

CAPÍTULO 10

SELEÇÃO E CONSTRUÇÃO DE VENTILADORES

Juarez de Sousa e Silva
Evandro de Castro Melo
Francisco de Assis Carvalho Pinto

1. INTRODUÇÃO

Na secagem, na aeração de grãos e nos sistemas que usam ventilação forçada, como as máquinas de separação, de limpeza e de transporte, há necessidade de um componente para criar um gradiente energético que promova o movimento do ar através dos elementos do sistema e do produto. Na secagem de grãos, o ar carrega a água evaporada do produto para fora do secador. Já na aeração, a função do ar é de apenas esfriar a massa de grãos, embora, às vezes, carreando uma pequena quantidade de água evaporada (capítulo 11 – Aeração de Grãos Armazenados).

Os ventiladores são máquinas que, por meio da rotação de um rotor provido de pás adequadamente distribuídas e acionado por um motor, permitem transformar a energia mecânica do rotor em formas de energia potencial de pressão e energia cinética. Graças à energia adquirida, o ar torna-se capaz de vencer as resistências oferecidas pelo sistema de distribuição e pela massa de grãos, podendo assim realizar a secagem, o resfriamento, a separação, a limpeza e o transporte do produto.

Neste capítulo serão apresentados os princípios básicos para o entendimento, o procedimento recomendado para a escolha de um ventilador, a seqüência dos cálculos e os detalhes para a construção de um ventilador centrífugo simples, que pode ser usado em vários tipos de secadores e sistemas de aeração.

2. CLASSIFICAÇÃO

Há diversos critérios para classificar os ventiladores. Serão mencionados os mais utilizados nas áreas de abrangência deste livro:

a) Segundo o nível energético de pressão que estabelecem, os ventiladores podem ser:

- **baixa pressão:** até 2,0 kPa (200 mmCA);
- **média pressão:** entre 2,0 e 8,0 kPa (200 a 800 mmCA);
- **alta pressão:** entre 8,0 e 25 kPa (800 a 2.500 mmCA); e
- **turbo-compressores:** acima de 25 kPa (2.500 mmCA).

Os ventiladores usados nas operações de secagem, limpeza, separação, classificação, aeração e transporte dos produtos agrícolas são, no máximo, de média pressão.

b) Segundo a modalidade construtiva:

- **centrífugos**: nesta modalidade de ventilador o ar entra na caixa, ou voluta, paralelamente ao eixo motor e é descarregado perpendicularmente à direção de entrada do ar (Figura 1a). O rotor pode ser fabricado com as pás curvadas para trás, para frente ou radiais, com pás retas (Figura 2); e
- **axiais**: o rotor se assemelha a uma hélice. O ar entra e sai do ventilador paralelamente ao eixo deste (Figura 1b).

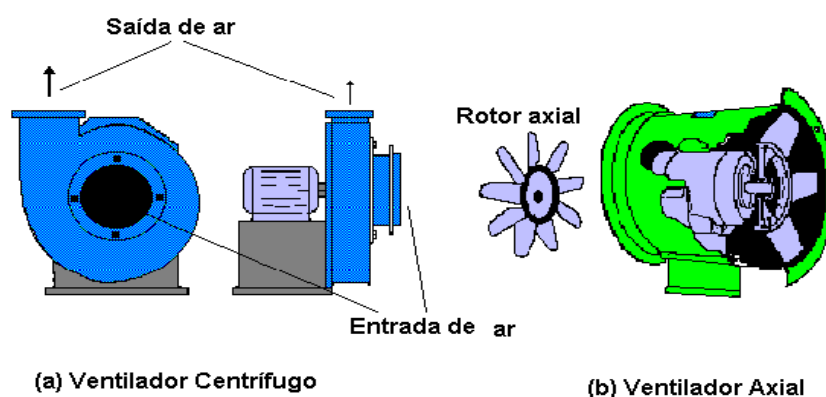


Figura 1 - Tipos de ventiladores usados no pré-processamento de produtos agrícolas.

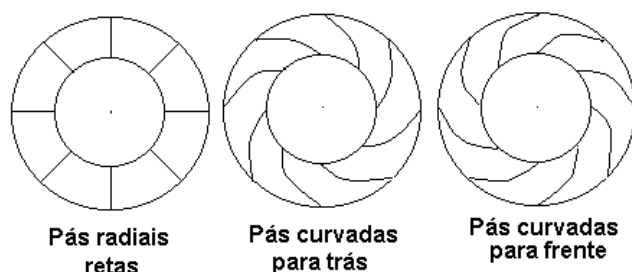


Figura 2 - Formas das pás dos ventiladores centrífugos.

3. USO DOS VENTILADORES NA SECAGEM

Como visto em capítulos anteriores, existem duas maneiras para reduzir o tempo consumido na secagem de produtos agrícolas:

- aumentando a vazão de ar que passa através do produto, aumenta-se a quantidade de água evaporada, ou seja, a velocidade de secagem, até certo ponto, é proporcional ao fluxo de ar; e
- aumentando-se a temperatura do ar de secagem, a capacidade do ar em absorver água é aumentada, isto é, aumenta-se o seu potencial de secagem.

Em sistemas de secagem que usam baixas temperaturas, a secagem deve acontecer em um tempo tal que não predisponha à deterioração as camadas superiores da massa de grãos. A utilização de uma fonte auxiliar de calor para aquecimento do ar de secagem pode inviabilizar economicamente esses sistemas, bem como provocar supersecagem do produto. Assim, o cálculo do fluxo de ar e a utilização de ventilador adequado são o modo mais prático e eficiente para se controlar o tempo de secagem.

4. GRANDEZAS CARACTERÍSTICAS

Existem certas grandezas importantes para o funcionamento e para o desempenho dos ventiladores. Com uma combinação adequada dessas grandezas, é possível escolher corretamente o melhor tipo de ventilador para determinadas condições de operação. Por caracterizarem as condições de funcionamento do ventilador, essas grandezas são conhecidas como Grandezas Características. São elas:

- número de rotações por minuto, n , ou a velocidade angular (radianos por segundo);
- diâmetro de saída do rotor, D ;
- vazão, Q ;
- altura de elevação (útil, total de elevação e motriz);
- potências (útil, total de elevação e motriz); e
- rendimentos (hidráulico, mecânico e total).

4.1. Altura de Elevação

A altura de elevação representa o desnível energético entre dois pontos e é expressa em altura de coluna fluida. A altura total de elevação, **Ht**, é a energia total cedida pelo rotor do ventilador ao ar. Uma parte desta energia, h , perde-se no próprio ventilador por atrito e turbilhonamento (perdas hidráulicas). Com isso, a altura útil, **H**, é definida por: **H = Ht - h**, ou seja, a energia adquirida pelo fluido durante sua passagem através do ventilador.

A altura motriz de elevação, **Hm**, é a energia mecânica fornecida pelo eixo do motor. Como toda esta energia não é aproveitada pelo rotor para transferir ao ar a energia **Ht**, uma parte dela se perde sob a forma de perdas mecânicas, **Hp**, nos mancais e na transmissão por correia. Assim, pode-se escrever:

$$H_m = H_t + H_p$$

4.2. Potências

A potência é a energia fornecida para efetuar trabalho na unidade de tempo. Portanto, a cada altura de elevação existe uma potência com a mesma designação:

- Potência Útil, **Nu** - é a potência adquirida pelo ar durante sua passagem pelo ventilador;

- Potência Total de Elevação, N_t , - é a potência fornecida ao ar pelas pás do rotor; e
- Potência Motriz, Mecânica ou Efetiva, N_m , ou ainda "Brake Horse-Power" (BHP) - é a potência fornecida pelo motor ao eixo do ventilador.

A potência de um fluido é dada pela equação 1:

$$N = p_e \cdot Q \cdot H \quad \text{eq.1}$$

em que

N - potência (útil, total ou motriz), Watts;

p_e - peso específico do fluido, N/m^3 ;

Q - vazão do fluido, m^3/s ; e

H - altura de elevação (útil, total ou motriz), metro de coluna de fluido.

Tem-se ainda que

$$H = (\text{pressão } (N/m^2)) / \text{peso específico } (N/m^3) \quad \text{eq.2}$$

4.3. Rendimentos

Rendimento é a relação entre potência aproveitada e fornecida. No caso dos ventiladores, têm-se:

Rendimento hidráulico

$$R_h = N_u / N_t \quad \text{eq.3}$$

Rendimento mecânico

$$R_m = N_t / N_m \quad \text{eq.4}$$

Rendimento total = mecânico x hidráulico

$$R_t = N_u / N_m = \eta \quad \text{eq.5}$$

Rendimento volumétrico

$$R_v = Q / (Q + Q_f) \quad \text{eq.6}$$

em que

Q - volume de fluido realmente deslocado pela ação do ventilador;

Q_f - volume do fluido que fica continuamente circulando no interior do ventilador, denominada vazão de fugas.

5. ESPECIFICAÇÃO DOS VENTILADORES

Os ventiladores são especificados segundo a vazão de ar fornecida (**Q**) e a pressão total aplicada ao ar (**H**). A vazão é determinada em função do tempo de operação. A pressão total aplicada ao ar indica a energia total recebida pelo ar e graças a ela é que o ar pode escoar ao longo de tubulações ou dutos e vencer as resistências oferecidas pelas chapas perfuradas e pela camada do produto (capítulo 11 – Aeração de Grãos Armazenados). A pressão total pode, então, ser dividida em duas parcelas, ou seja, pressão estática (**He**) e pressão dinâmica (**Hd**):

$$H = H_e + H_d \quad \text{eq.7}$$

Ao se mencionar potência do ventilador nos catálogos dos fabricantes, normalmente se está referindo à potência motriz:

$$Nm = p_e \cdot Q \cdot H_m = (p_e \cdot Q \cdot H) / Rt \quad \text{eq.8}$$

Entrando com **Q** em m³/min, expressando **H** em mmCA e considerando o peso específico (**pe**) da água igual a 9.810 N/m³, obtém-se a potência em CV pela seguinte fórmula:

$$Nm = (Q \cdot H) / 4500 \cdot Rt \quad \text{eq.9}$$

A pressão fornecida ao ar deve ser maior que a queda de pressão ocorrida no sistema. No caso de sistemas de secagem ou aeração de grãos, as quedas de pressão ocorrem nos dutos de distribuição do ar, na chapa perfurada do piso e na camada do produto.

5.1. Queda de Pressão no Produto

A resistência ao escoamento do ar, quando este está atravessando uma camada de grãos ou similares, depende de características da superfície do produto (rugosidade), forma e tamanho das impurezas presentes na massa de grãos, configuração e tamanho dos espaços intersticiais na massa, tamanho e quantidade de grãos quebrados e altura da camada.

Os dados da queda de pressão ocasionada pelo produto são empíricos e normalmente apresentados na forma de gráficos e equações. Em 1953, Shedd, citado por HENDERSON e PERRY (1976), obteve a queda de pressão para diversos produtos agrícolas com diferentes teores de umidade e quantidade de impurezas presentes na massa. Esses dados foram apresentados em um gráfico, “Curvas de Shedd”, em coordenadas logarítmicas, relacionando a queda de pressão por unidade de altura da camada do produto com o fluxo de ar (Figura 5, capítulo 11 – Aeração de Grãos Armazenados). Os dados representados naquele gráfico só devem ser utilizados para altura de silos normalmente usados em fazendas, ou seja, até aproximadamente seis metros de altura de grãos. Para fluxos de ar de 0,6 a 12 m³/min.m², pode-se substituir o gráfico pela equação 10:

$$\Delta P_g = (a \cdot Q^2 \cdot h_g) / \ln(1 + b \cdot Q) \quad \text{eq.10}$$

em que

ΔP_g = queda de pressão devido à resistência do produto, mmCA;

Q = fluxo de ar, m³/min.m²;

h_g = altura da massa, m; e

a, b - constantes que dependem do produto (Tabela 1).

Valores das constantes a e b para alguns tipos de grãos são apresentados na Tabela 1. A relação entre ΔP_g e Q para grãos é mostrada em forma gráfica na Figura 5 do capítulo 11 – Aeração de Grãos Armazenados.

Em um sistema de secagem de grãos bem projetado, mais de 90% da resistência ao fluxo de ar acontece na camada de grãos e menos de 10% nos canais de distribuição de ar e na chapa perfurada.

Tabela 1 - Constantes a e b para diversos produtos (equação 10)

Produto	a	b
Arroz em casca	0,722	0,197
Aveia	0,718	0,243
Café Pergaminho	Usar os valores para soja	
Café Coco	0,017	3,900
Milho	0,583	0,512
Soja	0,333	0,302
Trigo	0,825	0,164

5.2. Queda de Pressão na Chapa

Nos silos, a massa de grãos é sustentada por chapas perfuradas, e a queda de pressão sofrida pelo ar ao passar pelas chapas é determinada pela equação 11:

$$\Delta P_{ch} = 30,36 \times 10^{-6} \cdot Q / (C_p \cdot P_f) \quad \text{eq.11}$$

em que

ΔP_{ch} = queda de pressão na chapa, mmCA;

Q = fluxo de ar, m³/min.m²;

C_p = coeficiente de porosidade dos produtos (varia de 0,3 a 0,5); e

P_f = percentual de perfuração da chapa, decimal.

Quando a perfuração da chapa for menor do que 10% da área total, a queda de pressão deve ser levada em conta e calculada pela equação 11. Já entre os valores de 10 a 25% ela é desprezível. Taxa de perfuração acima de 25% compromete a resistência da chapa.

Para obter melhor distribuição e impedir a vedação dos furos pelos grãos, é

preferível número maior de perfurações de pequeno diâmetro a um pequeno número de perfurações de maior diâmetro, para a mesma percentagem de área perfurada.

5.3. Queda de Pressão em Dutos

A queda de pressão que ocorre quando se movimenta o ar em um duto é devida ao atrito nas paredes (fricção), restrições ao fluxo, mudanças de direção, cotovelos e alargamentos e/ou contrações da área da seção transversal do duto. O cálculo dessas perdas foge ao objetivo deste capítulo e os valores reais podem ser encontrados em tabelas apresentadas em muitos compêndios sobre mecânica dos fluidos.

6. CURVAS CARACTERÍSTICAS DOS VENTILADORES

Apesar das \square , equações disponíveis e de vários fundamentos físicos, não é fácil estudar a interdependência entre as grandezas características dos ventiladores baseando-se em considerações puramente teóricas. Em vista disso, recorre-se a ensaios de laboratórios que permitem expressar a variação de uma grandeza em função da outra, em forma de gráficos, possibilitando fácil e rápida escolha do ventilador e uma análise de seu comportamento em função das variações nas grandezas representadas. As curvas que representam a dependência entre duas grandezas, uma vez fixadas as demais, são denominadas **CURVAS CARACTERÍSTICAS**, e as mais importantes são:

- para um valor de **n** (rpm) constante, variação das grandezas **H**, **Nm** e **Rt** em função da vazão **Q**; e
- variação das grandezas **Ht**, **Q**, **Nm** e **Rt** (η) em função do número de rotações **n** (rpm).

A Air Moving and Conditioning Association (AMCA) padronizou os testes para ventiladores (Figura 3).

O duto conectado ao ventilador tem comprimento dez vezes maior que seu diâmetro. A válvula cônica serve para regular a resistência ao escoamento de ar, permitindo a variação da vazão. A vazão e a pressão são medidas com o auxílio do tubo de Pitot e manômetro.

A Figura 4 apresenta em porcentagens a variação de **He**, **Nm** e **Rt** em função de **Q**, para um certo valor de rpm, no caso de um ventilador de pás curvadas para trás. As curvas de desempenho deste ventilador mostram que a zona de operação mais eficiente situa-se entre 50 e 60% de **Q** máximo e que o ventilador selecionado para operar dentro desta faixa não terá problemas de sobrecarga, pois **Nm** varia pouco com o aumento de **Q**.

A Figura 5 apresenta curvas análogas para o caso de um ventilador com pás curvadas para frente. Esses ventiladores têm faixa de utilização bastante estreita (limite inferior condicionado pela instabilidade, e limite superior, pelo baixo rendimento). As curvas de **He**, para esse tipo de ventilador, possuem uma depressão característica. Quando se seleciona um ventilador inadequado para

determinada aplicação, ele poderá operar na região dessa depressão; neste caso, o fluxo de ar tenderá a oscilar entre dois valores para uma mesma pressão. Esses ventiladores operam mais eficientemente na faixa de 30 a 50% de Q máximo. A curva de N_m aumenta proporcionalmente ao aumento de Q , dando a este ventilador uma característica de sobrecarga.

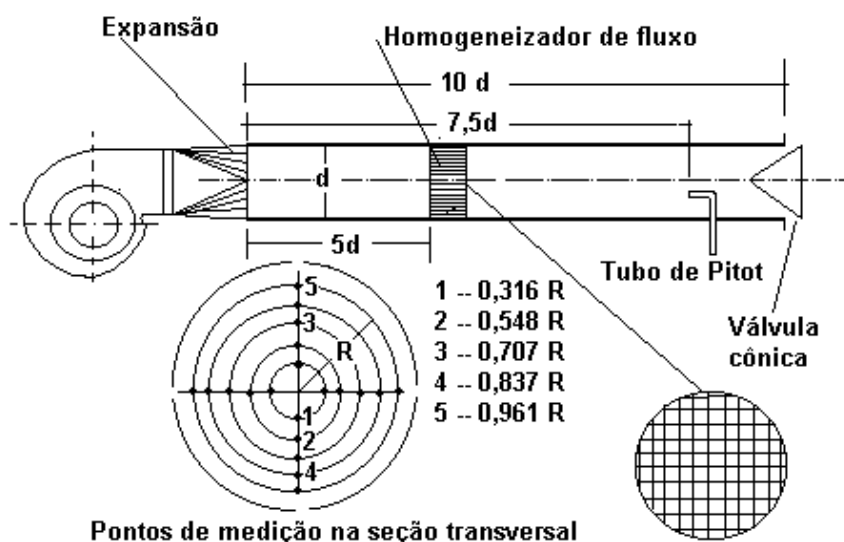


Figura 3 – Normalização para obtenção de curvas características de ventiladores.

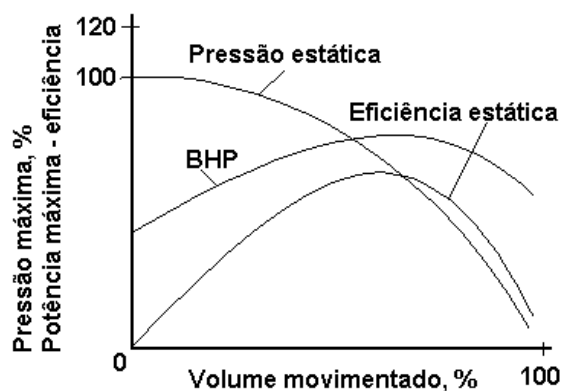


Figura 4 – Curvas características de um ventilador centrífugo de pás curvadas para trás.

A Figura 6 mostra o aspecto das curvas dos ventiladores de pás radiais. Apresenta, para a curva de He, um ramo ascendente e outro descendente, com um trecho de funcionamento instável entre **a** e **b**.

A Figura 7 mostra o aspecto das curvas dos ventiladores axiais. As curvas

características destes ventiladores apresentam, geralmente, um máximo de eficiência entre 55 e 75% de Q máximo. Como os ventiladores centrífugos de pás curvadas para frente, esses ventiladores apresentam uma região de depressão na curva de H_e .

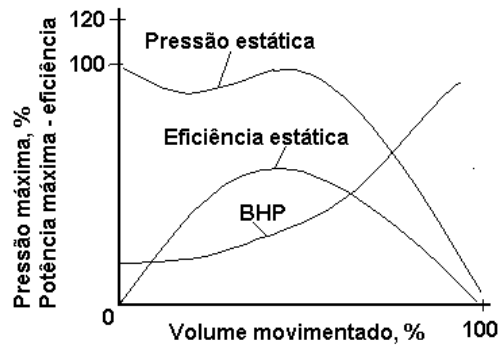


Figura 5 - Curvas características de um ventilador centrífugo de pás curvadas para frente.

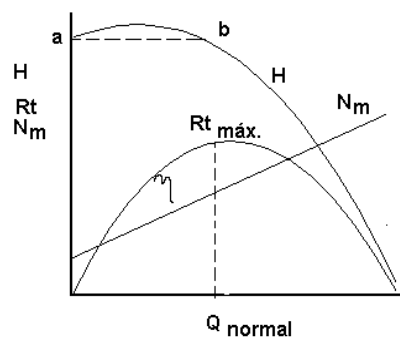


Figura 6 - Curvas características de um ventilador centrífugo de pás radiais.

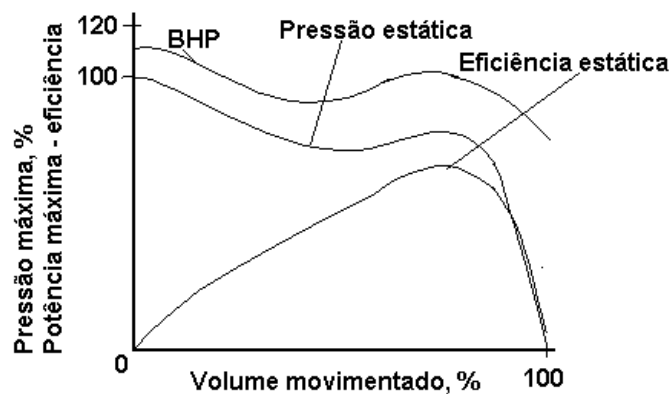


Figura 7 - Curvas características de um ventilador axial.

6.1 Curva Característica do Sistema

Determinadas todas as quedas de pressão nos diversos componentes do sistema, em função da vazão de ar, é possível plotar esses dados em um gráfico, H versus Q , que é denominado **Curva Característica do Sistema**.

Como mencionado anteriormente, para vencer essas forças de resistência, o ventilador deverá fornecer uma quantidade de energia que se perderá. Deve-se, portanto, sobrepor a curva característica principal do ventilador, $H=f(Q)$, à curva característica do sistema. O ponto de encontro das duas curvas fornecerá as raízes comuns às equações das duas funções, caracterizando, portanto, os valores de Q e H com os quais o ventilador associado àquele determinado sistema irá operar (Figura 8).

Quando houver necessidade de aumentar o fluxo de ar em grandes silos, pode-se optar pelo uso de dois ventiladores em paralelo; neste caso, deve-se lembrar que estes devem ser semelhantes.

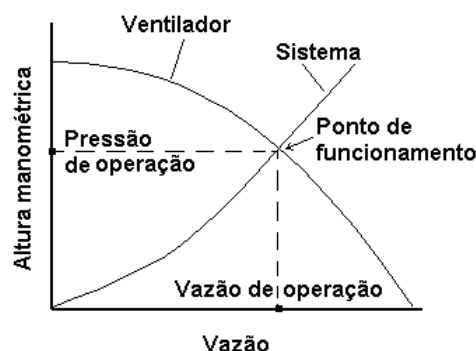


Figura 8 – Determinação do ponto de funcionamento do conjunto (ventilador – sistema de distribuição/produto).

6.2 Lei de Semelhança

A partir das condições em que um ventilador está funcionando e aplicando as **Leis de Semelhança**, pode-se determinar os valores das diversas grandezas quando uma ou mais destas grandezas sofrem uma variação.

1º caso: para um rotor operando com o mesmo fluido:

$$Q :: n, \text{ ou seja, } (Q_1/Q_2) = (n_1/n_2)$$

$$H :: n^2, \text{ ou seja, } (H_1/H_2) = (n_1/n_2)^2$$

$$Nm :: n^3, \text{ ou seja, } (Nm_1/Nm_2) = (n_1/n_2)^3$$

2º caso: rotores geometricamente semelhantes, operando com o mesmo número de rotações por minuto e mesmo fluido:

$$Q :: D^3, \text{ ou seja, } (Q_1/Q_2) = (D_1/D_2)^3$$

$$Hu :: D^2, \text{ ou seja, } (Hu_1/Hu_2) = (D_1/D_2)^2$$

$$Nm :: D^5, \text{ ou seja, } (Nm_1/Nm_2) = (D_1/D_2)^5$$

D = diâmetro do rotor

3º caso: rotores geometricamente semelhantes, operando com mesmo fluido e número de rotações diferentes:

$$Q_2 = Q_1 \cdot (n_2/n_1) \cdot (D_2/D_1)^3$$

$$Hu_2 = Hu_1 \cdot (n_2/n_1)^2 \cdot (D_2/D_1)^2$$

$$Nm_2 = Nm_1 \cdot (n_2/n_1)^3 \cdot (D_2/D_1)^5$$

7. VENTILADOR CENTRÍFUGO DE PÁS RADIAIS

Neste item, serão apresentados os passos para calcular um ventilador centrífugo de pás radiais. Para maiores detalhes a respeito desses passos e para cálculo de outro tipo de ventilador, recomenda-se COSTA (1978).

Valores pré-determinados:

- Q - vazão, m³/s;
- H - pressão total a ser vencida, mmCA;
- ângulo da pá na saída do rotor = 90°;
- Ra - rendimento adiabático = 0,70;
- Rh - rendimento hidráulico = 0,70; e
- Rm - rendimento mecânico = 0,85.

Ordem dos cálculos:

- **primeiro passo:** velocidade absoluta do ar à saída do rotor (C):

$$C = 4,04 (H)^{1/2}, \text{ m/s}$$

- **segundo passo:** diâmetro interno do rotor (D1):

$$D1 = 2 (Q/C)^{1/2}, \text{ m}$$

- **terceiro passo:** diâmetro externo do rotor (D2):

$$D2 = 1,20 D1$$

- **quarto passo:** número de rotações por minuto do rotor (N):

$$N = (60 \cdot U2) / (3,14 \cdot D2)$$

em que

U2 - velocidade tangencial do rotor = C/1,15, (m/s).

- **quinto passo:** largura das pás do rotor na saída (L2) e na entrada (L1):

$$L2 = 0,2 D2$$

$$L1 = L2$$

- **sexto passo:** velocidade à entrada do rotor:

$$C1 = Q / (3,14.Rh.D1.L1), \text{ m/s.}$$

- **sétimo passo:** velocidade tangencial de entrada no rotor (U1):

$$U1 = (3,14. D1 . N) / 60, \text{ (m/s).}$$

- **oitavo passo:** ângulo de entrada das pás (β_1) = 90° .

- **nono passo:** número de pás - varia de 10 a 20.

- **décimo passo:** traçado da voluta ou difusor.

Um processo prático para o traçado da espiral de Arquimedes é efetuado com quatro arcos de círculos, conforme a Figura 9, e será visto mais adiante, neste capítulo. O processo consiste em traçar um quadrado auxiliar, cujo lado equivale a 0,10 vez o valor do diâmetro externo do rotor, e centrá-lo no eixo deste. Considerando a Figura 9, o quadrado auxiliar será centrado no ponto 0 (zero) e a distância do vértice 4 ao ponto f será, então, de aproximadamente, 0,9 vez o valor do diâmetro externo do rotor. Assim, com o centro no vértice 4 do quadrado auxiliar e o raio igual a 0,9 vez o diâmetro externo do rotor, traça -se o arco f - d. Em seguida, com o centro no vértice 2 traça-se o arco c – b, e com o centro no vértice 1 traça-se o arco b - a.

O estrangulamento da voluta (e), denominado “beco da voluta”, é igual a 0,06 vez o diâmetro externo do rotor.

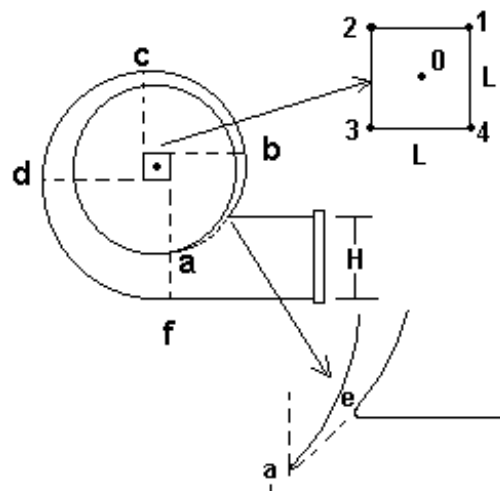


Figura 9 – Esquema para o traçado da voluta (espiral de Arquimedes).

8. O VENTILADOR E SUA CONSTRUÇÃO

Nos secadores tradicionais com fluxo de ar, a característica do ventilador é de suma importância para o bom funcionamento do sistema de secagem. O ventilador deve ser projetado para vencer a resistência oferecida por uma camada de produto, a uma determinada temperatura, à passagem de um determinado fluxo de ar.

O secador de camada fixa modelo UFV foi projetado para ser construído potencializando os materiais disponíveis na própria fazenda. Entretanto, é possível que surjam problemas na hora de adquirir um ventilador. Quase sempre há necessidade de grandes deslocamentos, onerando ainda mais um componente, que, além de caro, pode não apresentar as características desejadas.

O ventilador descrito a seguir é apropriado para secadores cujo diâmetro da câmara de secagem do secador esteja próximo a 5,0 m, que é o tamanho máximo recomendado.

8.1. Descrição do Ventilador

O ventilador é formado pelos seguintes componentes:

- a) **Eixo** - peça que tem como função permitir e suportar o giro do rotor em torno de 1.700 rotações por minuto. Pode ser substituído pelo próprio eixo do motor.
- b) **Rotor** - peça fixada na extremidade do eixo. Esta peça tem como função produzir e direcionar o fluxo de ar. O rotor é composto de disco principal, pás e coroa ou anel (Figura 10).

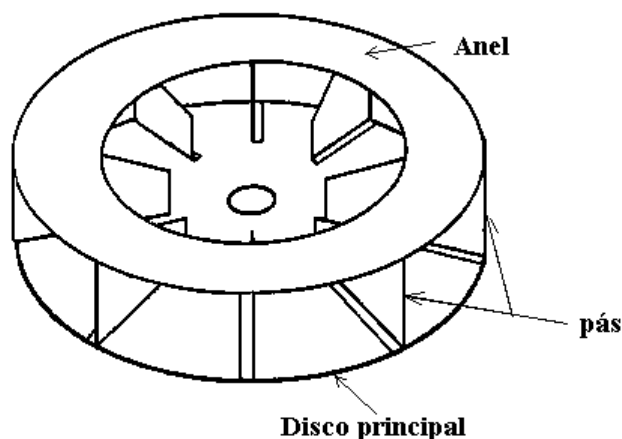


Figura 10 - Rotor mostrando o disco principal, as pás e o anel.

- c) **Voluta ou Caixa Coletora** - este componente tem como finalidade captar o ar que entra e que sai do rotor. É composta por: lateral de sucção, lateral motora, suporte do eixo ou do motor, entrada de ar ou distribuidor e janela de manutenção.

8.2. Construção e Detalhes dos Componentes

Além de se ter à disposição uma oficina com materiais e ferramentas apropriadas para a construção do ventilador, as especificações, os detalhes e as notas explicativas fornecidas a seguir devem ser cuidadosamente seguidos para que se obtenha um resultado satisfatório.

8.2.1 Eixo

Utilizar eixo de serra de 1 1/4", que é de mais fácil obtenção no comércio, ou construir um eixo comum de 1 1/2" montado em mancais com rolamentos de esferas e que apresentam custos praticamente iguais. Caso seja de interesse, o sistema pode ser acoplado diretamente ao eixo do motor. Neste caso, pode ocorrer o inconveniente de uma substituição lenta e problemática do motor, devido a uma pane elétrica ou mecânica deste.

8.2.2 - Rotor

Para efeito de construção, o rotor é dividido em três partes:

- Disco principal** - deve ser construído em chapa metálica de 4,18 mm (nº 8), com diâmetro de 0,50 m. Deve-se retificar o furo central e as bordas em torno mecânico ou aperfeiçoar manualmente o acabamento, evitando empenos no disco, para não comprometer o balanceamento do conjunto (Figuras 11 a 13).
- Coroa ou anel** - é o espaço compreendido entre os raios internos e externos que limitam os canais do rotor (Figuras 11 e 12); deve ser construído em chapa com espessura de 1,52 mm (nº 12). Vários canais radiais são formados pela junção do disco principal com as pás destas e o anel metálico; estes canais dão estabilidade e direcionamento ao fluxo de ar.
- Pás** - são peças metálicas soldadas ao disco principal. No presente caso, elas são dispostas radialmente e equidistantes entre si. Em número de oito a doze, as pás devem ter as dimensões mostradas na Figura 13.

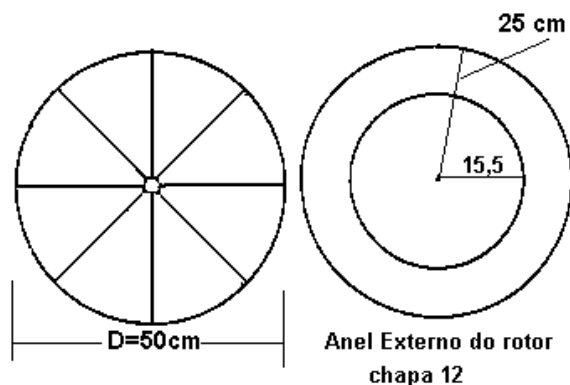


Figura 11 - Detalhes do disco principal, destacando-se os locais para assentamento das pás e do anel externo do rotor.

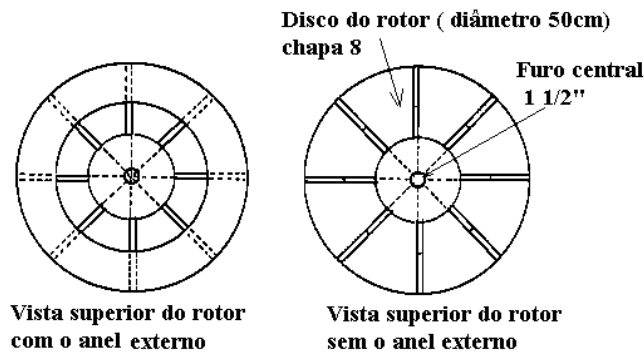


Figura 12 - Detalhes do posicionamento das pás e do anel externo no disco principal.

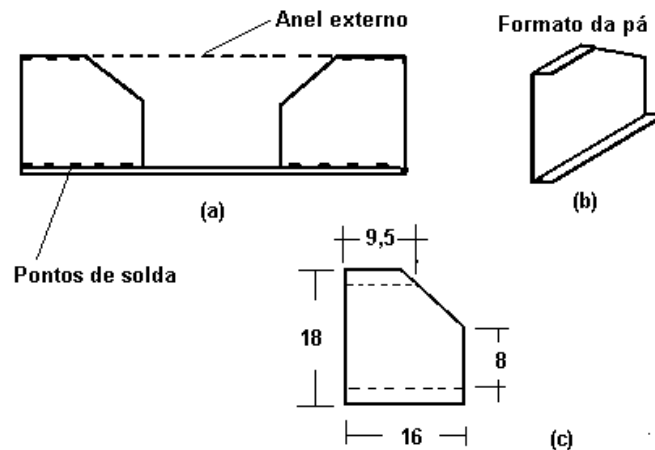


Figura 13 - Dimensões, detalhes e posicionamentos das pás no disco principal.

8.2.3 Voluta ou Caixa Coletora

No exemplo apresentado, para efeito de construção, optou-se pela forma espiralada, como mostram as Figuras 14 a 20. A seção transversal da voluta, no presente caso, terá a forma retangular e será construída em chapa nº16 ou 14, soldada com solda elétrica comum. Suas partes são:

- Lateral de sucção:** nela é encaixado o distribuidor de entrada de ar (Figura 14); lateral motora: é o lado da voluta em que é preso o suporte do eixo (Figuras 15 e 16).
- Entrada de ar ou distribuidor:** tem como finalidade direcionar o ar de maneira uniforme para os canais do rotor. Para facilitar sua construção, o distribuidor terá a forma cilíndrica (Figura 20) e será construído em chapa nº 16.
- Janela de manutenção** - abertura na parte superior da caixa coletora que serve para a passagem do rotor durante a montagem e manutenção

do sistema. É fechada com chapa metálica nº16 e parafusos de rosca soberba (Figura 20).

8.3. Montagem dos Componentes

Apresenta-se, a seguir, um modo prático para cortar as laterais da caixa coletora, o balanceamento do rotor e o acabamento.

a) **Traçado das laterais (motora e de sucção):** um processo prático para traçar as laterais da caixa coletora de seção transversal retangular é o de Arquimedes, efetuado com quatro arcos de círculo (Figura 14). Para isso, toma-se o lado do quadrado auxiliar de construção **a-b-c-d** igual a 10% do diâmetro do disco principal, que no presente caso é de 5,0 cm.

Com o centro no vértice **a**, traça-se o arco **1-2**; com centro em **b**, o arco **2-3**; com centro em **c**, o arco **3-4**; e com centro em **d**, o arco **4-6**. Devem ser obedecidas as proporções dadas na Figura 14, para interromper o corte das laterais no ponto **5**. Para iniciar o traçado do arco **1-2**, o raio **a-1** deve ter o valor de 42,5 cm. Sempre que possível, é aconselhável fazer um molde, para evitar que, em caso de erro, as chapas de aço sejam desperdiçadas. O molde permitirá aproveitar o máximo de cada chapa e poderá ser aproveitado no caso de construção de ventiladores iguais.

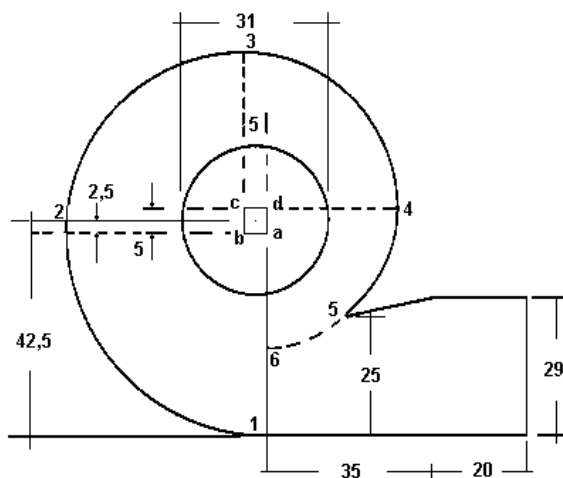


Figura 14 - Traçado das laterais pelo método de Arquimedes (lateral de sucção).

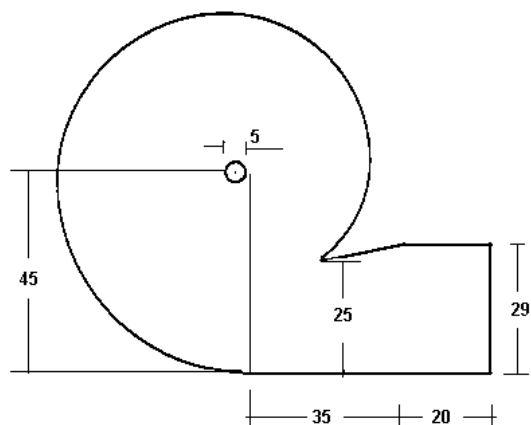


Figura 15 - Lateral motora e suas dimensões básicas (em cm).

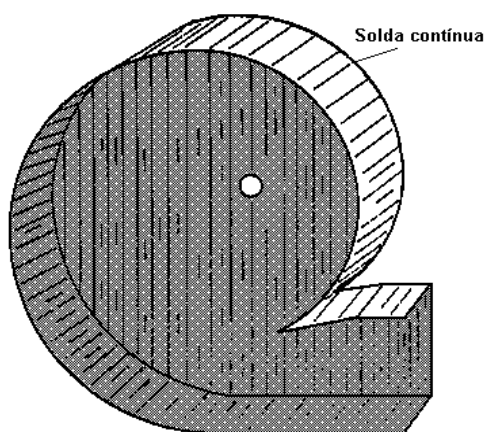


Figura 16 - Lateral motora montada na envolvente (fase inicial da montagem).

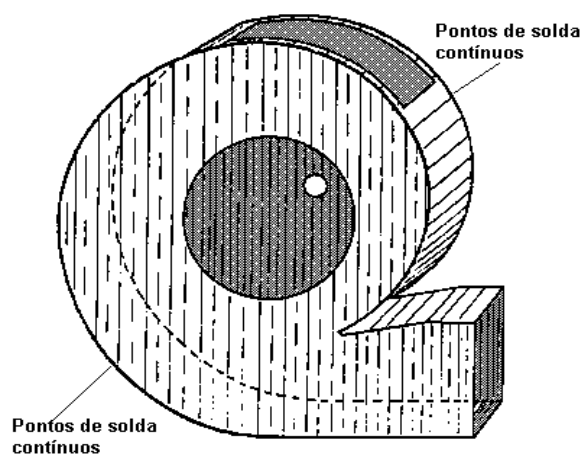


Figura 17 - Lateral motora e de sucção montada na envolvente (segunda fase da montagem).

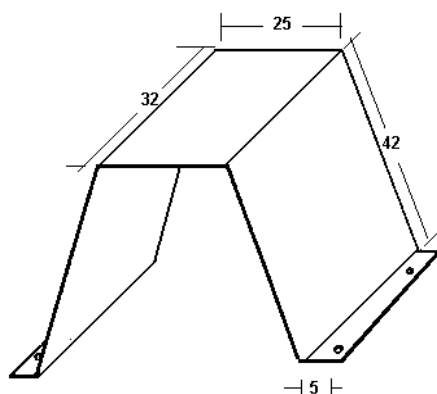


Figura 18 - Suporte do conjunto e suas dimensões (terceira fase da montagem).

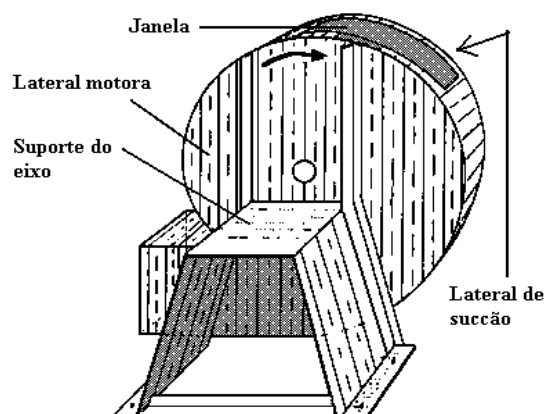


Figura 19 - Montagem da voluta sobre o suporte (quarta fase).

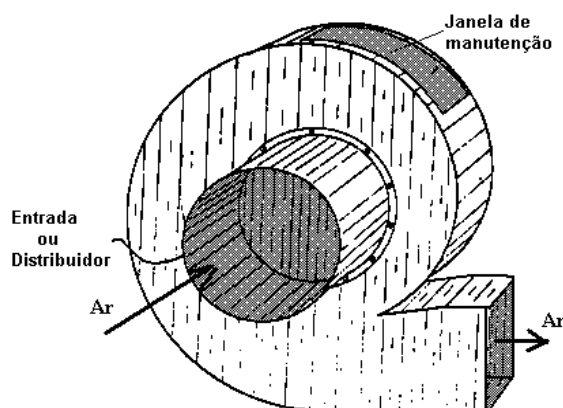


Figura 20 - Detalhe da lateral de sucção, mostrando o distribuidor de ar (quinta fase da montagem).

b) **Balanceamento do rotor:** como o rotor irá girar em torno de 1.700 rpm, é necessário que seu balanceamento seja correto para que não haja vibrações, garantindo, assim, maior durabilidade do eixo e dos rolamentos. Um rotor balanceado dificilmente irá parar na mesma posição depois de girar livremente sobre o eixo. No caso do rotor não-balanceado, a parte mais pesada (ponto desbalanceado) irá parar sempre na posição inferior (devido à força da gravidade). Para balancear, contrapesos metálicos são colocados na posição oposta ao ponto desbalanceado. Encontrado o ponto próximo ao equilíbrio, deve-se soldar os contrapesos e verificar o balanceamento, até encontrar um equilíbrio adequado.

c) **Acabamento:** terminados os trabalhos de solda, faz-se o acabamento do ventilador. Para a pintura, deve-se usar tinta resistente a altas temperaturas, que é feita antes da montagem final do ventilador. Deve-se, também, desenhar em uma parte bem visível (por exemplo, na parte alta da lateral motora) uma seta, indicando o sentido de giro. Comandado pela polia motora, o giro deve coincidir com o movimento dos ponteiros do relógio (sentido horário). Para isso, a voluta deve ser montada de tal maneira que a boca de saída do ar esteja na parte inferior e à esquerda da lateral motora (Figura 21).

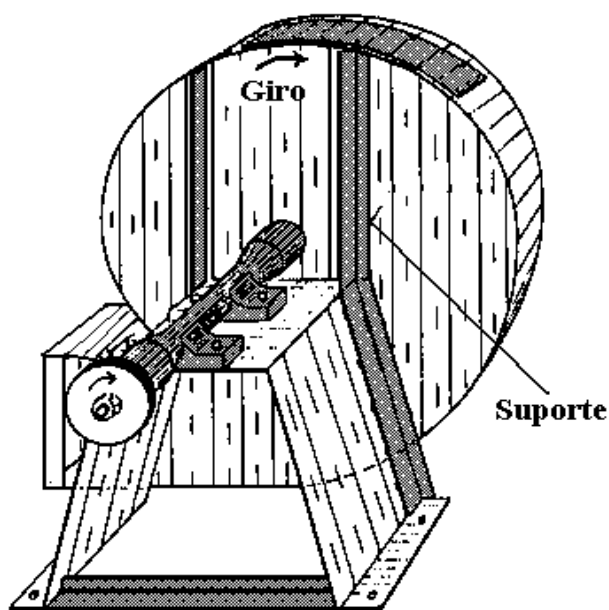


Figura 21 - Vista final do ventilador, com detalhe do eixo e sentido de giro.

Para evitar acidentes e garantir o funcionamento correto do ventilador, antes de fazê-lo funcionar, o montador deve verificar o giro do motor sem acoplar as correias de transmissão. O rotor é acoplado ao eixo de modo semelhante ao da serra circular, isto é, a porca do eixo é do tipo "rosca esquerda". Se o sentido de giro não for obedecido, o rotor não ficará retido ao eixo, podendo causar danos e até mesmo um acidente.

8.4. Materiais Necessários

- eixo de serra de 1 ¼" ou eixo comum de 1 ½", mancais com rolamentos de esferas;
- 3 m² de chapa preta nº 16;
- 2 m² de chapa preta nº 8;
- 1 m² de chapa preta nº 12;
- 12 parafusos com porcas 5/16";
- 28 parafusos com rosca soberba de 3/16" x ½";
- quatro parafusos de 2" x ½", para fixação do eixo;
- 1 kg de eletrodo (solda elétrica) de 2,5 mm;
- 2 litros de tinta para superfície metálica;
- 1 litros de solvente "Thinner";
- 20 kg de cantoneiras de ferro, com abas iguais, 1 ½" de espessura de 1/8", para construção do suporte do motor e voluta.

9. LITERATURA CONSULTADA

1. BROOKER, D.B.; BAKKER-ARKEMA, F.W. & HALL, C.W. **Drying cereal grains**. The AVI Publishing Company, Inc., Westport, Connecticut. 1974. 265p.
2. COSTA, E.C. **Compressores**. Ed. Edgar Blücher, São Paulo. 1978. 172 p.
3. HENDERSON, S.M. & PERRY, R.L. **Agricultural process engineering**. The AVI Publishing Company, Inc., Westport, Connecticut. 1976. 442p.
4. MACINTYRE, A.J. **Ventilação industrial e controle da poluição**. Ed. Guanabara S.A.; Rio de Janeiro (RJ). 1988. 403p.
5. PEREIRA, J.A.M. & PEREIRA, A.R.M **Aeração de grãos (Parte II) - Movimentação de ar e dimensionamento de sistemas**. Centro Nacional de Treinamento em Armazenagem. Viçosa (MG). 44p.
6. SILVA, J. S. & PINTO, F. A. C. **Ventiladores e sua construção**. In: Pré-processamento de produtos agrícolas, Instituto Maria, Juiz de Fora, 1995. 510p.
7. SILVA, J. S. & LACERDA FILHO, A. F. **Construção e operação de secador de grãos**. Boletim de Extensão. Universidade Federal de Viçosa - Imprensa Universitária, Viçosa (MG), 1990, 28p.