

2301252

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO

PROJETO DE UM SECADOR ROTATIVO PARA FERTILIZANTES

Autor: DANIEL MARCELO RACHMAN

Orientador: CLEMENTE GRECO

1984

"Quem quer que seja que ponha as mãos sobre mim, para me governar, é um usurpador, um tirano.

Eu o declaro meu inimigo."

Pierre Joseph Proudhon

"... na vertigem do cinema,
mando um abraço para ti,
pequenina como se eu,
fosse o saudoso poeta
e fosses a Paraiba ..."

Caetano Veloso

I N D I C E

	<u>Página</u>
Sumário	I
1. Introdução	1
2. Teoria dos Secadores Rotativos	3
2.1 Dimensionamento das pás levantadoras	3
2.2 Transporte das partículas	6
2.3 Transferência de calor e massa no secador .	7
3. Projeto de um secador rotativo	9
3.1 Condições do projeto	9
3.2 Cálculo da vazão necessária de ar	10
3.3 Determinação do volume do secador	13
3.4 Escolha das pás levantadoras	13
3.5 Determinação da inclinação do secador	16
3.6 Detalhes construtivos do secador	16
Nomenclatura	20
Bibliografia	23

S U M Á R I O

Este trabalho é o projeto básico de um secador rotativo para fertilizantes. Contém um apanhado da teoria existente a respeito de secadores rotativos, ainda não muito desenvolvida. Para o projeto são utilizados dados levantados em indústrias de fertilizantes, especialmente onde a teoria é incompleta.

O projeto se complementa com os trabalhos de formatura de Hong Joon Lee, onde é projetado um gerador de gases quentes para atender a solicitação do secador, e de Giancarlo Lombardi, onde é dimensionado um sistema de despoeiramento e lavagem dos gases provenientes da secagem.

Acompanha o trabalho desenhos do secador, contudo - sem entrar em detalhes executivos no que diz respeito à instalação do equipamento, transmissão de potência, etc.

CAPITULO 1

INTRODUÇÃO

Este trabalho é o projeto de um secador rotativo para fertilizantes. Apesar de ter grande importância no processo de produção de fertilizantes, bem como em outros processos industriais de secagem, o projeto e a operação dos secadores rotativos pode ser considerado uma arte.

Um secador rotativo típico é ilustrado na Fig.1

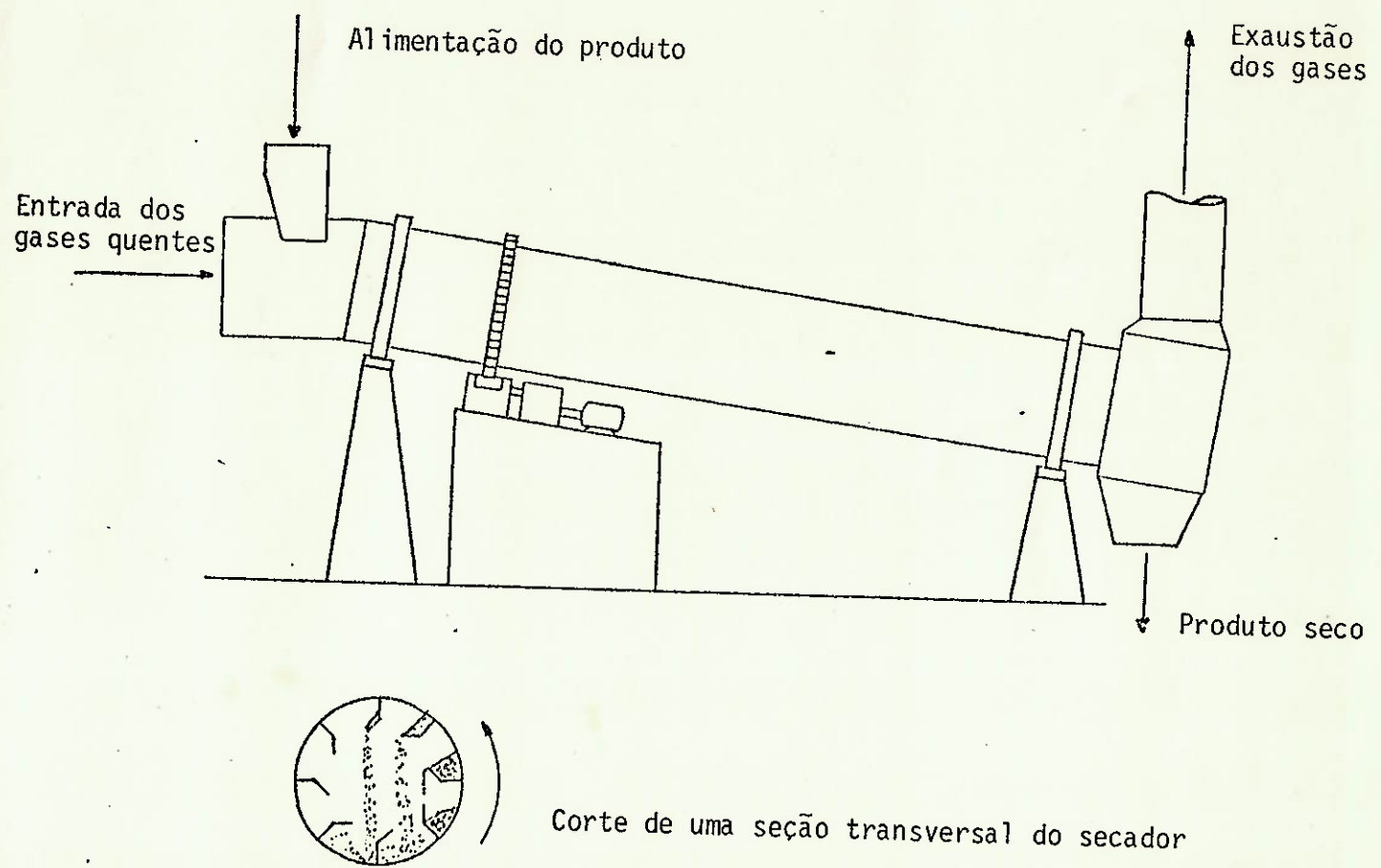


Fig. 1 Secador Rotativo concorrente

Consiste basicamente de um tambor cilíndrico, inclinado de um pequeno ângulo com a horizontal.

O produto úmido é introduzido na extremidade superior do secador, e sai seco pela extremidade inferior. O interior do tambor é equipado com pás carregadoras.

Quando o secador gira, o material a ser processado é carregado pelas pás, e é conduzido por uma certa distância em volta da periferia antes de descolar-se e cair como uma cortina de chuva através de um escoamento de gases quentes. Na maioria dos casos, a maior parte da secagem ocorre durante este período, quando o material está em contato íntimo com os gases. A ação das pás é também em parte responsável pelo transporte das partículas ao longo do secador.

O sentido do fluxo de gases, com relação ao material, é determinado pelas condições e propriedades do produto alimentado. Materiais sensíveis a altas temperaturas são normalmente processados em secadores concorrentes. Com outros materiais é possível tirar vantagem da eficiência térmica maior dos secadores contracorrentes.

No caso deste trabalho, limitações de temperatura do produto exigem que o secador seja do tipo concorrente.

Ç A P I T U L O 2

TEORIA DOS SECADORES ROTATIVOS

2.1 Dimensionamento das pás levantadoras

As pás levantadoras têm por objetivo promover o contato íntimo entre o sólido molhado e os gases quentes. Os principais tipos de pás estão ilustrados na Fig.2.1. As pás retas são geralmente empregadas na extremidade em que o material úmido é alimentado, pois, sua forma dificulta a aderência deste na parede do secador. Um secador pode ter um, ou vários tipos de pás.

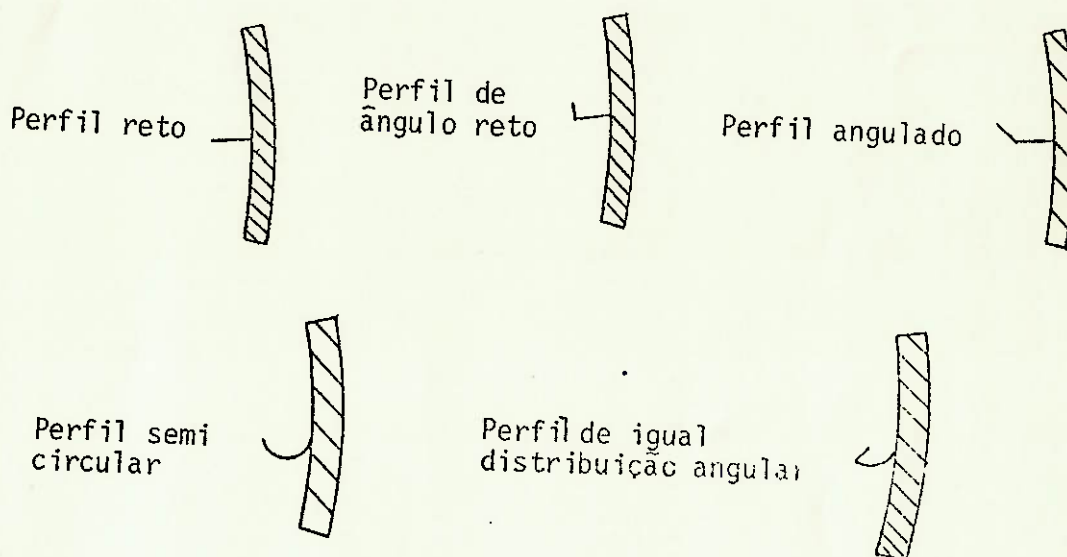


Fig.2.1 - Alguns perfis de pá

Para o projeto das pás é essencial saber a quantidade de sólidos que elas terão de carregar, e isso é função de sua geometria e posição angular, bem como do ângulo característico θ , determinado entre a superfície livre das partículas sólidas e a horizontal (Fig.2.2). Este ângulo pode ser determinado efetuando-se um balanço de forças em uma partícula em equilíbrio, na iminência de cair da pá.

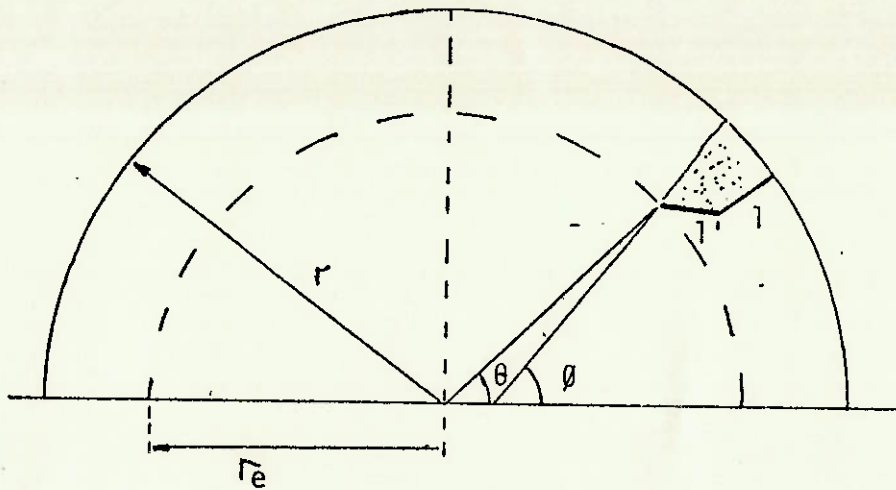


Fig.2.2 - Pã carregada em uma posição genérica

Da Fig.2.3, temos as seguintes forças: força peso F_g , força centrífuga F_c e a força de atrito F_a . Esta é determinada multiplicando o coeficiente de atrito dinâmico γ , de uma partícula deslizando sobre a superfície formada por outras partículas, pela reação normal F_n . Esta força inclui as componentes de F_g e F_c na direção normal \tilde{a} do movimento da partícula. Do balanço de forças tiramos que:

$$\tan \theta = \frac{\gamma + \nu (\cos \theta - \gamma \sin \theta)}{1 - \nu (\sin \theta + \gamma \cos \theta)} \quad (2.1)$$

onde θ é o ângulo que define a posição angular da pã com relação \tilde{a} horizontal, e

$$\nu = \frac{r_e \cdot \omega^2}{g} \quad (2.2)$$

é a relação entre as forças centrífuga e peso, que agem na partícula-

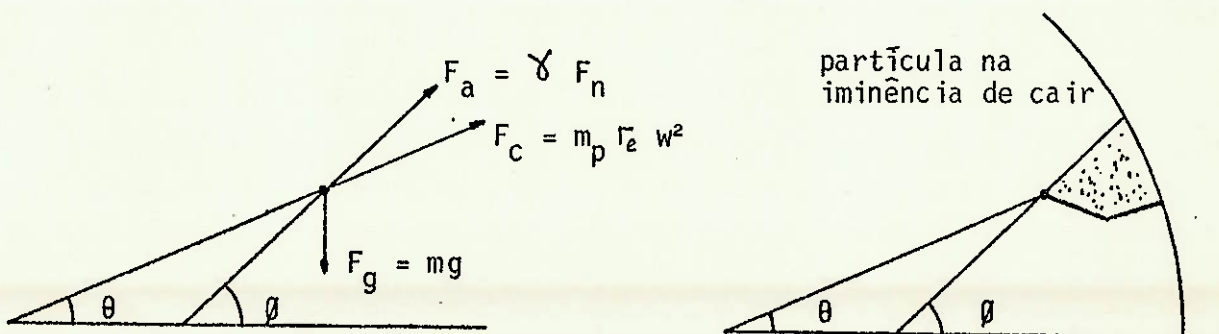


Fig.2.3 - Forças que agem numa partícula na iminência de cair

Uma vez determinado o ângulo θ , conhecendo-se o enchimento do secador, escolhe-se a forma da pã e o número de pás. Para cada tipo de pã deduz-se uma expressão que forneça seu enchimento numa posição genérica.

Isso feito, deve-se ter que:

$$H^* = 2 \sum h^* - h_0^* \quad (2.3)$$

onde $\sum h^*$ é a soma dos enchimentos individuais de cada pã no intervalo $0 \leq \theta \leq 180^\circ$, h_0^* é o enchimento de uma pã para $\theta = 0^\circ$, e H^* é o enchimento projetado do secador.

2.2 Transporte das partículas

Além de ser um trocador de calor e massa, um secador rotativo, é um transportador de material. O avanço das partículas dá-se por três mecanismos distintos, que contribuem independentemente para o movimento resultante da partícula.

O "movimento de cascata" decorre da ação das pás levantadoras. Uma partícula é transportada da metade inferior do secador para a metade superior. Em determinada posição angular θ , entre 0 e 180°, ela cai da pá, e como o secador está inclinado a partícula avançará ao longo do comprimento do cilindro rotativo. Quando não há fluxo de gases no secador, a queda da partícula será na vertical, e o avanço por queda será $D_e \cdot \sin \theta / \tan \alpha$. Com fluxo de gases o avanço será maior ou menor, conforme o fluxo seja concorrente ou contracorrente.

Outro mecanismo que ocorre, é o deslizamento de uma partícula sobre a outra, ou sobre a superfície metálica do secador. Devido à inclinação do secador, a partícula avança em direção à saída do cilindro rotativo. Embora este movimento esteja sempre presente, seus efeitos são sensíveis apenas nos secadores com enchimento muito grande.

O terceiro mecanismo que ocorre é o rebote, que ocorre quando uma partícula caindo de uma pá, rebota na superfície dos sólidos algumas vezes. Isto provoca também avanço, devido à inclinação do secador.

2.2.1 Tempo de permanência da partícula

O tempo de permanência da partícula no secador define-se por:

$$\gamma = \frac{H}{F} \quad (2.4)$$

onde H é o enchimento do secador (obtido parando o secador, e pesando seu conteúdo) e F é a taxa de alimentação do secador em Kg/h. Ele é função dos mecanismos citados no item anterior, mas também do arrasto que as partículas sofrem com o fluxo de gases; isto quer dizer que parâmetros de importância são também: a velocidade dos gases no secador, a altura média da cortina, além de características típicas do material em questão.

Para procurar determinar o tempo de permanência, muitos ensaios foram feitos e muitas expressões empíricas propostas. Contudo todos os ensaios foram feitos com protótipos muito pequenos, e com velocidades muito baixas (amenizando assim o efeito do arrasto) em comparação com os secadores industriais.

Para velocidade nula de ar, isto é, sem fluxo de gases, uma fórmula que parece ser razoavelmente confiável é:

$$\tau = \frac{0,23 l}{D n \tan \alpha} \quad (2.5)$$

onde n está em rpm, D e l em metros.

2.3 Transferência de calor e massa no secador

O objetivo da secagem é a remoção de líquido de um material sólido. Para isso, fornece-se calor ao sólido para evaporar o líquido, e o vapor resultante é removido das vizinhanças das partículas sólidas.

Para estimar a transferência de calor em secadores rotativos, alguns autores definiram um coeficiente de película U_f .

A equação correspondente é:

$$Q = U_f \cdot A_p \cdot \Delta T \quad (2.6)$$

onde U_f refere-se a uma partícula, A_p é a área total de todas as partículas em contato com o gás, e ΔT é a diferença de temperatura entre o sólido e o gás.

Neste modelo é razoavelmente simples determinar U_f , contudo determinar A_p , já não é tanto. Os pesquisadores procuraram determinar expressões para A_p , porém, não foi possível verificar as previsões teóricas com resultados experimentais obtidos. O valor calculado de Q sempre foi muito maior que o realmente obtido. Em resumo, nada pode-se concluir a respeito da validade deste modelo, pelo menos enquanto não se consiga determinar a área A_p .

A maioria dos estudos sobre secadores rotativos, define a transferência de calor em termos de um coeficiente volumétrico U_v , definido pela equação:

$$Q = U_v V \Delta T_m \quad (2.7)$$

onde V é o volume do secador, e ΔT_m é a diferença de temperatura global média logarítmica. Com este modelo não é necessário determinar a sempre obscura área efetiva de troca entre as partículas e o gás.

Muitos ensaios foram feitos com protótipos, por diferentes pesquisadores, e foram achadas expressões para U_v . Quase todos os resultados levaram a expressões do tipo:

$$U_v = K G^n D^{-1} \quad (2.8)$$

onde K é uma constante, G é o fluxo de massa dos gases por unidade de área transversal do secador e D é o diâmetro do secador.

Contudo ao se comparar uma expressão com outra, resultados sensivelmente diferentes são obtidos, e não parece haver uma expressão que se aplique a todas as situações. Há ainda o agravante de que todos os ensaios foram feitos com protótipos de tamanho muito menor do que os secadores industriais.

C A P I T U L O 3PROJETO DE UM SECADOR ROTATIVO3.1 Condições do projeto3.1.1 Dados para o projeto

O material a ser secado é Superfosfato, material muito produzido em quase todas as indústrias de fertilizantes nacionais.

Foram fixadas as seguintes condições para o projeto: -

- Produção: 100.000 Kg/h
- Taxa de reciclo: 1:2
- Umidade do material à entrada do secador: 10% (b.u.)
- Umidade do material à saída do secador: 5% (b.u.)
- Temperatura dos gases à entrada do secador: 450°C
- Granulometria média do material: 4 mm

3.1.2 Parâmetros impostos

Para a realização do projeto, foram impostos alguns parâmetros. Isso foi feito com base em literatura específica, ou com base em dados experimentais.

Os dados experimentais foram cedidos pela C.GRECO Engenharia, Estudos e Projetos Ltda.. Alguns foram levantados pessoalmente pelo autor, durante realização de estágio naquela empresa; outros provêm dos arquivos da firma, contudo são dados levantados em indústrias nacionais, em regime normal de produção.

Foram fixados os seguintes parâmetros:

- Diâmetro interno do secador: 4 m
- Temperatura dos gases à saída do secador: 100°C
- Temperatura de entrada do material: 40°C
- Temperatura de saída do material: 50°C
- Perdas para o ambiente, somadas ao calor cedido para aquecer o material e sua água residual: 10% da carga térmica do secador

./...

3.2 Cálculo da vazão necessária de ar

Foram calculadas duas vazões: uma para o caso em que os gases quentes sejam gases de combustão de lenha, e outra para o caso em que o combustível utilizado no gerador de gases quentes seja carvão mineral.

Sabendo que:

$$\dot{m}_{\text{mat}} = 300.000 \text{ Kg/h}$$

$$\varnothing_e = 10\%$$

$$\varnothing_s = 5\%$$

Temos que:

na entrada,

$$\frac{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}}{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} + \dot{m}_{\text{mat}}} = 0,1$$

$$\text{de onde, } \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = 33.333 \text{ Kg/h}$$

na saída,

$$\frac{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}}{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} + \dot{m}_{\text{mat}}} = 0,05$$

$$\text{de onde, } \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = 15.789 \text{ Kg/h}$$

Portanto, tiramos \dot{m}_{evap} , massa de água a ser evaporada.

$$\dot{m}_{\text{evap}} = 33.333 - 15.789 = 17.544 \text{ Kg/h}$$

Podemos calcular agora a carga térmica necessária no se
cador,

$$Q = \dot{m}_{\text{evap}} (h_{v_{100^\circ\text{C}}} - h_{l_{40^\circ\text{C}}})$$

$$Q = 17.544 (638,9 - 40) = 1,05 \times 10^7 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{Assim, admitimos } q_p = 10^6 \text{ Kcal/h}$$

onde q_p representa as perdas citadas no item (3.1.2).

3.2.1 Vazão para gases provenientes da queima de carvão mineral

Na entrada:

$$t = 450^{\circ}\text{C}$$

$$w = 0,025 \text{ Kg H}_2\text{O/Kg gás seco}$$

$$h = 131,25 \text{ Kcal/Kg gás seco (da carta psicrométrica)}$$

Seja o fluxo de gases, $\dot{m}_g = 135.000 \text{ Kg/h}$

$$\text{Então } H_g = \dot{m}_g \cdot h = 1,77 \times 10^7 \text{ Kcal/h}$$

Na saída:

$$H_{g'} = H_g - q_p = 1,67 \times 10^7 \text{ Kcal/h}$$

$$h = 123,8 \text{ Kcal/kg}$$

$$w = \frac{w_{\text{ent}} \cdot \dot{m}_g + \dot{m}_{\text{evap}}}{\dot{m}_g} = 0,155 \text{ Kg H}_2\text{O/Kg gás seco}$$

Com esses valores entramos na carta psicrométrica, e - achamos $t = 100^{\circ}\text{C}$ como era desejado.

3.2.2 Vazão para gases provenientes da queima de lenha

Na entrada:

$$t = 450^{\circ}\text{C}$$

$$w = 0,045 \text{ Kg H}_2\text{O/ Kg gás seco}$$

$$h = 147,5 \text{ Kcal/Kg gás seco}$$

Seja o fluxo de gases, $\dot{m}_g = 130.000 \text{ Kg/h}$

$$\text{Então, } H_g = \dot{m}_g \cdot h = 1,92 \times 10^7 \text{ Kcal/h}$$

Na saída:

$$H_{g'} = H_g - q_p = 1,82 \times 10^7 \text{ Kcal/h}$$

$$h = 139,8 \text{ Kcal/Kg}$$

$$w = \frac{w_{\text{ent}} \cdot \dot{m}_g + \dot{m}_{\text{evap}}}{\dot{m}_g} = 0,180 \text{ Kg H}_2\text{O/Kg gás seco}$$

Com esses valores entramos na carta psicrométrica, e - achamos $t = 100^{\circ}\text{C}$ como era desejado.

./...

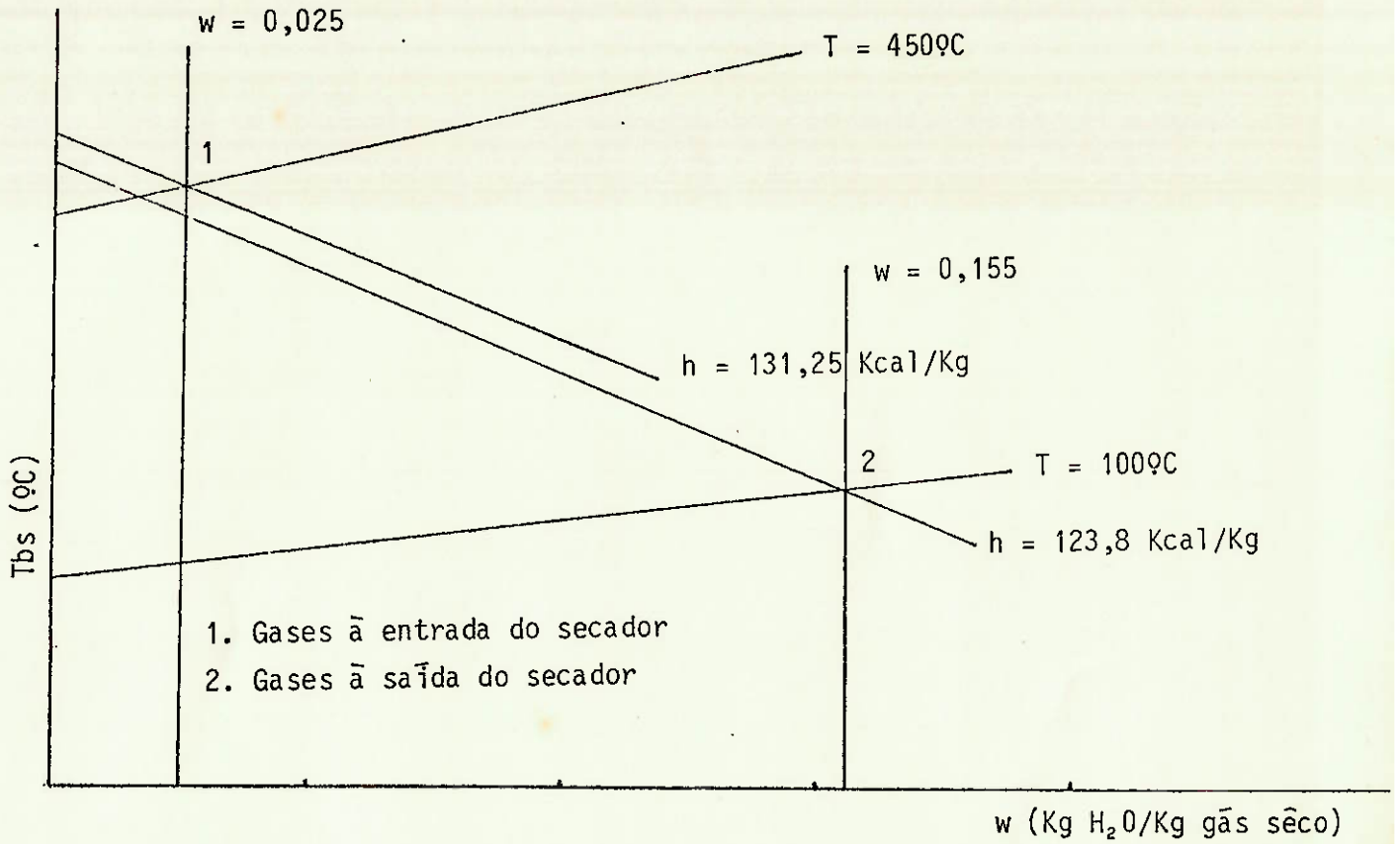


Fig.3.1 - Representação dos pontos de entrada e saída do secador, para gases de combustão de carvão mineral

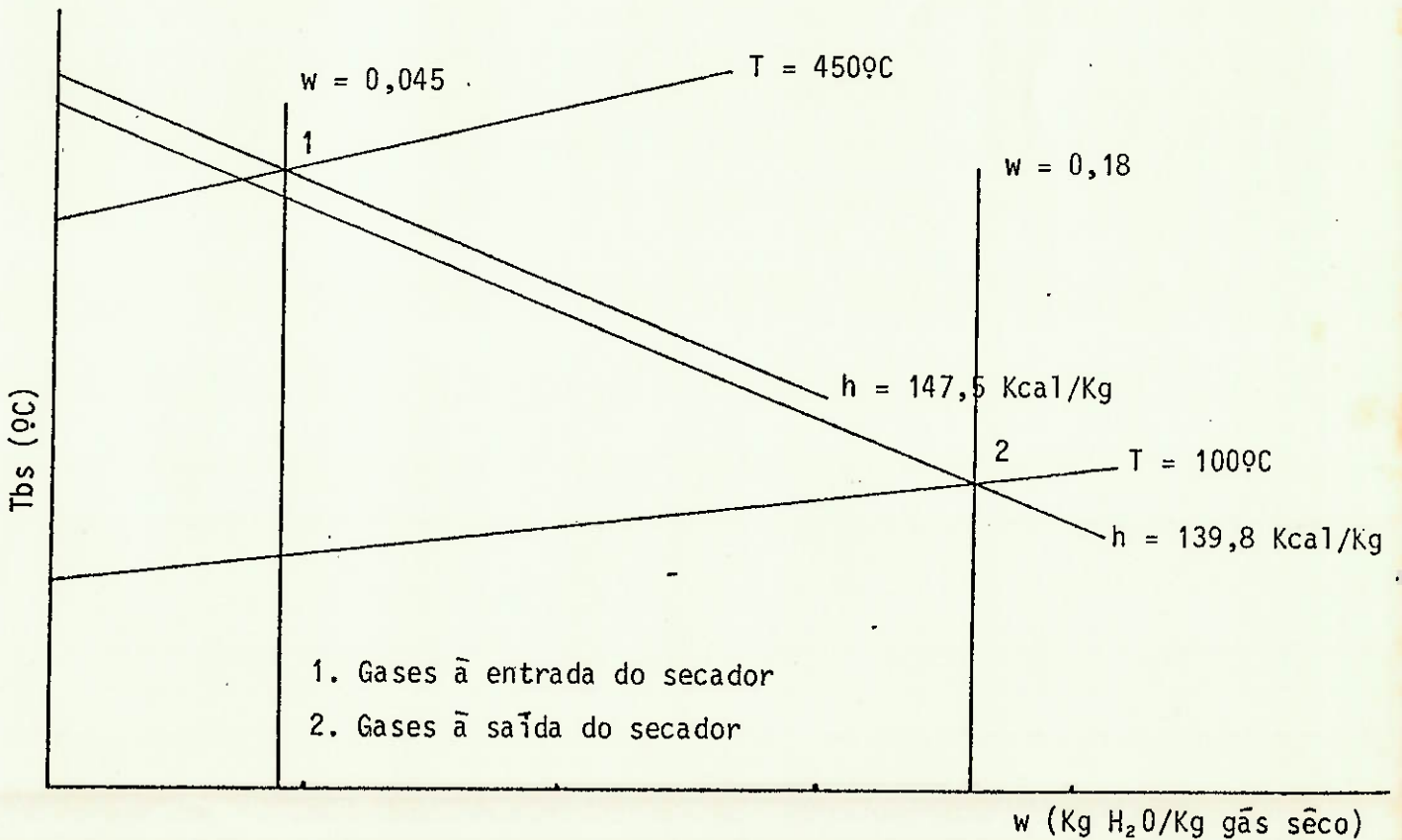


Fig.3.2 - Representação dos pontos de entrada e saída do secador, para gases de combustão de lenha

3.3 Determinação do volume do secador

Tentamos, para este projeto, utilizar expressões do tipo da equação (2.7). Entretanto, para os nossos dados impostos, obtivemos volumes de secador de 4 a 5 vezes maiores do que habitualmente são utilizados para fertilizantes.

Assim, lançamos mão de nossos dados industriais para determinar o volume necessário do secador. Constatamos que para a maioria dos secadores, tínhamos uma relação M_v , que varia de 35 a 50, onde:

$$M_v = \text{massa de água evaporada/volume do secador} \cdot h$$

Para o nosso caso:

$$\dot{m}_{\text{evap}} = 17.544 \text{ Kg/h}$$

Adotando $M_v = 40$, temos que $V = 438,6 \text{ m}^3$. Como a área da seção transversal do secador é $A = 12,57 \text{ m}^2$, obtemos L , comprimento do secador:

$$L = \frac{438,6}{12,57} = 35 \text{ m}$$

Desta forma definimos as principais dimensões geométricas do secador.

3.4 Escolha das pás levantadoras

O primeiro passo é determinar o enchimento do secador. Adotamos um grau de enchimento de 19%, de acordo com o observado nos dados industriais. Como o volume do secador é $V = 438,6 \text{ m}^3$, o seu enchimento será ... $0,19 V$, $H = 83,33 \text{ m}^3$. Como o comprimento do secador é 35 metros, o enchimento por metro do secador deverá ser $H^* = 2,38 \text{ m}^3/\text{m}$.

Para dificultar a aderência do sólido na parede do secador, nos primeiros dez metros adotamos pás retas. Neste ponto fixamos outros parâmetros iniciais. O comprimento das pás será $l = 0,5 \text{ m}$, o número de pás será $n_p = 24$, e a rotação do secador será $n = 2,5 \text{ rpm}$.

Da equação 2.2 tiramos $\psi = 0,0113$. Como $n_p = 24$, o espaçamento entre as pás será $\theta_j = 15^\circ$. Assim em determinado instante teremos as pás nas seguintes posições: $0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ, 90^\circ, 105^\circ, 120^\circ, 135^\circ, 150^\circ, 165^\circ$ e 180° .

./...

Adotando um coeficiente de atrito dinâmico $\gamma = 1$, podemos determinar o ângulo θ , para cada uma dessas posições através da equação 2.1. Constata-se que para um valor de γ baixo, como o aqui utilizado, θ é praticamente constante, e no caso igual a 45° .

Da Fig.3.3 calcula-se o enchimento de uma pã reta em uma posição genérica no primeiro quadrante:

$$h^* = \frac{1}{2} l^2 \operatorname{tg} (\theta - \theta) \quad (3.1)$$

As pás esvaziam-se para $\theta = \theta$. Da equação 2.3 calcula-se $H^* = 0,349 \text{ m}^3/\text{m}$, para os primeiros dez metros do secador. Para promover uma troca de calor e massa melhor, as pás estarão defasadas de $7,5^\circ$ entre si, a cada dois metros de comprimento, conforme mostra o desenho do desenvolvimento da carcaça do cilindro rotativo.

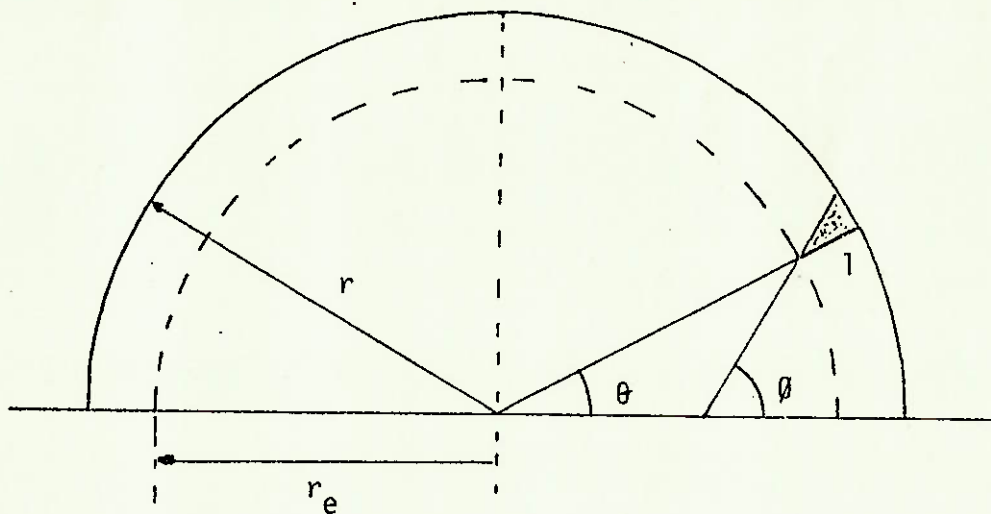


Fig.3.3 - Pã reta carregada em uma posição genérica

Para o trecho final do secador, adotamos pás de igual distribuição angular de material. Estas pás, embora de custo de fabricação um pouco mais caro, são as melhores em termos de troca de calor e massa.

O seu formato permite que a distribuição de material seja uniforme em toda a seção transversal do secador, evitando caminhos preferenciais para o fluxo de gases.

O enchimento de uma pã numa posição genérica é:

$$h^* = h_0^* \left(1 - \frac{\theta}{180} \right) \quad (3.2)$$

onde da Fig. 3.4 tira-se h_0^* :

$$h_0^* = r_p^2 \left(\frac{135}{360} \pi + \frac{1}{2} \tan \vartheta \right) \quad (3.3)$$

onde r_p é o raio da parte circular da pã, que é igual ao comprimento da parte reta da pã.

Com o enchimento pretendido por metro do secador, pode-se calcular das equações 3.2, 3.3 e 2.3, as dimensões da pã levantadora. Assim, obtem-se $r_p = 344$ mm.

Da mesma forma que as pãs retas, a cada cinco metros de comprimento, uma série de 24 pãs estará defasada de 7,5º com relação à outra, para minimizar o escoamento dos gases pelos canais que se formam entre as cortinas.

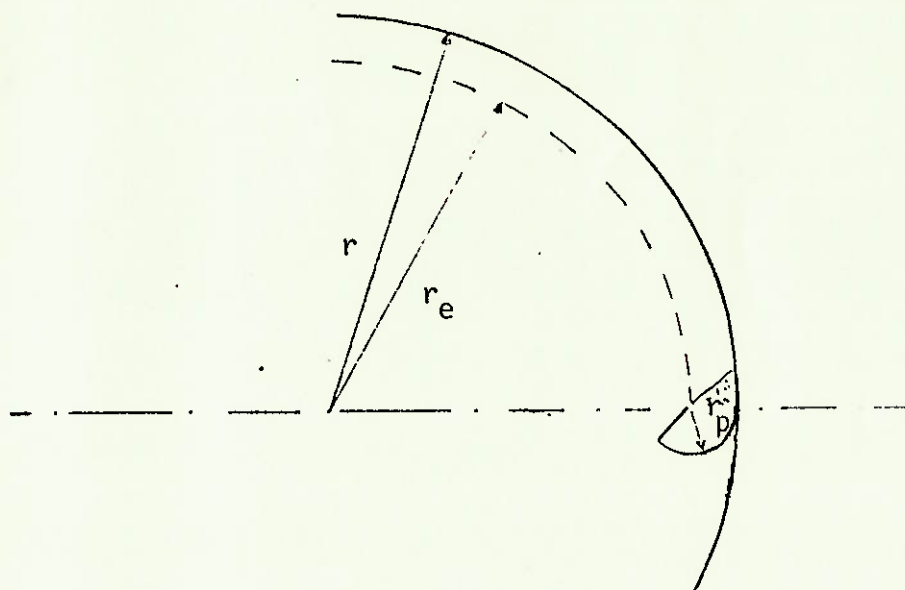


Fig.3.4 - Pã de igual distribuição angular, na posição $\theta = 0^\circ$

3.5 Determinação da inclinação do secador

Admitindo para o material uma densidade aparente $\rho_a = 900 \text{ Kg/m}^3$, tira-se da equação 2.4, um tempo de permanência $\gamma = 14$ minutos.

Com auxílio da equação 2.5, calculamos a inclinação que seria necessária no secador, se o fluxo de gases fosse nulo.

$$\alpha = \arctg \left(\frac{0,231}{D_n \gamma} \right)$$

$$\alpha = 3,37^\circ$$

Mas como estamos trabalhando com velocidades que vão de 6 a 3 m/s, é razoável admitir que com uma inclinação $\alpha = 2^\circ$, o tempo de permanência necessário será conseguido.

3.6 Detalhes construtivos do secador

3.6.1 Batedores

Como o superfosfato a ser secado é muito aderente, sobretudo logo depois de sua entrada no secador, é comum colocar nos primeiros trechos do cilindro rotativo "batedores" para descolar o material aderido das paredes.

Os batedores adotados estão mostrados na Fig.3.5. Consistem de um corpo cilíndrico, em nosso caso um pedaço de tubo de 8" com uma bola de aço, e um ressalto que só permite a queda da bola a partir de um certo ângulo. Quando o batedor está na metade inferior do secador a bola permanece no fundo do tubo, atrás do ressalto. Na subida do batedor, em determinada posição angular, a bola vence o ressalto e rola em direção ao secador batendo em um reforço (chapa metálica) soldado sobre a carcaça do secador.

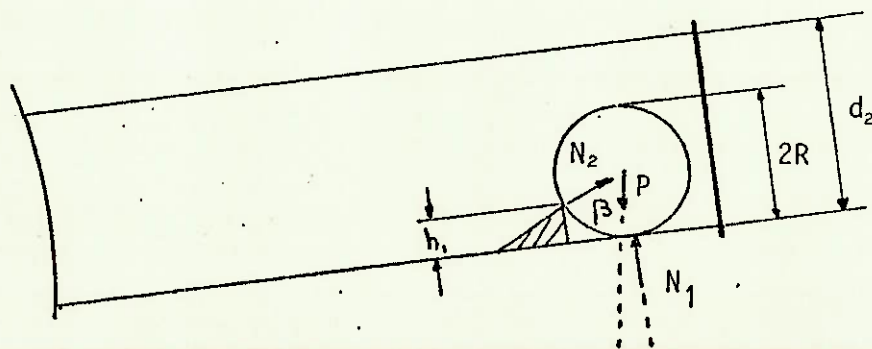


Fig.3.5 - Batedor

Imporemos à esfera do batedor, um ângulo de queda de 45° . A esfera se descolará quando $N_1 = 0$, ou seja, $\beta = 0$. Nessa situação teremos - que:

$$\frac{R - h_1}{R} = \cos 45^\circ; \therefore h_1 = 0,29 R$$

e $2,29 R < d_2$. Como $d_2 = 203 \text{ mm}$, adotamos $R = 80 \text{ mm}$.

Colocamos 40 batedores, dispostos radialmente em oito circunferências concêntricas, nos primeiros 15 metros do secador, nas posições indicadas no desenho do secador.

3.6.2 Localização dos roletes, e cálculo de suas reações

O secador será apoiado sobre dois pares de roletes. Estes serão localizados de modo a minimizar o momento máximo do secador. Para efeito de carga, consideramos o peso do secador e o peso do material, como uma carga igualmente distribuída ao longo do secador. Colocamos, desta forma, os roletes a 7 metros de cada extremidade do secador. Adotamos para a carcaça do secador, chapa de aço carbono de 1/2 pol. de espessura; para as pistas adotamos espessura de 300 mm e largura de 500 mm, para as pás levantadoras - chapa de 3/8 pol. de espessura e cantoneiras de 1/2 pol., para sua fixação.

Assim estimamos para um cálculo inicial:

- Peso do cilindro rotativo: 44.000 kgF
- Peso das pás levantadoras: 3.000 KgF
- Peso dos batedores: 2.000 KgF
- Peso das duas pistas de rolamento: 33.000 KgF
- Peso da coroa: 7.000 KgF
- Peso da carga: 75.000 KgF

Portanto, admitimos o peso do conjunto, $P_t = 164.000 \text{ KgF}$

Para um dimensionamento inicial, é razoável admitir o peso do conjunto uniformemente distribuído. Assim, o componente vertical suportado por cada par de roletes é $P' = 82.000 \text{ KgF}$. Da Fig.3.6, tiramos a força normal suportada por cada rolete. Previamente impomos que o ângulo determinado pelas retas que unem os centros dos roletes ao centro do cilindro, seja $\gamma' = 65^\circ$. Assim, $F_{n'} = \frac{P'}{2} / \cos 32,5^\circ$.

Tira-se $F_{n'} = 48.613 \text{ KgF}$, a força normal por rolete.

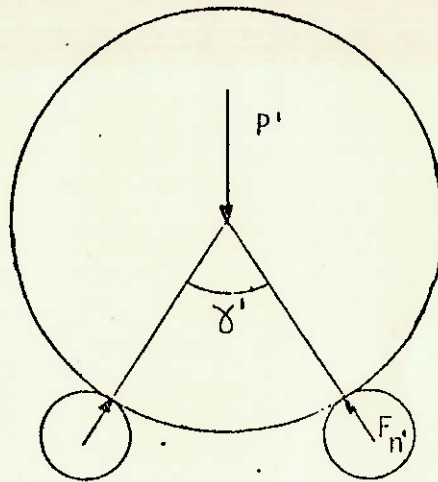


Fig.3.6 - Disposição do secador sobre os roletes

Além dos dois pares de roletes já citados, devemos prover o secador de um rolete, com eixo vertical, e que role apoiado numa das pistas do secador para evitar que o secador deslize no seu sentido longitudinal, devido à sua inclinação.

A força suportada por esse rolete será:

$$F_{n'} = P_t \cdot \sin \alpha = 5.724 \text{ KgF}$$

Quando o secador estiver em operação, um dos roletes de cada par, aquele que estiver do lado em que a carga é levantada, estará mais solicitado que o outro. Considerando que metade da carga é levantada, e meta de permanece uniformemente distribuída, a favor da segurança pode-se assumir que os roletes mais solicitados suportem 3/4 da carga total. Assim nesses roletes, $F_{n'} = 72.920 \text{ KgF}$.

3.6.3 Determinação da potência necessária para movimentar o - secador

Segundo Helmut Ernst, para cada tonelada de carga nos roletes, há uma resistência ao rolamento de 15 KgF. O momento torçor necessário para o rolamento do secador é:

$$M_t = 4 \cdot F_{n'} \cdot 0,015 \cdot D_p + F_{n'} \cdot 0,015 \cdot D_r$$

onde D_p é o diâmetro exterior das pistas de apoio, D_r é o diâmetro exterior do rolete axial e $F_{n'}$ é a força normal em cada caso.

Impondo $D_r = 0,8$ m, como $D_p = 4,8$ m vemos que $M_t = 1,4 \times 10^4$ KgF m.

O momento torçor para elevar a carga, pode estimar-se a favor da segurança, efetuando-se o produto de uma força igual à metade da carga do secador, por um braço igual ao raio interno do secador. Assim obtem-se um $M_t = 8,33 \times 10^4$ KgF m.

Portanto, a potência total necessária é: $N = 340$ C.V.

A transmissão será feita por um par coroa-pinhão de engrenagens cilíndricas de dentes retos, um redutor de engrenagens, e uma transmissão por correia V e par de polias.

A redução no par engrenado pode ser $i = 5,75$; é recomendável usar módulo $m = 24$ mm. Usando uma redução da ordem de 50 no redutor, com uma redução entre 2 e 3 na transmissão correia-polia, pode ser usado um motor de 4 polos.

O dimensionamento dos elementos da transmissão pode ser feito, conforme V. Dobrovolski, Elementos de Transmissão de Máquinas. Estima-se para toda a transmissão um rendimento de 80%, assim um motor de 450 C.V. de potência nominal, será suficiente para movimentar o secador.

3.6.4 Matériaiais dos componentes

A carcaça do secador, de chapa de 1/2" de espessura, pode ser feita de aço com 1% de carbono. A tensão máxima calculada foi da ordem de 200 KgF/cm², bem inferior aos limites usualmente admitidos para fadiga, para esse aço. O material das pás levantadoras pode ser o mesmo da carcaça.

As pistas de rolamento deverão ser de aço com dureza HB da ordem de 250. A pressão calculada nas pistas foi de aproximadamente 2.500 KgF/cm² e como para aço dessa dureza admite-se $P_{\max} = 5.800$ KgF/cm², não haverá problemas.

As bolas dos batedores deverão ser de aço de médio teor de carbono, com dureza recomendável HB 300.

N O M E N C L A T U R A

A :	área da seção transversal do secador
A_p :	área total das partículas em contato com o gás
d_2 :	diâmetro interno da carcaça do batedor
D :	diâmetro interno do secador
D_e :	diâmetro efetivo do secador
D_p :	diâmetro externo das pistas de apoio
D_r :	diâmetro do rolete axial
F :	taxa de alimentação do secador
F_a :	força de atrito na Fig. 2.3
F_c :	força centrífuga na Fig. 2.3
F_g :	força peso na Fig. 2.3
F_n :	força normal na Fig. 2.3
$F_{n'}$:	força normal nos roletes
g :	aceleração da gravidade
G :	fluxo de massa de gases por unidade de área
h :	entalpia específica dos gases
h_i :	altura do ressalto do batedor
h^* :	enchimento por metro de uma pã do secador
h_0^* :	enchimento por metro de uma pã na posição $\theta = 0^\circ$
h_{140} :	entalpia da água líquida a 40°C
h_{v100} :	entalpia do vapor d'água a 100°C
H :	enchimento do secador
H^* :	enchimento por metro de secador
H_g :	entalpia dos gases à entrada do secador
H_g' :	entalpia dos gases à saída do secador
K :	constante na Eq. 2.8
l :	comprimento da pã
l' :	dimensão de pã inclinada (Fig. 2.2)

L :	comprimento do secador
\dot{m}_{evap} :	massa de água a ser evaporada no secador
\dot{m}_g :	fluxo de massa de gases no secador
$m_{\text{H}_2\text{O}}$:	massa de água contida no material
\dot{m}_{mat} :	fluxo do material seco no secador
M_t :	momento torçor
M_v :	massa de água evaporada/volume do secador
n :	rotação do secador
n_p :	número de pás
N_1 :	reação normal na Fig. 3.5
P' :	componente vertical suportado por cada par de roletes
P_t :	peso total do conjunto secador + carga
q_p :	perdas conforme o item 3.1.2
Q :	quantidade de calor necessária no secador
r :	raio interno do secador
r_e :	raio efetivo do secador
r_p :	raio de curvatura da pá
R :	raio da esfera do batedor
t :	temperatura dos gases
U_f :	coeficiente da película de uma partícula
U_v :	coeficiente volumétrico da troca de calor
V :	volume do secador
w :	umidade absoluta dos gases
w_1 :	velocidade angular do secador
α :	inclinação do secador
β :	ângulo na Fig. 3.5
γ :	coeficiente do atrito dinâmico do material
γ' :	ângulo na Fig. 3,6
ΔT :	diferença de temperatura entre o sólido e o gás
ΔT_m :	diferença de temperatura global média logarítmica
θ :	posição angular de uma pá
θ_i :	espaçamento entre as pás

- ν : razão entre forças centrífuga e peso (eq. 2.2)
- ρ_a : densidade aparente do sólido
- τ : tempo de permanência
- θ : ângulo determinado entre a superfície livre do sólido e a horizontal
- θ_e : umidade de entrada do material no secador (b.u.)
- θ_s : umidade de saída do material do secador (b.u.)

B I B L I O G R A F I A

1. Silva, Remi Benedito - Manual de Termodinâmica e Transmissão de Calor - 6ª. edição - 1980
2. P. G. Glikim - Trans. Inst. Chemical Engineers - vol.56 pág.120 - 1978
3. R. H. Perry and C. H. Chilton - Chemical Engineers - Hand Book, sec.20, 5 th ed., Me Graw Hill, New York, - 1974
4. Mujundar - Advances in Drying - vol.2 - cap.1 - 1983
5. F. R. Schofield and P. G. Glikim - Trans. Inst.Chemical Engineers - vol.40 - pág.183 - 1962
6. Kaminski, Moacir - Estudo da secagem em secadores rotativos: Aplicação de um modelo matemático geral - Tese apresentada à E.P.U.S.P. - Depto. Engenharia Química - 1980
7. Ernst, Helmut - Aparatos de elevación y transporte
8. Dobrovolski, Z. - Elementos de máquinas