucção e descarga no mesmo eixo.

Ao contrário, nos ventiladores centrífugos a sucção e a descarga perfazem um ângulo de 90°.



Fig. 2.1.1 – Ventilador de hélice

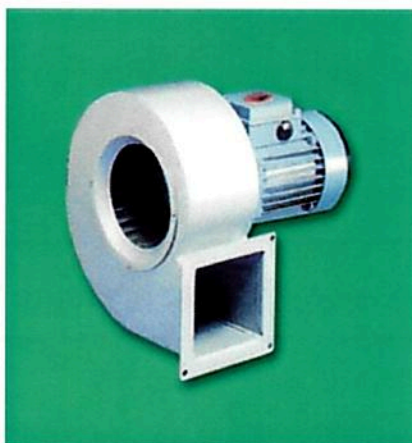


Fig. 2.1.2 – Ventilador centrífugo

2.2 Pressão total, dinâmica e estática

Uma substância aeriforme pode ser considerada incompressível apenas se sua velocidade for menor do que 30% da velocidade do som (300 m/s) – o que resulta aproximadamente 100 m/s.

Nessas condições, pode ser aplicada a equação de Bernoulli:

$$\frac{1}{2} \rho v_1^2 + \rho g h_1 + p_1 = \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \rho g h_2 + p_2$$

Se dois pontos estão à mesma altura ($h_1 = h_2$), essa equação se torna:

$$\frac{1}{2} \rho v_1^2 + p_1 = \frac{1}{2} \rho v_2^2 + p_2$$

ou, no caso de um único ponto (por exemplo, dentro de um tubo), essa equação assume a seguinte forma:

$$\frac{1}{2} \rho v^2 + p_s = p_t$$

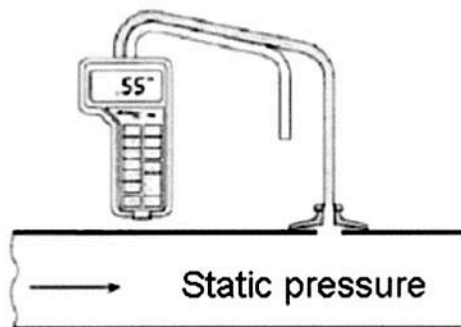
Portanto, a pressão total p_t é definida como a soma da pressão estática p_s e da pressão dinâmica p_v :

$$p_t = p_s + p_v$$

onde a pressão dinâmica é $p_v = \frac{1}{2} \rho v^2$.

A pressão dinâmica é provocada pelo movimento do fluido ($1/2 \rho v^2$), enquanto a pressão estática pode ser definida como a pressão que seria medida se o fluido estivesse em repouso.

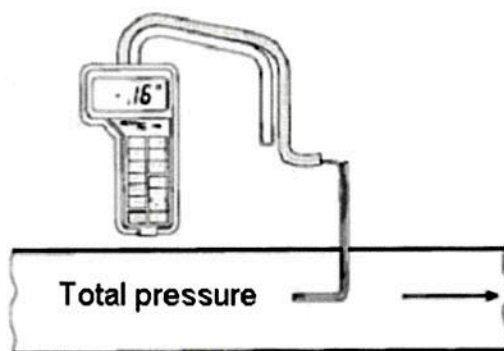
Conectando um instrumento de medida a um ponto de medida na parede da tubulação, é possível medir a pressão estática (de fato, a velocidade é igual a zero naquele ponto).



Pressão estática

Fig. 2.2.1 – Medida de pressão estática em um tubo estático

Conectando um instrumento de medida a um ponto de medida no meio da tubulação, é possível medir a pressão total (de fato, a velocidade não é igual a zero e a pressão estática é adicionada à pressão dinâmica naquele ponto).



Pressão total

Fig. 2.2.2 – Medida da pressão total em um tubo de impacto

Subtraindo a pressão estática da pressão total, obtém-se a pressão dinâmica. Essas considerações serão úteis nas próximas seções.

2.3 Curva característica

A curva característica de um ventilador é o gráfico da pressão estática vs. a vazão (do máximo valor de vazão até vazão nula).

Na verdade, a pressão estática é medida na descarga do ventilador, da vazão nula até a vazão máxima.

A densidade do ar, o tamanho da hélice e a velocidade do ventilador são geralmente representados nessa curva, e seus valores são constantes.

As curvas operacionais de ventiladores são determinadas experimentalmente, em testes de laboratório. Fabricantes e associações de controle como a AMCA estabeleceram procedimentos e padrões para esses testes. Esses padrões estabelecem que sejam testados toda a gama operacional de um ventilador, começando de vazão nula até a vazão máxima.

A pressão é medida na entrada ou na descarga. Essas medidas são então traduzidas matematicamente em vazão de ar e pressão do ventilador.

Geralmente o ventilador a ser testado é conectado a um dinamômetro que indica os valores de torque para cada ponto de operação, enquanto os valores de velocidade do ventilador são lidos simultaneamente.

Também são medidas as temperaturas de bulbo úmido e bulbo seco, bem como a pressão atmosférica, de modo que a densidade do ar pode ser calculada.

Em seguida esses valores (medidos e calculados) são processados para plotar as curvas do ventilador.

A curva de cada ventilador e duto é um gráfico da pressão requerida para mover o ar através do sistema e equilibrar a soma de todas as quedas de pressão devido aos vários componentes do sistema.

Cada ponto da curva corresponde a uma determinada certa pressão estática e a um determinado valor de vazão.

Um sistema fixo é um sistema que não passa por qualquer variação de resistência provocada pelo fechamento e abertura de válvulas, nem alterações nas condições dos filtros e bobinas, etc.

Em um sistema fixo, um aumento ou redução de sua resistência é devido apenas a um aumento ou redução da vazão, e essa variação ocorre ao longo da curva característica do sistema.

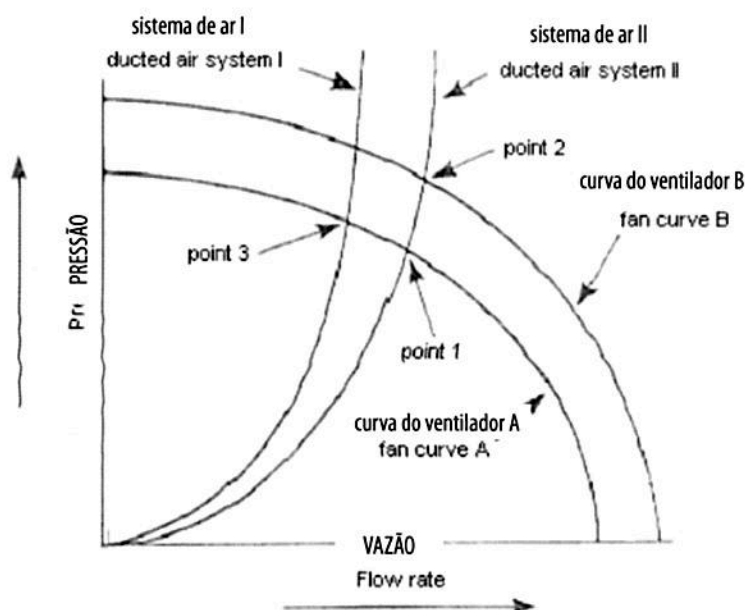


Fig. 2.3.1 – Curvas características

Cada sistema de dutos e cada ventilador tem suas próprias curvas, para determinado valor de vazão (fig. 2.3.1); a intersecção dessas curvas corresponde a um ponto de operação do ventilador.

Uma redução da pressão estática (resistência do sistema) provoca um aumento da vazão, e vice-versa.

A resistência do sistema (pressão estática) é proporcional ao quadrado da vazão:

$$\frac{p_{s1}}{p_{s2}} = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2$$

onde ps1 e ps2 são os valores da pressão estática correspondentes às vazões Q1 e Q2, respectivamente.

Assim, a curva do duto é do tipo parabólica, com o mínimo na origem dos eixos.

Na verdade, se um ponto em uma determinada curva do sistema está a 25 mmH₂O de pressão estática a uma vazão de 1000 m³/h, qualquer outro ponto da curva pode ser determinado pela equação anterior.

Por exemplo, um segundo ponto a 2000 m³/h terá uma pressão estática de 100 mmH₂O. Um terceiro ponto, correspondente à pressão de 3000 m³/h, terá pressão de 225 mmH₂O, etc.

Usando a equação anterior, é possível calcular a curva de operação de um ventilador e a curva do sistema, bem como qualquer alteração na velocidade do ventilador ou resistência do duto, além de representá-las graficamente.

Por exemplo, suponha que o ponto 1 da fig. 2.3.1 seja o ponto de operação de um ventilador com curva característica A em um sistema de dutos com curva 1.

A vazão pode ser aumentada ou reduzida apenas após uma variação física efetuada no sistema e dutos ou na velocidade do ventilador, ou em ambos os parâmetros.

Suponha uma variação de velocidade do ventilador: o ventilador operará em uma nova curva B, paralela à curva inicial.

Se o sistema de dutos não passar por variação, a curva também se manterá inalterada. Consequentemente, um aumento na velocidade do ventilador leva a um novo ponto de operação (ponto 2) caracterizado por uma vazão e pressão estática maiores.

Ao contrário, se a variação da vazão for devida a uma variação no sistema de dutos, a redução ou o aumento da resistência do sistema (por exemplo, ao abrir ou fechar uma válvula principal) levará o sistema a uma nova curva de operação, enquanto a curva do ventilador permanecerá inalterada.

Na figura, se o ponto de operação era o ponto 1, a resistência do sistema aumenta após a válvula principal ser fechada e uma nova curva (II) é plotada. Agora o ponto de operação do ventilador é o ponto 3, caracterizado por uma vazão menor e por uma pressão estática maior.

As medidas reais de pressão dos ventiladores nem sempre coincidem com a curva característica: frequentemente são detectadas diferenças.

Isso é parcialmente devido à dificuldade de encontrar pontos de teste válidos no ventilador. Por exemplo, se os dutos de entrada e saída de um ventilador não estão instalados nem desenhados perfeitamente, eles podem provocar uma alteração nas características aerodinâmicas do ventilador. Essas condições, também chamadas "efeito do sistema", reduzem o desempenho dos ventiladores.

um duto de saída não pode ser mais largo do que 107,5%, nem mais estreito do que 87,5%, com respeito à seção de saída do ventilador, resulta em uma redução ou eliminação do "efeito do sistema". Esse padrão também considera a graduação na variação da seção de junção com o sistema de dutos, que não deve superar 15% para variações convergentes e 7% para variações divergentes.

Uma vez que o perfil de velocidades não é uniforme na saída de um ventilador, um determinado comprimento de duto reto é necessário para obter uma distribuição uniforme de fluxo de ar.

O duto de saída, incluindo o duto de junção, deve ter um comprimento de ao menos um diâmetro de duto por cada 5 m/s de velocidade do ar, com um comprimento mínimo correspondente a 2,5 diâmetros.

Por exemplo, um ventilador com velocidade de saída de 7,5 m/s necessita de um comprimento de duto reto correspondente a 2,5 diâmetros, enquanto um ventilador com velocidade de saída de 15 m/s necessita de um duto reto de comprimento correspondente a 3 diâmetros.

Aplicando o padrão 210 da AMCA, que estabelece que um duto de entrada não deve ser mais largo do que 112,5%, nem mais estreito do que 92,5% da seção de entrada do ventilador, é possível eliminar ou reduzir o "efeito do sistema" devido às condições de entrada. Com relação à inclinação do encaixe da tubulação de entrada, essa inclinação não deve ser maior do que 15%, para variações convergentes, nem maior do que 7%, para variações divergentes.

O duto de entrada ou a entrada do ventilador deve ser chanfrada ou arredondada, um duto de entrada convergente cônico e uma flange achatada ao final do duto, para reduzir as perdas na entrada do ventilador. Qualquer cotovelo na entrada provocará uma distribuição de ar desigual ou turbulenta à hélice do ventilador. A adição de comprimentos de duto reto e de defletores direcionais também pode reduzir as perdas.

Uma das principais causas de redução de desempenho do ventilador é um problema do duto de entrada que induz uma rotação do ar na direção da rotação do ventilador, ou na direção oposta. Ao instalar defletores direcionais, divisores de fluxo ou retificadores, as condições de entrada são melhoradas.

O desempenho do ventilador também será reduzido quando o espaço entre a entrada e a carcaça do ventilador for muito pequeno.

Dimensionar um comprimento correspondente a pelo menos metade do diâmetro do rotor do ventilador, entre a carcaça do ventilador e a entrada.

2.4 Outras curvas características

A determinação dos valores da potência de saída do motor para cada condição de operação, simultaneamente, além da curva de potência/altura de descarga, permite graficar a curva de potência (N) versus a vazão (Q).

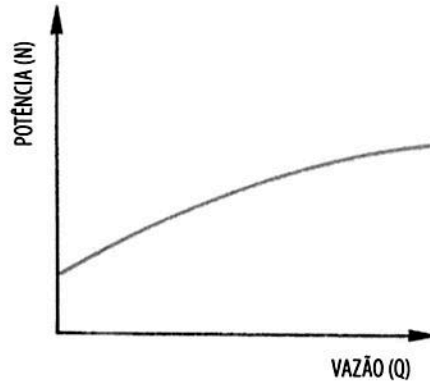


Fig. 2.3.2 – Curva de potência/vazão

A eficiência (rendimento) η do ventilador é definida como a razão entre a potência útil N_u e a potência absorvida N_a :

$$\eta = \frac{N_u}{N_a}$$

N_u é a potência realmente transferida ao fluido, e é certamente menor do que a potência fornecida N_a . Ela pode ser calculada como segue:

$$N_u = Q \times H \times \rho \times g$$

onde Q é a vazão em m³/s, H é a altura de descarga em mH₂O, ρ é a densidade em kg/m³, e g é a aceleração da gravidade.

Avaliando a eficiência para cada condição de operação permite obter a curva eficiência vs. vazão.

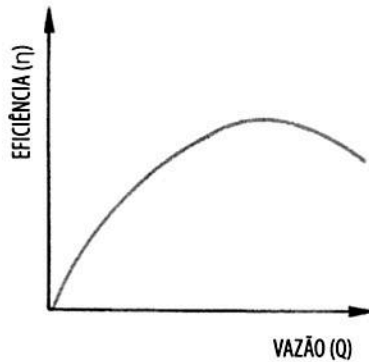


Fig. 2.3.3 – Curva de eficiência/vazão

A eficiência é igual a zero quando a vazão é igual a zero (pressão máxima), e tenderá novamente a zero quando a vazão for aumentada até seu valor máximo.

Graficando a curva de vazão/pressão para diferentes valores de rpm do motor, obtém-se o seguinte gráfico:

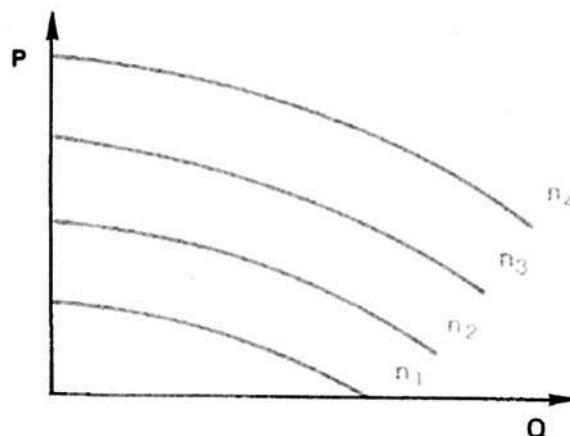


Fig. 2.3.4 – Curvas de pressão/vazão com $n_1 < n_2 < n_3 < n_4$

À medida que o valor de rpm aumenta, a curva característica se move para cima, pois, para uma mesma vazão, a pressão sobe.

Juntando os pontos de operação com eficiências iguais nas curvas indicadas acima, podem-se obter curvas de isoeffiência.

2.5 Leis de similaridade

Leis de similaridade também podem ser aplicadas, dentro de certos limites, a ventiladores e a bombas centrífugas; elas estão indicadas a seguir.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

A vazão é diretamente proporcional à velocidade de rotação, ou seja, ao diâmetro do rotor.

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

A pressão é proporcional ao quadrado da velocidade de rotação, ou seja, ao quadrado do diâmetro do rotor.

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

A potência absorvida é proporcional ao cubo da velocidade de rotação, ou seja, ao cubo do diâmetro do rotor.

2.6 Tubo de Pitot

O tubo de Pitot consiste principalmente de um tubo aberto em forma de L, com uma extremidade submersa no fluido de medida (com o eixo alinhado paralelamente ao fluxo de ar, e a boca arranjada em contracorrente), e a outra extremidade posta verticalmente, comunicando-se com a atmosfera.

A parte vertical do tubo é dotada de uma escala graduada que permite medir a coluna de fluido criada dentro do tubo, acima da superfície livre do mesmo fluido (Fig. 2.4.1).

Desprezando coeficientes devido a perdas de carga inevitáveis, para simplificar, é possível estabelecer que esse aumento (h) dentro do tubo de Pitot depende da velocidade do fluido:

$$h = \frac{1}{2} \frac{v^2}{g}$$

De fato, a velocidade do fluxo é determinada pela seguinte fórmula:

$$v = k\sqrt{2gh}$$

onde k é uma constante que depende da geometria do tubo de Pitot, h é a altura do fluido no tubo no tubo com relação à superfície líquida, e g = 9,81 m/s².

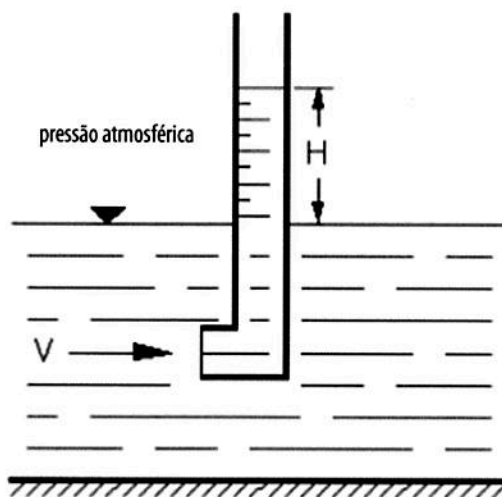


Fig. 2.4.1

Se essas considerações forem aplicadas a um fluido fluindo por um duto sob pressão (Fig. 2.4.2), a subida do fluido dentro do tubo de Pitot será devido à soma da pressão estática (altura h) e da pressão total na entrada do tubo de Pitot (altura H).

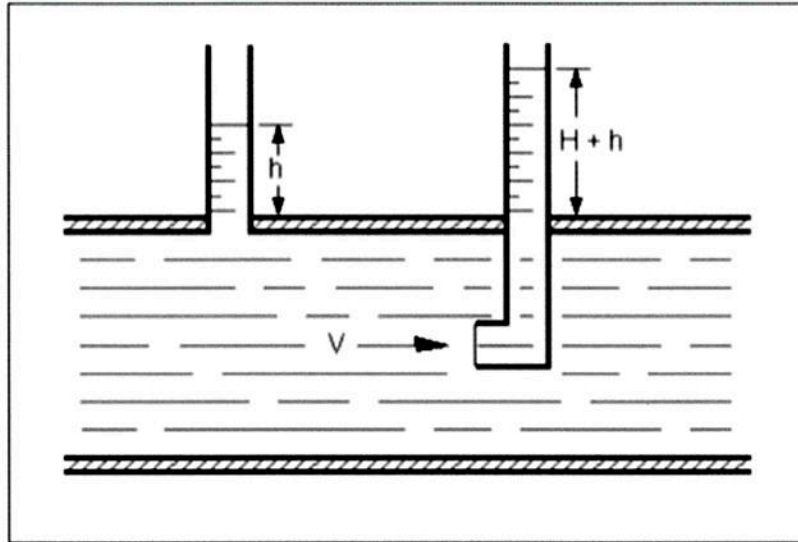


Fig. 2.4.2

Usando outro tubo de medida inserido na parede do duto examinado (de modo que fique exatamente em frente ao duto) permite medir a elevação devida apenas à pressão estática (altura h), denominada elevação estática.

Conectando ao tubo de Pitot e ao tubo de medida estática um sistema de medida de pressão diferencial, é possível detectar uma grandeza diretamente proporcional à velocidade do fluido de medida.

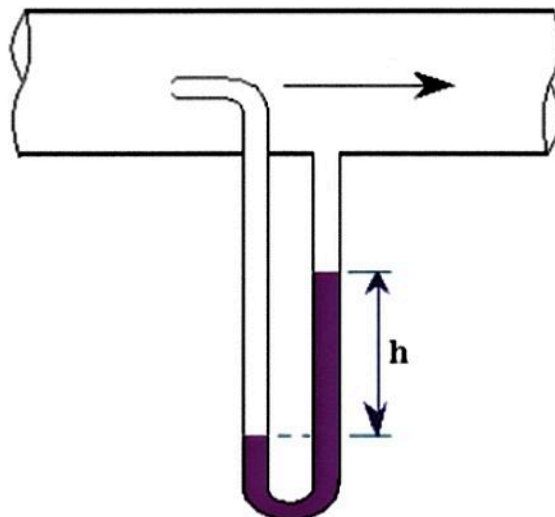


Fig. 2.4.3 – Medindo velocidade com tubo de Pitot

Em particular, se o fluido for incompressível (um líquido ou fluido aeriforme em condições que permitam aplicar a equação de Bernoulli), a velocidade pode ser determinada pela seguinte equação:

$$v = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

Mas, como fatores geométricos referentes ao tubo de Pitot e erros devidos a imperfeições (rebarbas, cavacos, etc.) precisam ser considerados, a equação anterior é reescrita da seguinte maneira:

$$v = k \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

onde k é um fator que é determinado experimentalmente.

Esse fator também leva em consideração que, como o elemento de impacto do tubo de Pitot é arranjado no meio do tubo, ele medirá a maior velocidade. Na verdade, o tubo de Pitot é calibrado, por simplicidade, por outro instrumento de medida, tal como um anemômetro eletrônico.

Evidentemente, o valor de velocidade dependerá no valor de densidade usado, ou seja, das condições de referência (temperatura e pressão atmosférica).

Usando a densidade do ar nas condições padrão, obtém-se a velocidade padrão.

As equações indicadas abaixo podem ser úteis:

$$\frac{v_1}{v_2} = \sqrt{\frac{\rho_2}{\rho_1}}$$

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{T_2 P_1}{T_1 P_2}$$

P1 e P2 são os valores de pressão atmosférica em condições diferentes.

Tubos de Pitot são usados para medidas de velocidades na faixa de 4 a 70 m/s. De fato, a pressão diferencial não pode ser medida facilmente abaixo de 4 m/s, enquanto as condições para aplicar a equação de Bernoulli não são satisfeitas acima de 70 m/s (a equação se torna mais complexa porque um fator de compressibilidade precisa ser inserido).

A hélice de ventiladores centrífugos consiste de um disco com algumas pás fixas em sua circunferência; o disco gira dentro e uma carcaça similar à de bombas centrífugas.

FUN/EV – Sistema de Estudo de Ventilador

As pás podem ser de ação ou de reação. Como no caso das bombas centrífugas, o vetor velocidade resultante é maior com pás de ação do que com pás de reação.

Consequentemente, podem-se obter altas alturas de elevação de descarga com pás de ação.

Pás de reação são usadas preferencialmente quando são necessárias baixas alturas de descarga, porque a potência máxima absorvida coincide com a zona de eficiência máxima.

Há também ventiladores com pás direitas; elas são geralmente usadas para transportar substâncias aeriformes com suspensões.

TABELA 1 – Características do ar seco à pressão de 1 atm.

Temperatura		Densidade	Viscosidade dinâmica
T		ρ	$\mu \cdot 10^6$
°C	K	kg/m ³	Ns/m ²
-180	93.15	3.720	6.472
-150	123.15	2.780	8.591
-100	173.15	1.948	11.866
-50	223.15	1.534	14.808
-20	253.15	1.365	16.279
0	273.15	1.252	17.456
10	283.15	1.206	17.848
20	293.15	1.164	18.240
30	303.15	1.127	18.682
40	313.15	1.092	19.123
50	323.15	1.057	19.515
60	333.15	1.025	19.907
70	343.15	0.996	20.398
80	353.15	0.968	20.790
90	363.15	0.942	21.231
100	373.15	0.916	21.673
120	393.15	0.870	22.555
140	413.15	0.827	23.340
150	423.15	0.810	23.732
160	433.15	0.789	24.124
180	453.15	0.755	24.909
200	473.15	0.723	25.693
250	523.15	0.653	27.557
300	573.15	0.596	29.322

3. Unidade de Estudo de Ventiladores

3.1 Considerações gerais

Essa unidade consiste de um ventilador centrífugo equipado com dutos de entrada e descarga cilíndricos.

O duto de entrada é dotado de um ponto de tomada de pressão estática conectado a um manômetro de queda de pressão de água, com um sensor de temperatura e com uma válvula de fechamento (para variar as características do duto).

O duto de descarga é dotado de um ponto de tomada de pressão estática conectado a um manômetro de queda de pressão de água, com um tubo de Pitot conectado com um micromanômetro, com um sensor de temperatura e válvula de fechamento de ar.

A velocidade do motor pode ser variada continuamente graças a um inversor digital, onde se pode ler também o valor de rpm.

Um analisador de fase digital indica os valores de V, A e W referentes ao motor.

3.2 Características técnicas

- Estrutura de aço inox AISI 304
- Ventilador centrífugo – símbolo P1:
 - Motor monofásico autoventilado, montado em rolamentos, P = 950 W, A = 4,7
 - Vazão máxima: 1340 m³/h.
 - Pressão máxima: 80 mmH₂O.
 - Proteção IP44.
 - Temperatura máxima do ar de entrada: 40 °C.
 - Hélice de aço galvanizado, pontas das pás entortadas para frente.
 - Estrutura com parafuso sem fim de aço pintado com resina epóxi.
- Dutos de sucção e de descarga de Perspex transparente.
- 2 sensores de temperatura com mostrador digital – símbolos T11 e T12.
- 2 manômetros de pressão de vidro com base metálica, faixa de 200 a 0 a 200 mm – símbolos P11 e P12.
- Micromanômetro de vidro, faixa de 0 a 100 mm – símbolo Pd11.
- Anemômetro digital portátil, faixa de 0,4 a 30 m/s e precisão de ±2%.
- 2 válvulas de ar ajustáveis, de aço inox AISI 304.
- Inversor digital para potências até 1,1 kW.
- Analisador de fase digital.
- Caixa de distribuição com proteção IP55, incluindo interruptor diferencial automático e botão de iniciar/parar.

3.3 Instalação

- Posicione a unidade em uma bancada firme de tamanho apropriado.
- Conecte a unidade à rede elétrica, 230 V, P = 1,2 kW.

3.4 Posta em marcha

- Ligue o interruptor diferencial automático.
- Coloque o seletor do ventilador P1 na posição 1.
- Varie o rpm ou a frequência do motor usando o potenciômetro apropriado.
- Leia o rpm ou a frequência no mostrador do inversor (veja a próxima seção).
- Varie as características do duto, ajustando a válvula de entrada ou descarga de ar.
- Leia a pressão diferencial correspondente ao tubo de Pitot, no micromanômetro.
- Leia a pressão estática de descarga no manômetro de pressão P11; três diferentes pontos de medida podem ser selecionados ao longo do cano de descarga, regulando as válvulas apropriadas.
- Leia a pressão estática de entrada no manômetro de pressão P12.
- Leia as temperaturas de entrada e de descarga nos termômetros T11 e T12.

3.5 Parando a unidade

- Reinicie o rpm ou a frequência do motor, regulando o potenciômetro apropriado.
- Coloque o seletor do ventilador P1 na posição 1.
- Desconecte o interruptor diferencial automático.

3.6 Inversor digital

Um inversor digital permite variar a frequência do motor e consequentemente seu rpm, continuamente.

Quando ligado, o inversor fica no modo monitor, de modo que o menu D fica ativo, permitindo ler os valores adquiridos pelas várias grandezas.

Efetuando as operações indicadas abaixo, pode-se ler a velocidade no mostrador:

- Aperte o botão M no painel frontal do inversor.
- Selecione código D – 05 (velocidade de saída) apertando as teclas ▲ ▼

Efetuando as operações indicadas abaixo, pode-se ler a frequência no mostrador:

- Aperte o botão M no painel frontal do inversor
- Selecione código D – 00 (frequência de saída) apertando as teclas ▲ ▼

3.7 Analisador de fase

As grandezas de interesse que podem ser medidas por um analisador de fase são:

- V, A, $\cos\varphi$ (fator de potência), kW, Var, Hz.

Pressionando o botão PAGE, podem-se selecionar 3 páginas:

- Página 1:
 - medidas principais de um sistema monofásico: V, A, $\cos\varphi$ (fator de potência) e W.
- Página 2:
 - medidas secundárias de um sistema monofásico: Var, VA e Hz.
- Página 3:
 - medidas de meio de um sistema monofásico: Var, VA, tempo de integração e W.

4. Exercícios

4.1 Medida com tubo de Pitot

Como foi explicado na parte teórica, a velocidade em um tubo de Pitot é determinada pela seguinte fórmula:

$$v = k \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

Combinando o termo $\sqrt{(2/\rho)}$ com a constante, obtém-se a seguinte equação:

$$v = K\sqrt{\Delta p}$$

onde $k\sqrt{2/\rho}$.

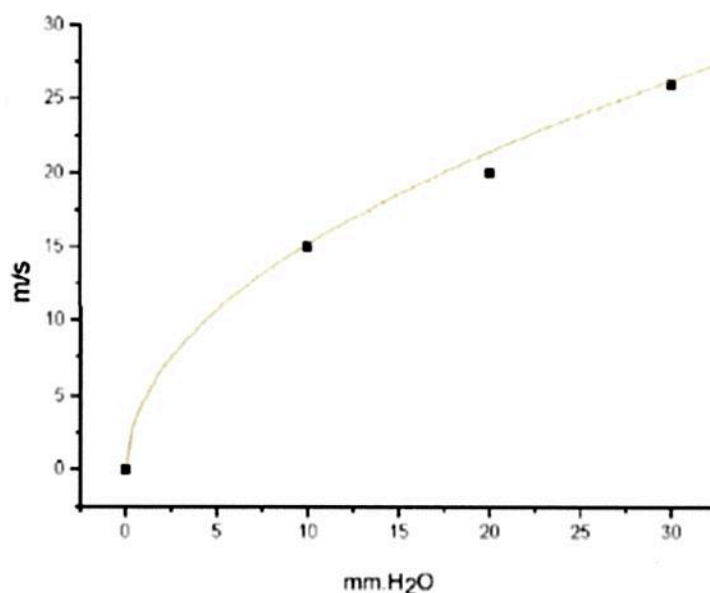
Então, sendo o rpm constante, meça velocidades (no anemômetro portátil) a diferentes valores de vazão (fechando a válvula de ar progressivamente), detectando a pressão diferencial (no micromanômetro).

Claro que essa "calibração" é válida à temperatura de 19 °C; a outras temperaturas, o valor de velocidade será corrigido conforme a variação da densidade do ar.

Entretanto, convém observar que a densidade do ar varia apenas cerca de 3%, de 20 a 30 °C, por exemplo.

RPM = 2.800 rpm		
Pressão diferencial	Velocidade teórica $v = k \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$	Anemômetro
mm H ₂ O	m/s	m/s
0	0	0.00
10	12.3	15.12
20	17.4	20.35
30	21.0	26.20

Graficando a velocidade detectada pelo anemômetro versus a pressão diferencial e interpolando os pontos obtidos com a função $y=K\sqrt{x}$ (com o método dos mínimos quadrados), obtém-se a seguinte curva:



com $K = 4.8$.

Então é possível escrever:

$$v = 4.8\sqrt{\Delta p}$$

Ou seja, depois que a pressão diferencial foi medida (em mm H₂O) no micro-manômetro, a velocidade pode ser determinada diretamente.

Por exemplo, se $\Delta p = 34$ mmH₂O; $v = 4.8\sqrt{34} = 27,99$ m/s, valor muito próximo ao medido pelo anemômetro eletrônico (27,28 m/s).

Se se deseja aplicar uma interpolação linear, é suficiente linearizar a função usando logaritmos:

$$v = K\sqrt{\Delta p}$$

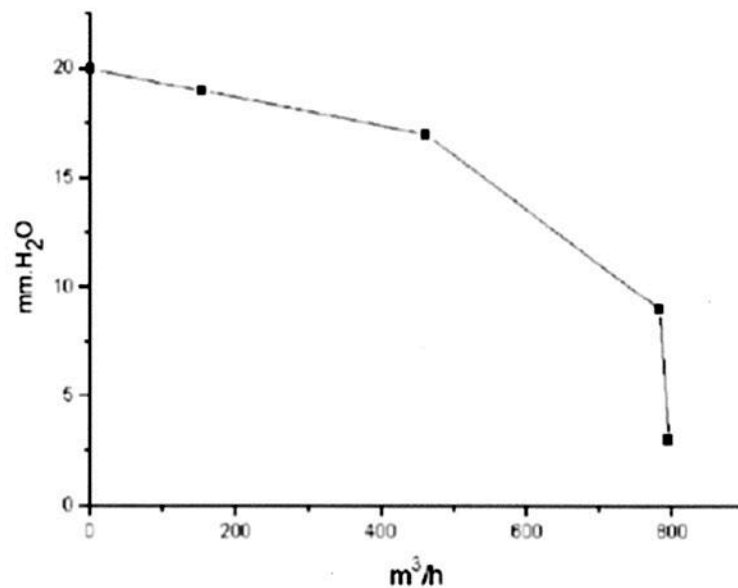
$$\ln v = \ln K + \frac{1}{2} \ln \Delta p$$

Nesse caso, pode ser traçado um gráfico com o logaritmo da velocidade versus o logaritmo da pressão diferencial; a linha reta de mínimos quadrados intercepta o eixo y no ponto igual a $\ln K$, de onde se pode extrair o valor de K.

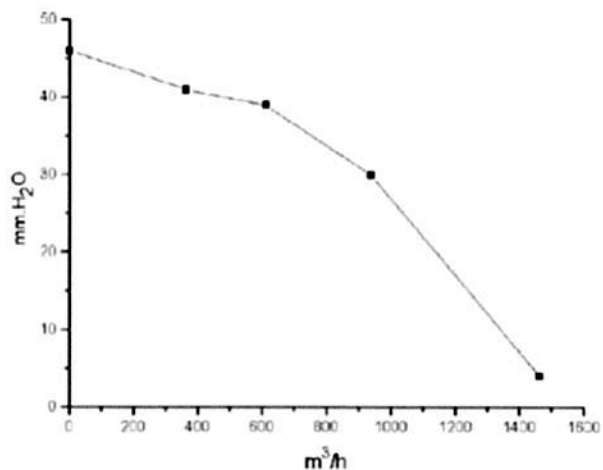
4.2 Curva característica do ventilador

- Medida da pressão estática (a rpm constante) versus a variação da vazão (feche a válvula de ar progressivamente).
- Diâmetro do duto = 0,144 m.
- Seção = 0,0162 m².
- Vazão = seção x velocidade.

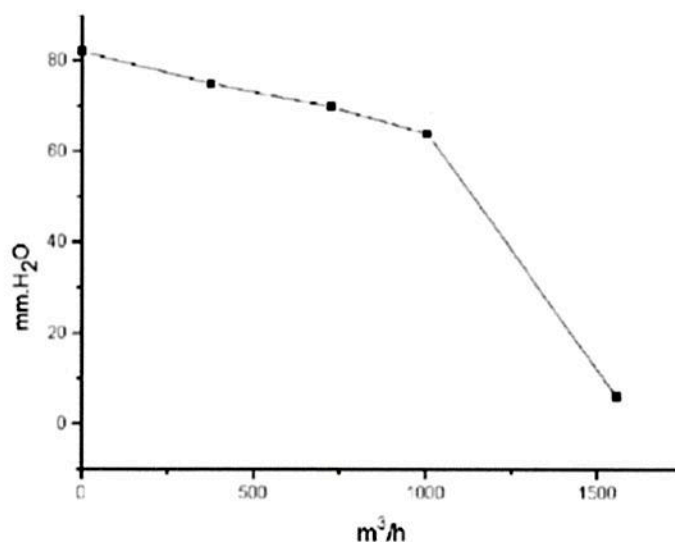
1.400 rpm		
mm H ₂ O	m/s	m ³ /h
3	13.62	794.3
9	13.40	781.5
17	7.9	460.7
19	2.61	152.2
20	0	0



2.100 rpm		
mm H ₂ O	m/s	m ³ /h
4	25.10	1463.8
30	16.07	937.2
39	10.50	612.4
41	6.22	362.8
46	0	0



2.800 rpm		
mm H ₂ O	m/s	m ³ /h
6	29.69	1556.6
64	17.22	1004.3
70	12.45	726.1
75	6.43	375.0
82	0	0



Como se pode observar, a curva característica ascende à medida que as revoluções por minuto aumentam; a pressão máxima é alcançada quando a vazão for igual a zero (toda a energia é convertida em pressão estática), ou seja, com a válvula de ar fechada, ao passo que a pressão atinge seu mínimo à vazão máxima (a maior parte da energia é usada para manter o ar em movimento).

4.3 verificando leis de similaridade

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

A vazão é diretamente proporcional à velocidade de rotação, ou seja, ao diâmetro do rotor.

Como a velocidade v é diretamente proporcional à vazão, é possível escrever a seguinte equação:

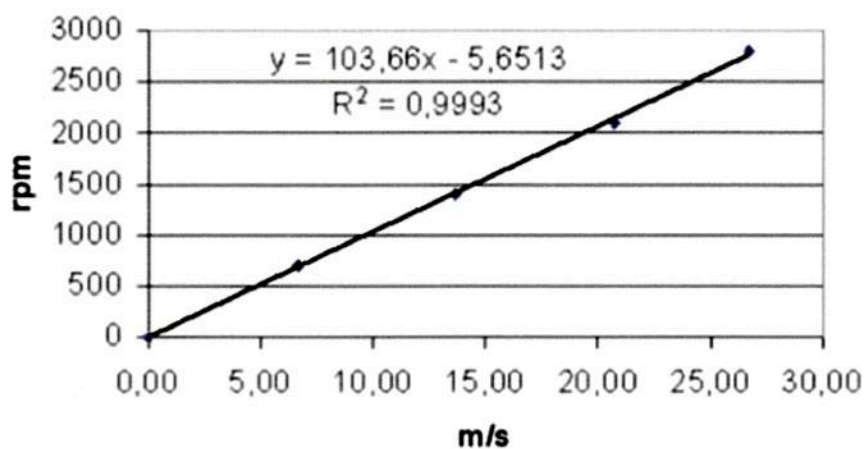
$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Então meça a velocidade do ar dentro de um duto à medida que varia o rpm (válvula de ar aberta).

rpm	m/s
0	0
700	6.69
1400	13.66
2100	20.73
2800	26.72

Colocando esses dados em um gráfico e interpolando-os, observa-se que a relação é perfeitamente linear, ou seja, se o rpm dobra, a velocidade também dobra.

RPM vs speed



RPM vs velocidade

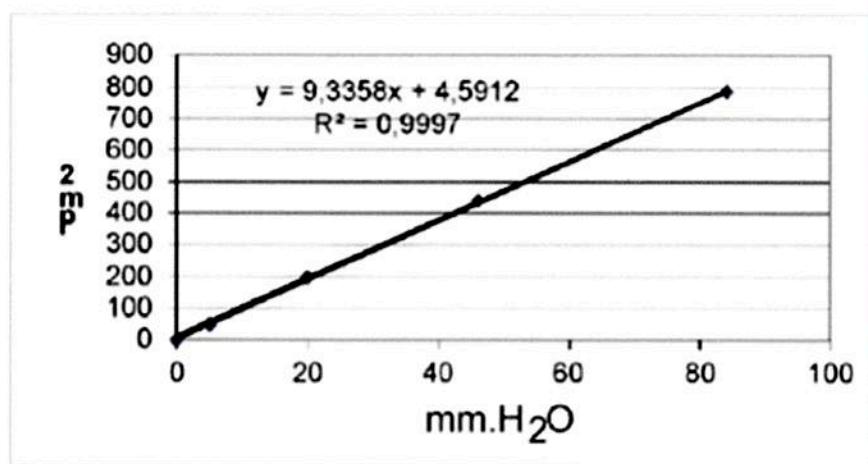
$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

A pressão estática é diretamente proporcional ao quadrado da velocidade de rotação, ou seja, ao diâmetro do rotor.

Meça a pressão estática no duto à medida que varia o rpm (válvula de ar aberta).

mm H ₂ O	rpm	rpm ² x 10 ⁴
0	0	0
5	700	49
20	1400	196
46	2100	441
84	2800	784

Colocando esses dados em um gráfico (rpm² vs. pressão) e interpolando-os, observa-se que a relação é perfeitamente linear.



4.4 Outros exercícios sugeridos

- Faça um gráfico da curva do sistema juntamente com a curva característica do ventilador e localize o ponto de operação (intersecção das duas curvas).
- Determine a relação entre a potência absorvida e o rpm do motor.
- Determine as curvas de isoeffiência do ventilador, ou sua eficiência em diferentes condições de operação.
- Esboce uma tabela de conversão velocidade/vazão, e coloque em um gráfico (é útil em exercícios)
- Determine o perfil de velocidades versus a distancia do duto à parede, para diferentes valores de vazão.

5. Padrões de Segurança

- Antes de proceder qualquer operação de manutenção, desconecte a unidade da rede elétrica.
- Antes de abrir a caixa de distribuição, corte a voltagem.
- NUNCA use a unidade sem os dutos de entrada e de descarga.

DIDATECH

Avenida Jabaquara 3.060 – conjunto 207
São Paulo – SP
CEP 04046-500

Tel. 11 5574 -7000
Fax. 11 5084 -3422
e-mail. didatech@didatech.com.br
site. www.didatech.com.br