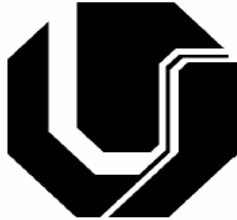


**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA**



**ESTUDO DA FLUIDODINÂMICA E DA SECAGEM DE UM SECADOR
ROTATÓRIO DA INDÚSTRIA DE FERTILIZANTES**

Autor: Nilson José Fernandes

Uberlândia-MG

2008

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA**

**ESTUDO DA FLUIDODINÂMICA E DA SECAGEM DE UM SECADOR
ROTATÓRIO DA INDÚSTRIA DE FERTILIZANTES**

Autor: Nilson José Fernandes

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química da Universidade Federal de Uberlândia como parte dos requisitos necessários para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Química.

Uberlândia-MG
2008

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pelo Sistema de Bibliotecas da UFU / Setor de Catalogação e Classificação

F363e Fernandes, Nilson José, 1975-
 Estudo da fluidodinâmica e da secagem de um secador rotatório da
 indústria de fertilizantes / Nilson José Fernandes. - 2008.
 90 f. : il.

Orientador: Marcos Antonio de Souza Barrozo.
Co-orientador: Carlos Henrique Ataíde.

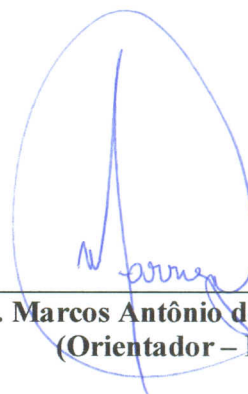
Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química.
Inclui bibliografia.

1. Secagem - Teses. I. Barrozo, Marcos Antonio de Souza. II. Ataíde, Carlos Henrique. II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química. III. Título.

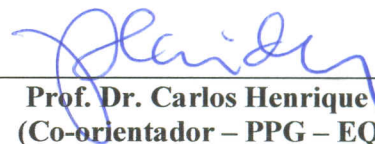
CDU: 66.047

Membros da banca examinadora da dissertação de mestrado do Eng. Nilson José Fernandes apresentada ao programa de pós-graduação em engenharia química da Universidade Federal de Uberlândia, em janeiro de 2008.

BANCA EXAMINADORA



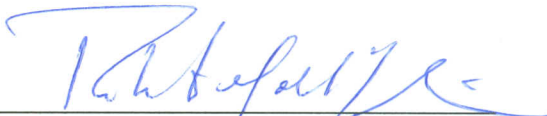
Prof. Dr. Marcos Antônio de Souza Barrozo
(Orientador – PPG – EQ/UFU)



Prof. Dr. Carlos Henrique Ataíde
(Co-orientador – PPG – EQ/UFU)



Prof. Dr. Luiz Gustavo Martins Vieira
(PPG – EQ/UFU)



Dr. Roberto Mattioli Silva
Tecplan Consultoria

SUMÁRIO

Agradecimentos	i
Lista de Figuras	ii
Lista de Tabelas	iv
Nomenclatura	v
Resumo	xi
Abstract	xii
 CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	 01
1.1 – Fertilizantes	02
1.2 – Fertilizantes no Brasil	01
1.3 – Secagem de fertilizantes	03
1.4 – Objetivo do trabalho	04
 CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	 06
2.1 – Secadores rotatórios	06
2.1.1 – Secadores rotatórios diretos com cascadeamento	07
2.2 – Suspensores	08
2.3 – Carga dos suspensores	08
2.4 – Comprimento e tempo de queda das partículas dos suspensores	17
2.5 – Transporte das partículas	19
2.6 – Tempo de residência das partículas	20
2.7 – Transferência de calor em secadores rotatórios diretos	26
2.8 – Umidade de equilíbrio	30
2.9 – Cinética de secagem	32
2.10 – Modelagem de secagem ARRUDA (2008)	34
2.11 – Metodologia de projeto de secadores	36
2.11.1 – METODOLOGIA I	36
2.11.2 – METODOLOGIA II	39
 CAPÍTULO 3 – MATÉRIAS E MÉTODOS	 44
3.1– Materiais	44
3.2 – Unidade experimental	45

3.2.1 – Informações construtivas do secador	47
3.3 – Métodos	49
3.3.1 – Caracterização do fertilizante granulado	49
3.3.1.1 – Temperaturas de entrada e saída do GTSP (T_{so} e T_{sf})	49
3.3.1.2 – Umidades de entrada e saída do GTSP (M_o e M_f)	49
3.3.1.3 – Determinação da distribuição granulométrica do GTSP	49
3.3.2 – Caracterização dos gases de secagem	50
3.3.2.1 – Temperaturas bulbo seco de entrada e saída dos gases (T_{fo} e T_{ff})	50
3.3.2.2 – Temperaturas de bulbo úmido dos gases	50
3.3.2.3 – Determinação da umidade dos gases (X_o e X_f)	50
3.3.3 – Caracterização do Combustível de secagem	50
3.3.3.1 – Densidade aparente dos cavacos de madeira (ρ_c)	50
3.3.3.2 – Umidade total dos cavacos de madeira.....	50
3.3.4 – Medições em geral.....	51
3.3.4.1 – Rotação do secador (N_R).....	51
3.3.4.2 – Perfil de temperaturas.....	51
3.3.4.3 – Vazões de GTSP no secador (W).....	51
3.3.4.4 – Vazões dos gases de secagem (G).....	52
3.3.4.5 – Vazões de cavacos de madeira consumidos.....	52
3.3.4.6 – Tempo de residência do GTSP no secador.....	52
3.3.4.7 – Fluidodinâmica (coeficiente de fricção do GTSP; distribuição de carga nos suspensores; comprimento, ângulo e tempo médio de queda das partículas).....	53
3.3.5 – Balanços de massas e energia.....	54
3.3.6 – Análise de metodologias de modelagem e projeto.....	55
3.3.6.1 – Metodologia ARRUDA (2008).....	55
3.3.6.2 – Metodologia I (VAN'T LAND, 1991).....	56
3.3.6.3 – Metodologia II (NONHEBEL E MOSS, 1971).....	56
CAPÍTULO 4 – RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	57
4.1– Condições limitantes de operação do equipamento.....	57
4.2 – Resultados da fluidodinâmica de secagem.....	57
4.2.1 – Coeficiente dinâmico de fricção.....	57
4.2.2 – Comportamento do GTSP nos suspensores (distribuição de carga; comprimento, ângulo e tempo médio de queda das partículas).....	60
4.2.3 – Análise do tempo médio de residência das partículas no equipamento.....	63

4.3 – Resultados dos balanços de massa e energia.....	65
4.4 – Metodologia ARRUDA (2008).....	69
4.5 – Metodologia I (VAN’T LAND, 1991).....	73
4.6 – Metodologia II (NONHEBEL E MOSS, 1971).....	74
 CAPÍTULO 5 – CONCLUSÕES.....	 78
 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	 80
 ANEXOS	 84
A.1 – Perfil de temperatura do costado do secador.....	84
A.2 – Determinação do diâmetro de Sauter das partículas de GTSP passante no secador.....	85
A.3 – Aplicação da Metodologia ARRUDA (2008) em Maple 8	86
A.4 – Aplicação da Metodologia I (Excel 2003)	89
A.5 – Aplicação da Metodologia II (Excel 2003)	90

Agradecimentos

Primeiro agradeço ao Deus único, em que insisto em dizer que é vivo; que é o caminho, a verdade e a vida; pois se não falássemos Dele, até as pedras falariam, mas todos saberiam desta verdade.

Agradeço a meu filho Caio Henrique Fernandes, que com apenas 2 aninhos, sua existência me dá forças para sempre buscar caminhos de ficar mais presente e próximo dele e de meus familiares. À minha esposa (Sheilla Carazi Simão Fernandes), à minha mãe (Aparecida Bernardo de Oliveira) e em memória de meu pai (Nelson José Fernandes).

Agradeço ao Governo Federal por prover Universidade gratuita e de qualidade como a Universidade Federal de Uberlândia. Aos Professores Marcos Antônio de Souza Barrozo e Carlos Henrique Ataíde, pessoas inteligentíssimas que tanto admiro e que estiveram comigo no desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço ao Grupo Anglo American por me dispor de tempo e recursos para este trabalho. Aos meus sempre chefes (da melhor maneira que se pode pensar sobre chefes) José Francisco da Silva Filho e Rogério Rios Carneiro, os quais marcaram suas impressões em minha vida profissional de maneira que jamais serão esquecidos. Um obrigado do fundo do coração a estes mestres, com carinho.

A todos que contribuíram em qualquer momento deste trabalho o meu obrigado. Em especial para os Engenheiros Alysson Moreira Guimaraes Barros e Ivaldo Ferreira de Araujo Jr., os quais tenho certeza que um dia ouviremos muito sobre eles como profissionais diferenciais em suas carreiras de engenheiros.

LISTAS DE FIGURAS

Figura 1.1: Relação entre a Produção de Cereais e o Consumo de Fertilizantes no decorrer dos anos. Fonte: Phosphate Fertilizer Production Technology Workshop (J. R. Polo, 2005).....	1
Figura 1.2: Consumo de fertilizantes no Brasil no decorrer dos anos. Fonte: ANDA (Associação Nacional Para Difusão de Adubos, 2006).	2
Figura 1.3: Fluxograma de uma unidade industrial convencional para produção de fertilizantes granulados.....	4
Figura 2.1: Tipos de secadores rotatórios.....	7
Figura 2.2: Visão tridimensional de um secador do tipo rotatório direto com cascadeamento.....	7
Figura 2.3: Configurações comuns dos suspensores em um secador rotatório direto.....	8
Figura 2.4: Indicação do ângulo dinâmico de repouso (ϕ) e do ângulo θ formado entre a ponta do suspensor e o plano horizontal.....	9
Figura 2.5: Quantidade de material nos suspensores para qualquer valor de θ	11
Figura 2.6: Esquema de um suspensor de 3 segmentos.....	13
Figura 2.7: Diferentes tipos de suspensores.....	18
Figura 2.8: Regiões de escoamento proposta por MATCHETT e BAKER (1987).....	25
Figura 2.9: Esquema do elemento de volume com operação concorrente.....	34
Figura 2.10: Dados para a determinação da T_f de secagem.....	37
Figura 2.11: Ilustração da aplicação da Metodologia I em projeto de Secadores.....	39
Figura 2.12: Ilustração da aplicação da Metodologia I em projeto de Secadores.....	43
Figura 3.1: Secador rotatório industrial.	45
Figura 3.2: Ilustração esquemática da operação de secagem. Fonte: Consultoria Tecplan (Araxá - MG)	47
Figura 3.3: Foto interna de um secador rotatório convencional para fertilizantes granulados.....	48
Figura 3.4: Foto de martelos convencionais utilizados para golpear o costado do secador rotatório.....	48
Figura 3.5: Ilustração da metodologia de determinação do ângulo dinâmico de repouso.	54
Figura 4.1: Coeficiente dinâmico de fricção (μ) do fertilizante GTSP.	59
Figura 4.2: Relação entre o ângulo dinâmico de repouso (ϕ) e a razão entre as forças centrífuga e gravitacional ($R\omega^2/g$), para $\mu = 0,746$	59
Figura 4.3: Comprimento de queda das partículas (Y_q) em função de diferentes posições angulares dos suspensores (θ).	60

Figura 4.4: Carga dos suspensores em função da posição angular do suspensor (θ).....	61
Figura 4.5: Fração predita de carga retida no suspensor em função da posição angular do suspensor (θ).	61
Figura 4.6: Fração de material em queda predita em função da posição angular do suspensor (θ).	62
Figura 4.7: Distribuição do tempo de residência para rotação de 3,5rpm.	63
Figura 4.8: Distribuição do tempo de residência para rotação de 4,2rpm.	63
Figura 4.9: Perfil de umidade dos sólidos ao longo do secador (Rotação: 3,5 rpm).....	70
Figura 4.10: Perfil de temperatura dos gases ao longo do secador (Rotação: 3,5 rpm).....	71
Figura 4.11: Perfil de umidade dos sólidos ao longo do secador (Rotação: 4,2 rpm).....	72
Figura 4.12: Perfil de temperatura dos gases ao longo do secador (Rotação: 4,2 rpm).....	72
Figura 4.13: Perfil dos valores do coeficiente linear de transferência de calor (U_{LA}) ao longo do secador (NR = 3,5 rpm).....	75
Figura 4.14: Perfil dos valores do coeficiente linear de transferência de massa (k_L) ao longo do secador (NR = 3,5 rpm).....	75
Figura 4.15: Perfil dos valores do coeficiente linear de transferência de calor (U_{LA}) ao longo do secador (NR = 4,2 rpm).....	76
Figura 4.16: Perfil dos valores do coeficiente linear de transferência de massa (k_L) ao longo do secador (NR = 4,2 rpm).....	76

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Valores para k' para diferentes suspensores.	17
Tabela 2.2: Equações para umidade de equilíbrio (BARROZO, 1995).....	31
Tabela 2.3: Equações de secagem semi-empíricas mais utilizadas para grãos.....	33
Tabela 3.1: Propriedades do GTSP.	44
Tabela 3.2: Propriedades do cavaco de madeira.	44
Tabela 3.3: Condições ambientais durante a realização dos testes.....	45
Tabela 4.1: Ângulos dinâmicos de repouso para o fertilizante GTSP em função da posição angular do suspensor.....	58
Tabela 4.2 Tempos de residência preditos por equações encontradas na literatura.	64
Tabela 4.3: Resultados operacionais para corrida experimental com 3,5 rpm.	66
Tabela 4.4: Resultados operacionais para corrida experimental com 4,2 rpm.	66
Tabela 4.5: Balanço de massa obtido durante os testes.	67
Tabela 4.6.a): Balanço de energia obtido durante os testes com o secador em 3,5 rpm	67
Tabela 4.6.b): Balanço de energia obtido durante os testes com o secador em 4,2 rpm	68
Tabela 4.7: Coeficientes globais de transferência de energia (U_{VA}) obtidos e preditos para os testes experimentais utilizando-se o valor da temperatura com a mistura de ar falso	69
Tabela 4.8: Resultados da modelagem ARRUDA (2008) para rotação do secador em 3,5 rpm.....	70
Tabela 4.9: Resultados da modelagem ARRUDA (2008) para rotação do secador em 4,2 rpm.....	71
Tabela 4.10: Resultados da aplicação da Metodologia I com rotação de 3,5 rpm.....	73
Tabela 4.11: Resultados da aplicação da Metodologia I com rotação de 4,2 rpm.....	73

Nomenclatura

a	=	número relacionado à velocidade a fase densa, Equação 2.69, -.
a, b, c, d	=	Parâmetros das equações de equilíbrio dimensionais ou adimensionais dependendo da equação.
a'	=	parâmetro relacionado a Equação 2.90.
a_1	=	intercepta a linha traçada pelo primeiro segmento OA (Figura 2.6), m.
a_2	=	intercepta a linha traçada pelo segundo segmento AB (Figura 2.6), m.
a_3	=	intercepta a linha traçada pelo terceiro segmento BC (Figura 2.6), m.
a_r	=	ângulo estático de repouso dos sólidos, graus.
a_y	=	parâmetro definido pela Equação 2.77.
A, B, C	=	Parâmetros das equações de secagem dimensionais ou adimensionais dependendo da equação.
A_t	=	área de troca térmica entre o ar e os sólidos Equação 2.111, m ² .
A_N	=	parâmetro relacionado à carga do secador e ao diâmetro das partículas, m ⁻¹ .
A_p	=	área superficial das partículas em queda em contato com o gás, m ² .
A_w	=	coeficiente definido na Equação 2.27.
b_1	=	inclinação da linha traçada pelo primeiro segmento OA (Figura 2.6), m.
b_2	=	inclinação da linha traçada pelo segundo segmento AB (Figura 2.6), m.
b_3	=	inclinação da linha traçada pelo terceiro segmento BC (Figura 2.6), m.
Bi	=	número de Biot, -.
B_w	=	coeficiente definido pela Equação 2.27
c	=	calor específico, kJ/kg°C.
c_{ar}	=	calor específico do ar, kJ/kg°C.
c_f	=	calor específico dos gases, kJ/kg°C.
c_v	=	calor específico do vapor, J/kg°C.
c_s	=	calor específico, dos sólidos, kJ/kg°C.
c_w	=	calor específico, da água, J/kg°C.
C_D	=	coeficiente de difusão, m ² s.
C_w	=	coeficiente definido pela Equação 2.27
d_{ci}	=	avanço do material por ciclo, m.
d_p	=	diâmetro da partícula, m.
D	=	diâmetro interno do secador, m.
D_{ef}	=	difusividade efetiva, m ² /s.

D_0	=	diâmetro efetivo do secador, definido como a distância entre o centro do cilindro e a ponta do suspensor, m.
f	=	coeficiente de arraste, -; ou fator de enchimento do tambor.
f_a	=	fração de material em queda, -.
$f(H^*)$	=	parâmetro relacionado a carga do secador, Equação 2.53, -.
F_g	=	taxa de massa de material seco na fase aerada, kg/s.
$ Fo$	=	número de Fourier, -.
$ Fr$	=	número de Froude, -.
$ F_s$	=	taxa de massa de material seco na fase densa, kg/s.
$ g$	=	aceleração da gravidade, m/s^2 .
$ g_2$	=	vazão volumétrica de ar úmido na saída do secador, (m^3/s)
$ G$	=	taxa mássica de ar seco, kg/s.
$ h_c$	=	coeficiente de transferência de calor por convecção, $J/s\ m^2\ K$.
$ h_{co}$	=	variável da Equação 2.108.
$ h_v$	=	parâmetro definido pela Equação 2.92, m^3/m .
$ h^*$	=	carga de sólidos no suspensor definida pelo projeto, kg.
$ h_0^*$	=	valor de $ h^*$ para $ \theta = 0^\circ$, kg.
$ h_d^*$	=	carga de sólidos despejada dos suspensores, kg.
$ h_f$	=	coeficiente pelicular de transferência de calor, J/m^2sK .
$ H$	=	carga de sólidos no secador, kg.
$ H^*$	=	carga total de sólidos no secador definida pelo projeto, kg.
$ H_R$	=	definido como a razão $ H/H^*$, -.
$ H_1$	=	carga de sólidos na fase aerada, kg.
$ H_2$	=	carga de sólidos na fase densa, kg.
$ I^*$	=	parâmetro que depende da geometria do suspensor Equação 2.68, m.
$ k$	=	parâmetro da Equação 2.50, -.
$ k'$	=	parâmetro da Equação 2.40, -.
$ k_L$	=	coeficiente de transferência de massa por unidade de comprimento $ kg/m\ s$.
$ k_p$	=	parâmetro da Equação 2.78, -.
$ k_{pr}$	=	parâmetro de proporcionalidade dependente do projeto dos suspensores e do secador Equação 2.92, -.
$ K$	=	constante de secagem, dimensão depende da equação.
$ K_{co}$	=	fator de correção definido pela equação 2.108.
$ K_d$	=	constante definida pela equação 2.62.

K_{fall}	=	parâmetro relacionado ao fato das partículas caírem do suspensor de diferentes posições, com diferentes tempos e queda, Equação 2.83.
K_{ft}	=	parâmetro definido pela Equação 2.81.
K_F	=	parâmetro definido pela Equação 2.90.
K_h	=	parâmetro relacionado as Equações 2.112 e 2.113.
K_K	=	parâmetro definido pela Equação 2.83.
K_m	=	parâmetro a Equação 2.95.
K_y	=	coeficiente de transferência de massa, mol/m ² s.
l	=	profundidade radial do suspensor (comprimento do 3º segmento), m.
l'	=	comprimento do 2º segmento do suspensor, m.
l''	=	comprimento do 3º segmento do suspensor, m.
L	=	comprimento do secador, m.
m	=	constante da Equação 2.50, s ² /m.
m'	=	constante Equação 2.53, s/m.
m_h	=	razão entre a carga e operação do suspensor (h) e a carga obtida através do projeto h^* , -.
m_{h0}	=	razão entre carga do suspensor e carga do projeto para $\theta = 0^\circ$.
m_p	=	massa de uma única partícula, kg.
M	=	umidade do material em base seca, kg/kg.
M^*	=	umidade de equilíbrio, kg/kg.
M_f	=	umidade final dos sólidos, base seca, kg/kg.
M_0	=	umidade inicial dos sólidos, base seca, kg/kg.
MR	=	adimensional de umidade.
n'	=	parâmetro da Equação 2.90.
n_p	=	número de partículas em queda nos suspensores,-.
n_{ph}	=	número efetivo de partículas em queda dos suspensores,-.
N	=	número de suspensores,-.
\overline{N}	=	número médio de partículas em queda no cascadeamento, -.
N_{ci}	=	número de ciclos de cascata.
Nm	=	parâmetro da Equação 2.95.
N_R	=	velocidade de rotação do tambor do secador, rpm.
P	=	pressão total absoluta, Pa.
p_c	=	porcentagem de carga (volume de material por volume de secador), %.
p_o	=	porosidade do fluxo de partículas em queda,-.
Pr	=	número de Prandtl,-.

Q	=	taxa de transferência de calor entre gás e sólido, J/s.
R	=	raio do secador, m.
R'	=	parâmetro da Equação 2.91, m ² /h.
R_0	=	raio descrito pela ponta do suspensor e com centro no tambor giratório, m.
Re	=	número de Reynolds, -.
R_w	=	taxa de secagem, s ⁻¹ .
S	=	área da seção transversal do suspensor ocupada pelos sólidos, m ² .
S_{pq}	=	área das partículas em queda dos suspensores, m ² .
t	=	tempo, s.
t_{ci}	=	tempo de duração de um ciclo de secagem, s.
t_q	=	tempo de queda das partículas dos suspensores, s.
t_{qmax}	=	tempo de queda máximo das partículas dos suspensores, s.
\bar{t}_q	=	tempo de queda médio das partículas dos suspensores, s.
T	=	temperatura absoluta, K.
\bar{T}_0	=	valor inicial da temperatura, K.
T_{amb}	=	temperatura ambiente, K
T_f	=	temperatura do fluido de secagem, K.
T_{f0}	=	temperatura inicial observada no teste, K
T_{ff}	=	temperatura final observada no teste, K.
T_{ar}	=	temperatura do ar de secagem, K.
T_s	=	temperatura de sólido, K.
T_{s0}	=	temperatura inicial dos sólidos, K.
T_{sf}	=	temperatura final dos sólidos, K.
ΔT_{lm}	=	média logarítma de temperatura, K ou °C.
u	=	velocidade de escoamento do ar na área livre do secador, m/s.
U_{LA}	=	coeficiente global de transferência de calor baseado no comprimento do secador, W/m ² °K.
U_V	=	coeficiente global de transferência de calor baseado na área efetiva de contato entre o gás e o sólido, W/m ² °C.
U_{VA}	=	coeficiente global de transferência de calor por convecção, W/m ³ °C.
U_P	=	coeficiente global de perda de energia, kJ/sm ³ °C.
UR	=	umidade relativa, %.
v	=	velocidade do fluxo de gás, m/s.
\bar{v}_q	=	velocidade media de queda das partículas, m/s.

v_p	=	é a velocidade da partícula, m/s.
v_r	=	velocidade relativa entre gás e partícula, m/s.
V	=	volume do secador, m ³ .
V_1	=	é a velocidade da partícula na fase aerada devido a força de arraste, m/s.
V_2	=	velocidade da fase densa, m/s.
W	=	taxa de material seco, kg/s.
W_{evap}	=	vazão de água evaporada, kg/s.
w_0	=	vazão de água presente no sólido inicialmente, kg/s.
w_f	=	vazão de água presente no sólido no final, kg/s.
X_c	=	abscissa do ponto C para as coordenadas com centro no plano central do tambor, m
X	=	umidade dos gases, kg/kg.
X_0	=	umidade inicial do gás, kg/kg.
X_f	=	umidade final do gás, kg/kg.
x	=	distância em coordenada retangular, m.
x_1	=	abscissa do ponto no primeiro segmento (Figura 2.6), m.
x_2	=	abscissa do ponto no segundo segmento (Figura 2.6), m.
x_3	=	abscissa do ponto no terceiro segmento (Figura 2.6), m.
x_A	=	abscissa do ponto A (Figura 2.6), m.
x_B	=	abscissa do ponto B (Figura 2.6), m.
x_C	=	abscissa do ponto C (Figura 2.6), m.
Y_0	=	ordenada da ponta do suspensor, m.
Y_c	=	ordenada do ponto C para as coordenadas com centro no plano central do tambor, m.
y	=	distância em coordenada retangular, m.
y_1	=	ordenada do ponto no primeiro segmento OA (Figura 2.6), m
y_2	=	ordenada do ponto no segundo segmento AB (Figura 2.6), m.
y_3	=	ordenada do ponto no terceiro segmento BC (Figura 2.6), m.
y_A	=	ordenada do ponto A (Figura 2.6), m.
y_B	=	ordenada do ponto B (Figura 2.6), m.
y_C	=	ordenada do ponto C (Figura 2.6), m.
Y_{ci}	=	comprimento de queda das partículas até o próximo ciclo, m.
Y_d	=	comprimento de queda as partículas dos suspensores, m.
\bar{Y}_d	=	comprimento médio de queda as partículas dos suspensores, m.
z	=	distância em coordenada retangular, m e valor adimensional do comprimento do secador.

Símbolos Gregos

α	=	inclinação do secador, radianos.
α_A	=	ângulo entre os segmentos da Figura 2.6, radianos.
α_B	=	ângulo entre os segmentos da Figura 2.6, radianos.
δ	=	ângulo entre as coordenadas com centro no eixo central do tambor do cilindro e com centro no topo do suspensor, radiano.
β	=	parâmetro definido pela Equação 2.31.
\emptyset	=	ângulo dinâmico de repouso, radiano.
Φ_c	=	força centrífuga, N.
Φ_g	=	força gravitacional, N.
Φ_N	=	força normal a superfície de deslizamento da partícula, N.
Φ_f	=	força de fricção, N.
λ	=	calor latente de vaporização, J/kg.
μ	=	coeficiente dinâmico de fricção da partícula.
μ_f	=	viscosidade do gás, cp.
θ	=	ângulo subtendido entre a ponta do suspensor e o plano horizontal que corta o centro do tambor, radianos.
$\bar{\theta}$	=	ângulo médio de queda das partículas dos suspensores, radiano.
θ_N	=	espaçamento entre os suspensores, radianos.
ρ_{ar}	=	densidade do ar, kg/m ³ .
ρ_b	=	densidade bulk das partículas, kg/m ³ .
ρ_s	=	densidade dos sólidos, kg/m ³ .
ρ_c	=	densidade do cavaco, kg/m ³ .
ρ_p	=	densidade da partícula, g/cm ³ .
ρ_w	=	densidade da água, kg/m ³ .
τ	=	tempo de residência das partículas, min ou s.
$\bar{\tau}$	=	tempo médio de residência, min ou s.
τ_{co}	=	tempo necessário para as partículas ser coletadas novamente pelo suspensor, s.
τ_g	=	tempo de residência da fase aerada, s.
τ_s	=	tempo de residência da fase densa, s.
ω	=	velocidade angular do secador, rad/s.
ψ	=	parâmetro definido pela Equação 2.7.

RESUMO

O dimensionamento, modelagem e simulação de secadores rotatórios constituem em um grande desafio. A secagem envolve transferências de calor e massa, e processos fluidodinâmicos das mais diferentes formas. A maior parte dos projetos de secadores é feita por empirismo, com base na experiência de engenheiros e “scale-up” de protótipos. O objetivo do trabalho foi analisar os equacionamentos, modelagens e propostas de projetos de secagem encontrados na literatura para secadores rotatórios utilizando-se para esta análise dados experimentais obtidos com a secagem de fertilizantes granulados (GTSP) em um secador rotatório concorrente industrial convencional (3 m de diâmetro x 30 m de comprimento). Com os dados operacionais coletados (variáveis de processo) e os resultados obtidos, é feita uma análise das propostas de projetos de secadores rotatórios e modelagens de secagem avaliadas em outros trabalhos desta mesma natureza (ARRUDA, 2008 e CRISTO, 2004), além de identificar parâmetros de predição de tempo de residência, coeficientes de trocas térmicas e informações fluidodinâmicas. Diante o fato dos testes experimentais serem realizados num equipamento industrial, houve limitações quanto a variação de parâmetros. As dimensões do equipamento são fixas (unidade industrial) e outros parâmetros são variáveis que garantem a qualidade e produtividade da unidade industrial, ficando, portanto, a rotação do equipamento como um parâmetro possível de ser analisado, uma vez que excepcionalmente no equipamento onde foram realizados os testes, há um inversor de frequência que possibilita, dentro das limitações estruturais do equipamento, uma variação de 20 % da rotação nominal do mesmo. Os testes foram realizados com rotações do secador de 3,5 e 4,2 rpm. Os resultados obtidos quanto ao comportamento fluidodinâmico do material no interior do secador apresentaram boa concordância com as modelagens apresentadas na literatura. Para a determinação da distribuição de carga nos suspensores e o comportamento do cascadeamento de material no interior do secador (tempo, altura e ângulo médio de queda) a metodologia REVOL *et al.* (2001) apresentou informações bastante consistentes de predição com a utilização do coeficiente de fricção determinado experimentalmente de 0,746 para o GTSP. Na determinação do tempo de residência a equação que melhor se ajustou aos resultados experimentais é a equação de FRIEDMAN e MARSHALL (1949) com parâmetros estimados por ARRUDA (2008). Os resultados obtidos para os balanços de massa e energia foram bastante consistentes e evidenciaram uma situação bastante pertinente em considerações de projeto que trata-se das premissas de entradas de ar falso. Na determinação dos coeficientes globais de transferência de energia, ponderando-se a redução de temperatura dos gases no início do secador provocada pelas entradas de ar falso, a equação que melhor previu este parâmetro é a apresentada por MILLER *et al.* (1942). A modelagem proposta por ARRUDA (2008) apresentou desvios significativos com os resultados experimentais; possivelmente provocados por imprecisões de medidas, premissas de ar falso (perdas) e/ou possíveis diferenças no comportamento dos materiais utilizados nos ensaios de ARRUDA (2008) e os utilizados nos experimentos. A aplicação da Metodologia I (VAN’T LAND, 1991) apresentou inconsistências de projeto em contraponto à abordagem de entradas de ar falso citada anteriormente. A metodologia II (NONHEBEL e MOSS, 1971) não presume o conhecimento da curva de secagem do material. Utilizou-se, portanto, resultados obtidos em ARRUDA (2008). Da mesma maneira que para a Metodologia I verifica-se inconsistências de projeto, no entanto, os perfis dos coeficientes de transferência de calor e massa traçados com os resultados obtidos em ARRUDA (2008) apresentam comportamento com tendências esperadas fisicamente.

Palavras chaves: secagem, secador rotatório, industrial, fertilizantes

ABSTRACT

The dimensioning, the modeling and the simulation of the rotary dryers constitutes a big challenge. The drying involves mass and heat transfer, and fluid dynamics processes of the most different forms. Great part of the dryers projects are done according to empiricism and based on the experience of engineers and on the “scale-up” of prototypes. The purpose of this piece of work was: to analyze the equations, the models and the project proposals on drying found in the literature about rotary dryers, using for this analysis experimental data obtained by drying granulated fertilizers GTSP in a conventional industrial cocurrent rotary dryer (3m in diameter x 30m in length). Having collected the operational data (variables of the process) and obtained the results, it is carried out an analysis of the project proposals of the rotary dryers and of the drying models evaluated according to other pieces of work of the same kind (ARRUDA, 2008 and CRISTO, 2004). Besides it is also identified the prediction parameters of residence time, the coefficient of heat transfer and others fluid dynamics information. In the presence of the fact that experimental tests were accomplished in an industrial equipment, there were limitations regarding the parameter variation. The equipment dimensions are fixed (industrial unit) and other parameters are variables that guarantee the quality and the productivity of the industrial unity. Hence, the equipment rotation is a parameter able to be analyzed once there is, exceptionally in the equipment in which the tests were accomplished, a rotation control that enables, according to the structural limitations of the equipment, a variation of 20% of its nominal rotation. The tests were accomplished using dryer rotations of 3.5 and 4.2 rpm. The results which were obtained according to the behavior of the fluid dynamics of the material in the interior of the dryer, presented good concurrence with the models shown in the literature. To determine the flight holdup distribution and the behavior of the material cascading in the inner part of the dryer (time, height and average angle of the fall), the methodology REVOL *et al.* (2001) presented quite consistent information concerning the prediction, using the friction coefficient determined experimentally of 0.746 for the GTSP. In order to determine the residence time, the equation that fitted best to the experimental results was FRIEDMAN and MARSHALL’S (1949) Equation with parameters estimated by ARRUDA (2008). The results that were obtained for the mass balance and energy were quite consistent and they made clear a quite pertinent situation related to the project considerations that deal with the premises of false air entrances. In order to determine the global coefficients of heat transfer, the equation that best foresaw this parameter is the one presented by MILLER *et al.* (1942), pondering the reduction of the temperature of the gases in the beginning of the dryer which was caused by the false air entrances. The modeling proposed by ARRUDA (2008) presented significative deflections according to the experimental results. They were possibly caused by imprecision while measuring, by premises of false air entrances (loses) and/or by possible differences related to the behavior of the materials used in ARRUDA’S tests (2008) and the ones used in the experiments. The application of the Methodology I (VAN’T LAND, 1991) presented inconsistencies in the project opposing the approach of false air entrances mentioned before. The Methodology II (NONHEBEL and MOSS, 1971) does not presume the knowledge of the drying curve of the material. Thus, the results obtained in ARRUDA (2008) were used. As it happened to Methodology I, inconsistencies in the project were found. However, the profiles of the coefficients of mass and heat transfer traced with the results that were obtained in ARRUDA (2008) presented a kind of behavior with physically expected tendencies.

Key words: drying, rotary dryer, industrial, fertilizers.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1- Fertilizantes

A população mundial aumentou de 3 bilhões em 1960 para 6 bilhões em 2000. O mundo acumulou mais pessoas durante estes 40 anos do que durante os primeiros 60 anos do século XX e todo o século XIX.

Este crescimento populacional tem intensificado a demanda por recursos naturais (terra, água, ar, alimentos, etc.). Para o atendimento desta demanda por alimentos, a otimização da produtividade agrícola é de fundamental importância. Daí, tem-se no uso de fertilizantes um dos fatores preponderantes para atender esta demanda. A Figura 1.1 apresenta a relação entre a demanda por alimentos (produção de cereais) e o consumo de fertilizantes ao decorrer dos anos.

Fertilizantes são produtos compostos por nutrientes que aumentam o crescimento e a produtividade das plantas, melhorando a natural fertilidade do solo ou então devolvendo os elementos retirados do mesmo pela erosão ou por culturas anteriores.

Recentes projeções indicam que a demanda mundial por fertilizantes irá aumentar em 30% até 2030.

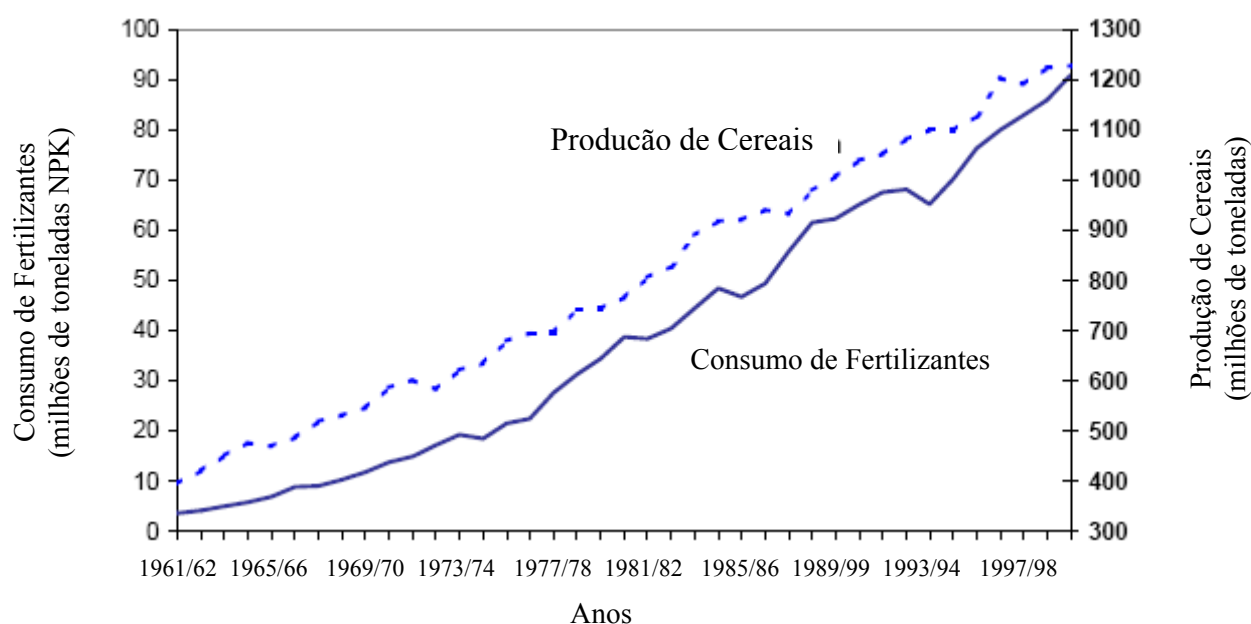


Figura 1.1: Relação entre a Produção de Cereais e o Consumo de Fertilizantes ao decorrer dos anos.

Fonte: Phosphate Fertilizer Production Technology Workshop (J. R. Polo, 2005).

1.2- Fertilizantes no Brasil

Até o início da década de 50 a indústria nacional de fertilizantes era constituída por produtores de adubo de origem animal e vegetal, além de misturadores de fertilizantes minerais importados. Somente em 1943 com a exploração do carbonatito apatítico de Jacupiranga e em 1947 com a produção de sulfato de amônio pela Cia. Siderúrgica Nacional como subproduto de processo siderúrgico é que se iniciou a produção nacional de fertilizante.

Com a evolução da agricultura brasileira e a necessidade de substituições de importações nos fins dos anos 40 e início da década de 50 surgem as primeiras fábricas de superfosfatos simples (SSP), obtido a partir do concentrado fosfático nacional e importados (maioria).

Em 1958, inicia-se a produção de amônia no Brasil, através da FAFER, obtida por síntese a partir dos gases residuais da Refinaria de Presidente Bernardes, em Cubatão (SP).

Na década de 70 vários complexos industriais como o da Ultrafertil (atual Fosfertil), Copebrás e Quimbrasil surgiram produzindo novos fertilizantes simples (superfosfato triplo - TSP; monoamônio fosfato - MAP; diamônio fosfato - DAP; e nitrato de amônio) e produtos intermediários como amônia e ácido fosfórico.

Entre o final da década de 70 e início dos anos 80 novas unidades industriais entravam em operação, ainda em consequência das metas traçadas pelo PNFCA (Programa Nacional de Fertilizantes e Calcário Agrícola), como a Goiásfertil (atual Copebrás) em Ovidor (GO), a Valefertil (atual Fosfertil) em Uberaba (MG) e a Arafertil (atual Bunge) em Araxá (MG).

Com as tendências sempre crescentes de demanda por fertilizantes no Brasil (Figura 1.2) verifica-se a partir daí um aumento da produção de fertilizantes através de uma nova fase de desenvolvimento marcada por privatizações, liberação de importações, planos econômicos e reestruturação do setor (expansões, fusões, aquisições, etc.).

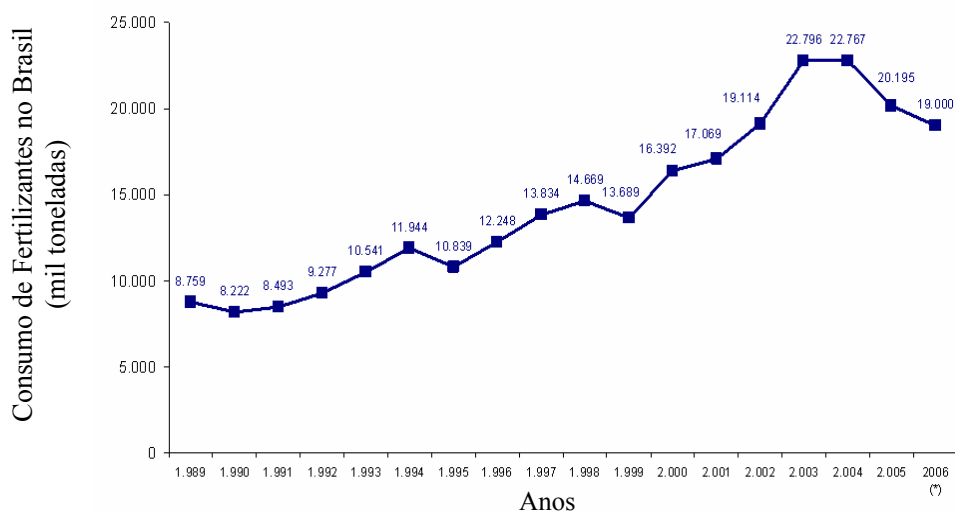


Figura 1.2: Consumo de fertilizantes no Brasil no decorrer dos anos.

Fonte: ANDA (Associação Nacional Para Difusão de Adubos, 2006).

1.3- Secagem de fertilizantes

A necessidade de secagem existe há muito tempo. Vários processos foram desenvolvidos e aprimorados pelo homem para atendimento desta necessidade. Através da história, o sol e o vento já foram os principais elementos de secagem. Mesmo usados até hoje em algumas circunstâncias, esses métodos são muitos lentos e imprecisos.

O vento atmosférico foi substituído pela passagem forçada de ar e o sol por outras fontes de calor. Com o avanço tecnológico, novos equipamentos permitiram um aumento de eficiência na remoção de voláteis (ex.: água), seguindo dos rudimentares fornos da idade média até os modernos secadores por infravermelho e microondas atualmente existentes.

Na produção de fertilizantes granulados os insumos (água, amônia, ácido sulfúrico e vapor entre outros) são dosados em um equipamento chamado granulador, que tem como objetivo adequar o produto às especificações químicas e aumentar o tamanho das partículas até um padrão desejado (entre 2 e 4 mm). Após o processo de granulação vem o processo de secagem, que é responsável por remover as substâncias voláteis (água) utilizadas no processo de granulação.

O método mais empregado na secagem de fertilizantes é o por troca de calor direta (corrente de ar quente forçada em contato com o sólido úmido) em um equipamento denominado secador rotatório. Este secador é dotado de suspensores para o aumento da área de contato gás-sólido.

A secagem dos fertilizantes granulados é necessária para evitar o empedramento ou desintegração dos grânulos, impedindo assim seu manuseio e/ou aplicação adequada do mesmo; além de contribuir com a redução de formação de incrustações no interior dos equipamentos de forma geral.

Devido a esta característica inerente aos fertilizantes granulados (tendência de formação de incrustações), é comum em unidades produtivas de fertilizantes os balanços energéticos (controle de umidade) serem os limitantes do processo produtivo destas unidades. Desta forma, um maior domínio das variáveis do processo de secagem de fertilizantes e dos passos para o dimensionamento destes secadores rotatórios, certamente decorrerá para o seguimento de fertilizantes em uma maior produtividade e rentabilidade do negócio.

Em seguida é apresentada a Figura 1.3 com um fluxograma de uma unidade convencional de produção de fertilizantes granulados, onde pode ser visualizada a localização do secador rotatório na unidade industrial.

de comprimento). Com isto buscou-se encontrar informações que possam contribuir para a precisão nos desenvolvimentos de novos projetos bem como com o aumento de eficiências de secagem em equipamentos já instalados.

Com os dados operacionais coletados (variáveis de processo) e os resultados obtidos, este trabalho irá apresentar informações sobre:

- Coeficiente dinâmico de fricção do GTSP;
- Distribuição de carga do GTSP nos suspensores ao longo do secador;
- Comprimento, ângulo e tempo médio de queda das partículas de GTSP;
- Tempo de residência do GTSP no secador;
- Balanços de massa e energia (coeficientes globais de transferência de energia);
- Modelagem para previsão do processo de secagem (ARRUDA, 2008); e
- Propostas de projeto de secadores rotatórios (CRISTO, 2004).

CAPÍTULO 2

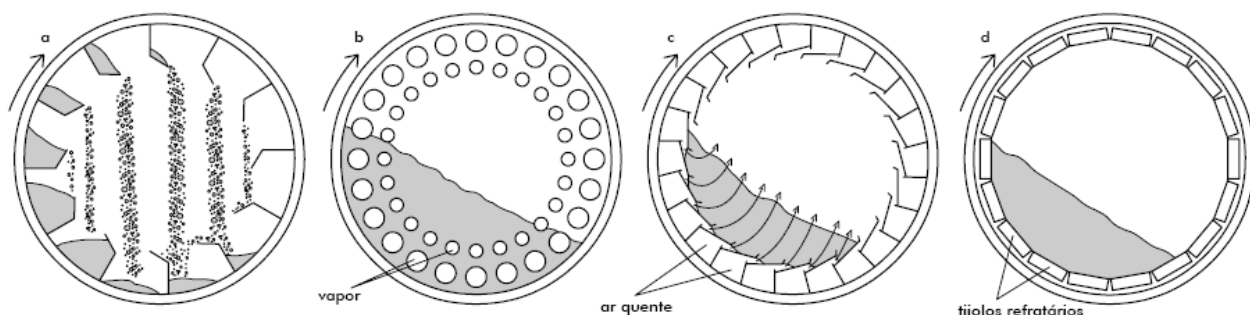
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1- Secadores rotatórios

Secadores rotatórios são ideais para secagem de materiais granulados de escoamento livre, sendo bastante empregados na secagem de sais, fertilizantes e areia. Podem ainda ser adaptados, com o uso de etapas preparatórias de material, para a secagem de pastas, lamas e soluções, aumentando sua alternativa de uso (NONHEBEL e MOSS, 1971; PERRY, 1997).

Um secador rotatório é constituído por uma câmara cilíndrica um pouco inclinada em relação a horizontal, que gira em torno do seu eixo longitudinal. O comprimento da câmara cilíndrica normalmente varia de quatro a dez vezes o seu diâmetro, que pode medir de 0,3 m a mais de três metros (PERRY 1997). O secador opera com os sólidos sendo alimentados em sua extremidade superior. Estes são então cascadeados até a outra extremidade em virtude da rotação, diferença de pressão, inclinação da câmara cilíndrica e arraste pelo gás; e em seguida são descarregados na extremidade inferior com menor teor de umidade. Além do transporte do material a ser seco, os gases arrastam a umidade para fora do secador e fornecem calor ao material seco (transferência de massa e energia). Esses gases, normalmente o ar, também entram por uma extremidade e sai pela outra, podendo escoar em contracorrente ou de forma concorrente com os sólidos. O último modo é indicado para materiais que precisam de uma secagem rápida no início do processo, ou que são susceptíveis de serem degradados pelo calor. O escoamento contracorrente é usado normalmente para casos em que o sólido pode atingir altas temperaturas. Essa configuração é também a de maior eficiência térmica.

O secador rotatório mais comum tem como particularidade a secagem pelo ar passando perpendicularmente por uma cascata de material. A câmara cilíndrica do secador praticamente horizontal possui suspensores internamente, que funcionam como pás, que conduzem os materiais da parte inferior da câmara cilíndrica para a parte superior e os despejam em forma de cascata. Esse secador recebe o nome de secador rotatório direto em cascata. Este nome é usado para diferenciá-lo de outros secadores rotatórios como o secador indireto a tubo vapor, em que os tubos com vapor são dispostos longitudinalmente na câmara cilíndrica, promovendo o aquecimento e secagem do material. Na Figura 2.1 são mostradas as seções transversais destes secadores em operação.



a) por contato direto, b) por tubos a vapor, c) por venezianas d) forno rotativo.

Figura 2.1: Tipos de secadores rotatórios.

2.1.1- Secadores rotatórios diretos com cascadeamento

No secador rotatório direto com suspensores, as cascatas são de extrema importância para a transferência de massa e calor entre os gases (ar) e o material a ser seco (sólidos). Os suspensores são construídos de forma simples, normalmente com dois segmentos formando um ângulo de 90° , mas podem assumir configurações de acordo com o cascadeamento que se deseja. Os formatos mais comuns são os que cascadeiam o material uniformemente por toda a parte superior da câmara cilíndrica ou com distribuição concentrada no centro, proporcionando uma maior distância de queda e, conseqüentemente, maior contato entre os gases e o material a ser seco. As dimensões, tipos e distribuições dos suspensores pela parede da câmara cilíndrica são determinados pelas propriedades do material a ser seco, podendo variar ao longo da câmara cilíndrica (PERRY, 1997). Na Figura 2.2 abaixo é mostrada uma construção típica de um secador rotatório.

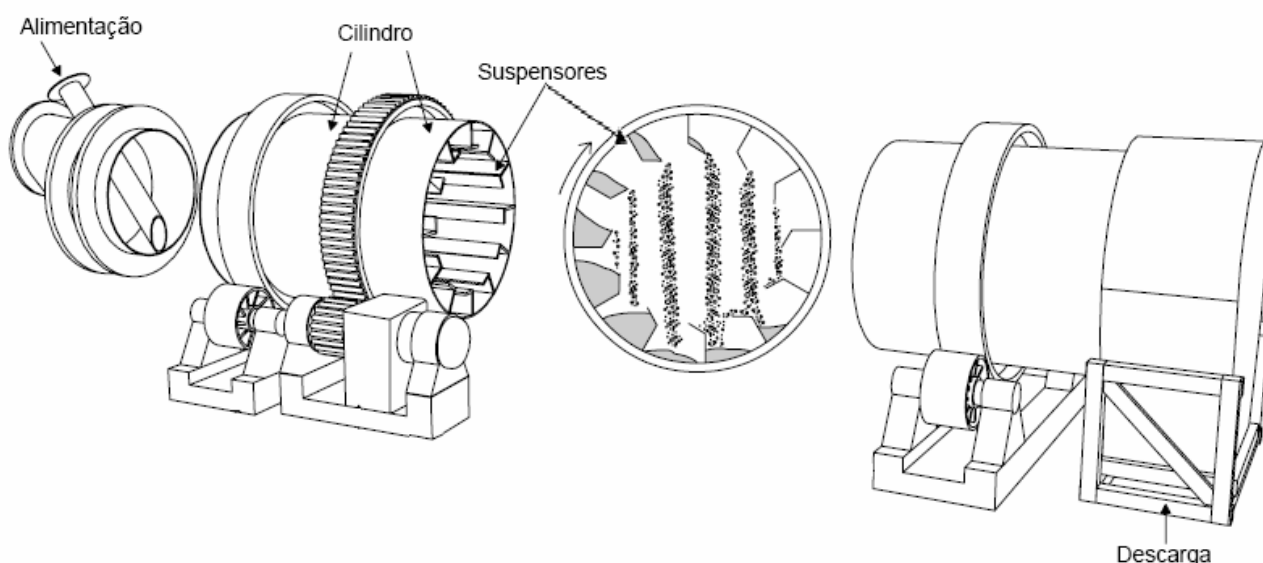
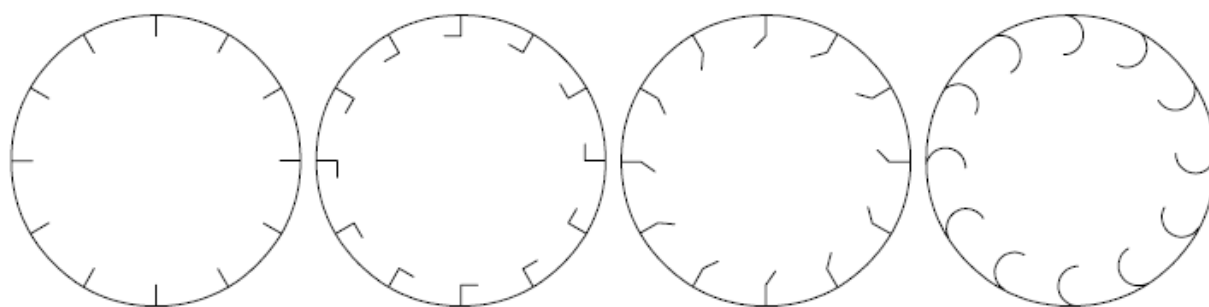


Figura 2.2: Visão tridimensional de um secador do tipo rotatório direto com cascadeamento.

2.2- Suspensores

Como mencionado anteriormente, a grande maioria dos secadores rotatórios com aquecimento direto possui suspensores com o objetivo de promover um contato mais íntimo entre os sólidos úmidos e os gases quentes (cascadeamento). Na maioria dos casos, a profundidade do suspensor está entre $D/12$ a $D/8$, sendo que D é o diâmetro do secador (PERRY, 1997).

Um determinado secador pode incorporar um ou mais tipos diferentes de suspensores. Abaixo se mostra alguns tipos de suspensores e seus respectivos nomes:



a) suspensores retos b) suspensores ângulo reto c) suspensores angulares d) suspensores helicoidais

Figura 2.3: Configurações comuns dos suspensores em um secador rotatório direto.

Os suspensores retos (Figura 2.3.a) geralmente são empregados na secagem de materiais impregnantes que tendem a aderir nas paredes internas do secador. No caso da indústria de fertilizantes, estes suspensores, se aplicam principalmente no início do equipamento, onde são usados para introduzir os sólidos úmidos dentro do secador (obs.: os suspensores situados logo após a alimentação dos sólidos, podem ter uma forma inclinada (helicoidal) para promoverem a rápida entrada dos sólidos no secador, evitando acúmulo e eventual retorno do material). Para sólidos menos aderentes os suspensores podem ser angulares ou de ângulo reto.

Várias configurações de suspensores foram propostas com base teórica, particularmente por KELLY (1992), com o objetivo de melhorar o desempenho dos secadores. Alguns destes suspensores ainda nem são empregados industrialmente, possivelmente por causa da complexidade do seu formato.

2.3- Carga dos suspensores

O conhecimento da quantidade de sólidos transportados no suspensores é essencial para assegurar que o secador esteja operando nas condições próximas do menor custo energético bem

como da maior quantidade de produto dentro das especificações de teor de umidade. Se o secador operar com suspensores com baixo carregamento de material, o secador estará operando abaixo de sua capacidade, havendo ineficiência. Por outro lado, se o secador trabalhar acima de sua capacidade de carregamento, haverá um excesso de material transportado, reduzindo o tempo de residência dos sólidos devidos curtos circuitos através transbordamento sobre os suspensores, reduzindo assim a eficiência do processo de secagem podendo afetar a qualidade do produto final (BAKER, 1983).

De acordo com SCHOFIELD e GLIKIN (1962) a quantidade de sólidos retida em cada suspensor pode ser calculada em uma função da geometria (l), do ângulo dinâmico de repouso do material (ϕ) e da posição angular do suspensor θ formado entre a ponta do suspensor e o plano horizontal, como é mostrado na Figura 2.4 a seguir.

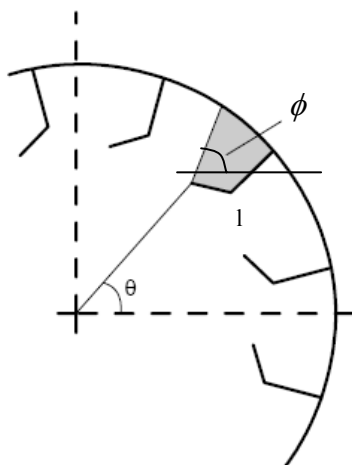


Figura 2.4: Indicação do ângulo dinâmico de repouso (ϕ) e do ângulo θ formado entre a ponta do suspensor e o plano horizontal.

O ângulo dinâmico de repouso do material (ϕ) é determinado em função do coeficiente dinâmico de fricção (μ). Se um material é derramado em uma superfície plana, formará uma pilha cujo ângulo com o plano horizontal é chamado de ângulo estático de repouso (α_r). Este ângulo de repouso é afetado pela coesividade do material. Partículas dentro de um suspensor também exibem um ângulo de repouso com o plano horizontal, que dependerá da posição angular do suspensor. Como o ângulo de repouso nos suspensores é afetado pela velocidade de rotação da câmara cilíndrica, este é chamado de ângulo dinâmico de repouso (ϕ). A Equação proposta por SCHOFIELD e GLIKIN (1962) que relaciona o ângulo dinâmico de repouso como uma função da velocidade de rotação da câmara cilíndrica (ω), da posição angular do suspensor (θ) e da característica do material (coeficiente dinâmico de fricção, μ) é apresentada a seguir:

$$\tan \phi = \frac{\mu + R_o \frac{\omega^2}{g} (\cos \theta - \mu \sin \theta)}{1 - R_o \frac{\omega^2}{g} (\sin \theta - \mu \cos \theta)} \quad (2.1)$$

em que, θ é o ângulo subtendido entre a ponta do suspensor e o plano horizontal que passa pelo centro da câmara, e R_o é o raio do centro da câmara até a ponta do suspensor.

A relação $R_o \omega^2/g$ é igual à razão entre as forças centrífuga e gravitacional atuando sobre a superfície do material. Esta equação é resultado do balanço das forças que agem sobre uma partícula que está a ponto de cair do suspensor. Entre estas forças estão: a força gravitacional Φ_g , a força centrífuga Φ_c , e a força de fricção das partículas que é obtida multiplicando o coeficiente de fricção dinâmico μ da partícula pela força normal à superfície de deslizamento da partícula.

KELLY (1992) e PORTER (1963) examinaram a faixa de validade da Equação (2.1) e concluíram que esta relação pode ser usada com segurança para valores da razão $R_o \omega^2/g$ até 0,4, ou seja, a força gravitacional maior que a centrífuga. Para altas velocidades pode ocorrer o equilíbrio dinâmico $R_o \omega^2/g = 1,0$; onde as forças centrífuga e gravitacional se igualam. Nesta situação descrita anteriormente, o secador se encontra na velocidade crítica, ou seja, o material não estará cascadeando, ficando retido nos suspensores. Na prática os secadores rotatórios são operados na seguinte faixa $0,0025 < R_o \omega^2/g < 0,04$. Mas é importante ressaltar que esta Equação foi testada somente para escoamento de sólidos com umidade constante, e no presente caso a umidade ao longo do secador irá decrescer.

Em secadores rotatórios usualmente a força centrífuga é pequena em relação à força gravitacional, isto é, o número adimensional de Froude tende a zero, por este motivo a influência da velocidade rotacional sobre a carga dos suspensores pode ser negligenciada (BAKER, 1988).

O coeficiente dinâmico de fricção, como uma propriedade do material, é dependente do formato e do tamanho do material, seu conteúdo de umidade, sua densidade etc. KELLY (1992) desenvolveu um procedimento de medida para o coeficiente dinâmico de fricção. O equipamento utilizado em seus testes experimentais consistia de um tambor rotatório horizontal que possuía oito suspensores circulares. O material coletado pelos suspensores na metade inferior do secador, começa a cascadear quando o ângulo da superfície do material excede um valor determinado pelos parâmetros físicos do secador e do sólido. Se o ângulo dinâmico de repouso (\emptyset) e a posição angular do suspensor (θ) forem conhecidos, tanto a área da seção transversal quanto o comprimento de queda poderão ser calculados através da geometria plana. Consequentemente, a carga dos sólidos nos suspensores é determinada em termos de sua geometria, posição angular e ângulo cinético de repouso do material (WANG *et al.*, 1997).

BAKER (1983) mostrou como o ângulo dinâmico de repouso pode ser usado para calcular a carga de sólidos em um suspensor para qualquer posição angular deste. Desenvolveu equações para vários tipos de geometrias de suspensores e também explicou como realizar o cálculo do número ótimo de suspensores em secadores rotatórios para maximizar a carga no tambor a fim de secar mais produto com a mesma umidade desejada.

KELLY (1992) estendeu sua teoria para a predição da geometria do suspensor ideal, ou o de igual distribuição angular (EAD). Os suspensores EAD distribuem os sólidos uniformemente sobre o plano horizontal que passa pelo centro do tambor rotatório. Isto garante um excelente contato gás-sólido no secador.

Com o cálculo da área transversal dos suspensores ocupada pelos sólidos (Figura 2.5) é possível determinar a quantidade de material nos suspensores para qualquer valor de θ .

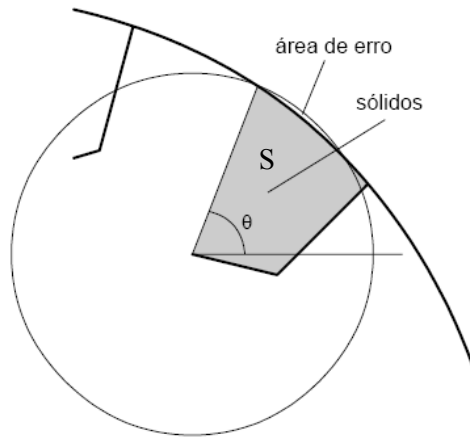


Figura 2.5: Quantidade de material nos suspensores para qualquer valor de θ .

A relação para a carga de sólidos nos suspensores é dada pela Equação 2.2:

$$h^*(\theta_i) = S_i L \rho_s \quad (2.2)$$

em que h^* é a carga de material no suspensor (kg), ρ_s é a densidade das partículas, L é o comprimento do secador e S é a área na seção transversal ocupada pelos sólidos no suspensor.

A quantidade de material despejada pelo suspensor, devido ao movimento de rotação do cilindro do secador, que mudam de posição θ para uma outra, ao longo da circunferência interna do secador, é dada pela Equação 2.3:

$$h_{d,i}^* = h_{i-1}^* - h_i^* \quad (2.3)$$

na qual h_d^* é a massa despejada do suspensor (kg).

O formato dos suspensores determina o modo que os sólidos são descarregados no fluxo de gás quente. Por definição, a quantidade de sólidos despejados pelos suspensores EAD para $0^\circ < \theta < 180^\circ$ é constante. Os suspensores com ângulo reto exibem uma taxa de cascata constante, para

valores de ângulo final de descarga $\theta < 140^\circ$. Os suspensores angulares e semicirculares exibem taxas de cascata que diminuem rapidamente com θ . Com estes suspensores o cascadeamento cessa para ângulos no intervalo entre 90° e 120° .

Para cálculos de projeto da carga total de material no secador (H^*) KELLY e O'DONNELL (1977), sugeriram o uso da Equação 2.4:

$$H^* = \frac{Lh_0^*(N+1)}{2} \quad (2.4)$$

em que h_0^* é a carga no metro de suspensor para a posição $\theta = 0^\circ$, N é o número de suspensores e L é o comprimento do secador (m).

GLIKIN (1978) propôs a seguinte Equação 2.5 para o cálculo da quantidade de material no secador:

$$H^* = 2 \sum h^* - h_0^* \quad (2.5)$$

em que $\sum h^*$ é a soma das quantidades de material nos suspensores em toda a região $0^\circ < \theta < 180^\circ$, h_0^* é a carga de material presente no suspensor para um ângulo $\theta = 0$.

Um número suficiente de suspensores deve ser projetado de modo que o volume do material transportado pelos suspensores esteja entre 10 a 15 % do volume total de material do secador. Se N é o número de suspensores, o espaçamento entre eles será $\theta_N = 360/N$. GLIKIN (1978) mostrou que para o suspensor de ângulo reto que se encontra completamente carregado para $\theta = 0^\circ$, o espaçamento mínimo entre os suspensores deve ser tal que a seguinte relação seja satisfeita:

$$R_0 \tan(\theta_i - \psi) > l(\tan \phi)_{\theta=0} \quad (2.6)$$

em que ψ é definido como:

$$\psi = \tan^{-1} \left(\frac{l'}{R-1} \right) \quad (2.7)$$

O projeto de suspensores é muito importante para o bom desempenho da secagem. Sabe-se que partículas que cascadeiam a partir do centro da câmara cilíndrica, percorrem uma maior distância em contato com os gases quentes, o que ajudaria na transferência de massa e calor. Entretanto, se o cascadeamento estiver concentrado em uma posição qualquer, resultará numa grande quantidade de partículas juntas uma a outra cascadeando, ou seja, protegidas por suas vizinhas, o que poderá prejudicar a transferência de massa e calor.

REVOL *et al.* (2001) desenvolveram equacionamentos para a descrição do comportamento fluidodinâmico do material em suspensores de três segmentos. A Figura (2.6) a seguir identifica as variáveis geométricas utilizadas para estes equacionamentos.

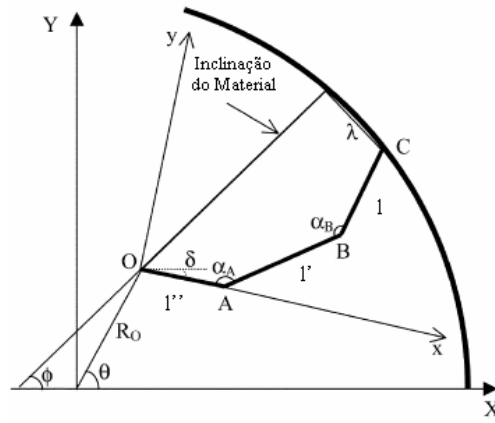


Figura 2.6: Esquema de um suspensor de 3 segmentos.

O suspensor de três segmentos é caracterizado pelos comprimentos dos segmentos l'' , l' e l (também chamados de 1º; 2º e 3º segmento respectivamente), pelos seus respectivos ângulos α_A e α_B , e pelo raio do círculo (R_O) descrito pela ponta do suspensor (O) com o centro da câmara cilíndrica giratória. Dois sistemas de coordenadas cartesianas são considerados. A origem do sistema (x,y) é a ponta dos suspensores, estando o eixo x coincidente com o primeiro segmento e o eixo y perpendicular a este. A sua trajetória acompanha a rotação dos suspensores. A origem do outro sistema de coordenadas fixas (X,Y) , está situada no centro da secção transversal da câmara cilíndrica.

Para calcular o volume de material nos suspensores, as coordenadas dos pontos A, B e C deverão ser obtidas de acordo com a Figura (2.6), deve-se também obter o ângulo (δ) formado entre os dois sistemas de coordenadas (x,y) e (X,Y) .

O equacionamento para suspensores de três segmentos pode ser obtido da seguinte forma:

- segmento 1:

$$y_1 = 0 \quad (2.8)$$

- segmento 2:

$$y_2 = a_2 + b_2x \quad (2.9)$$

em que: $a_2 = x_A \tan(\alpha_A)$ e $b_2 = -\tan(\alpha_A)$

- segmento 3:

$$y_3 = a_3 + b_3x \quad (2.10)$$

em que: $a_3 = y_B + x_B \tan(\alpha_A + \alpha_B)$; e $b_3 = -\tan(\alpha_A + \alpha_B)$

As coordenadas dos pontos A, B e C são dadas por:

- ponto A:

$$x_A = l'' \quad (2.11)$$

$$y_A = 0 \quad (2.12)$$

- ponto B:

$$x_B = x_A - l' \cos(\alpha_A) \quad (2.13)$$

$$y_B = l' \sin(\alpha_A) \quad (2.14)$$

- ponto C:

$$x_C = x_B + l \cos(\alpha_A + \alpha_B) \quad (2.15)$$

$$y_C = y_B - l \sin(\alpha_A + \alpha_B) \quad (2.16)$$

No sistema de coordenadas estacionárias, a posição do ponto C, desde que este fique situado na parede da câmara cilíndrica de raio R, tem que satisfazer a Equação:

$$X_B^2 + Y_B^2 = R^2 \quad (2.17)$$

Os dois sistemas de coordenadas estão relacionados pelas seguintes Equações:

$$X_C = X_0 + x_C \cos(\delta) - y_C \sin(\delta) \quad (2.18)$$

$$= R_0 \cos(\theta) + x_C \cos(\delta) - y_C \sin(\delta) \quad (2.19)$$

$$Y_C = Y_0 + y_C \cos(\delta) + x_C \sin(\delta) \quad (2.20)$$

$$= R_0 \sin(\theta) + y_C \cos(\delta) + x_C \sin(\delta) \quad (2.21)$$

Substituindo as Equações (2.19) e (2.21) em (2.17) tem-se uma Equação que pode ser resolvida para δ , para qualquer posição do ângulo θ especificado.

A Equação para a linha que delimita a quantidade de sólidos retido no suspensor é determinada por:

$$y = x \tan(\gamma) = x \tan(\phi - \delta) \quad (2.22)$$

A interseção da linha do nível dos sólidos com a linha formada pelo segundo segmento possui a seguinte abscissa:

$$x_2 = \frac{a_2}{\tan(\gamma) - b_2} \quad (2.23)$$

com coordenadas:

$$y_2 = a_2 + b_2 x_2 \quad (2.24)$$

A interseção da linha dos sólidos com a linha formada pelo terceiro segmento possui a seguinte abscissa:

$$x_3 = \frac{a_3}{\tan(\gamma) - b_3} \quad (2.25)$$

com coordenadas:

$$y_3 = a_3 + b_3 x_3 \quad (2.26)$$

A interseção da linha do nível dos sólidos com a parede da câmara cilíndrica possui a seguinte abscissa:

$$x_w = -\frac{B_w \pm \sqrt{B_w^2 - 4A_w C_w}}{2A_w} \quad (2.27)$$

sendo: $A_w = 1 + [\tan(\gamma)]^2$; $B_w = 2X_0[\cos(\delta) - \tan(\gamma)\sin(\delta)] + 2Y_0[\tan(\gamma)\cos(\delta) + \sin(\delta)]$; e $C_w = R_0^2 - R^2$.

A ordenada é dada por:

$$Y_w = x_w \tan(\gamma) \quad (2.28)$$

Quatro tipos de carregamentos nos suspensores irão ocorrer:

1) As partículas alcançam a parede do secador. Isto acontecerá se:

$$\gamma > A \tan\left(\frac{Y_c}{X_c}\right) \quad (2.29)$$

Sendo que a área ocupada pelos sólidos é dada pela Equação 2.30:

$$S = \frac{R^2}{2} [\beta - \sin(\beta)] + \frac{1}{2} |x_A y_B + x_B y_C - x_C y_B + x_C y_W - x_W y_C| \quad (2.30)$$

sendo:

$$\beta = 2A \sin\left[\frac{\sqrt{(x_C - x_W)^2 + (y_C - y_W)^2}}{2R}\right] \quad (2.31)$$

2) As partículas não alcançam a parede mas alcançam o terceiro segmento. Isto ocorre quando:

$$\gamma > A \tan\left(\frac{y_C}{x_C}\right) \text{ e } \sqrt{(x_3 - x_C)^2 + (y_3 - y_C)^2} < l \quad (2.32)$$

Sendo a área ocupada pelos sólidos dada pela Equação 2.33:

$$S = \frac{1}{2} |x_A y_B + x_B y_3 - x_3 y_B| \quad (2.33)$$

3) As partículas não alcançam o terceiro segmento, mas alcançam o segundo segmento. Isto ocorre quando:

$$\gamma > A \tan\left(\frac{y_C}{x_C}\right) \text{ e } \sqrt{(x_2 - x_B)^2 + (y_2 - y_B)^2} < l' \text{ e } y_2 > 0 \quad (2.34)$$

Sendo a área ocupada pelos sólidos dada pela Equação 2.35:

$$S = \frac{1}{2} |x_A y_2| \quad (2.35)$$

4) O suspensor se encontrará vazio quando:

$$y_2 \leq 0 \quad (2.36)$$

O máximo carregamento de um suspensor é obtido para a posição de $\theta = -90^\circ$. Em ângulos entre -90° e 0° ($-\pi/2$ e 0 radianos), a carga retida nos suspensores pode ser obtida assumindo simetria no sistema, isto é, a quantidade de sólidos perdida pelo suspensor quando este gira de $\theta < 0$ é igual a quantidade perdida quando este gira de 0 para $|\theta|$:

$$S(\theta) = S(0) + [S(0) - S(|\theta|)] \quad (2.37)$$

2.4- Comprimento e tempo de queda das partículas dos suspensores

Quando o ângulo formado pela superfície das partículas nos suspensores com a horizontal atinge um valor superior ao ângulo de equilíbrio, partículas começam a deixar o suspensor. Como as partículas deixam os suspensores em posições angulares diferentes, uma faixa de comprimento de queda (Y_d) será experimentada. GLIKIN (1978) propôs a Equação 2.38 para o cálculo do comprimento de queda das partículas do suspensor, na qual o comprimento de queda é a distância percorrida pela partícula da ponta do suspensor até o leito de partículas na parte inferior do secador.

$$Y_d = \frac{Y_o + \sqrt{R^2 - X_o^2}}{\cos \alpha} \quad (2.38)$$

em que α é a inclinação do secador, $Y_o = R_o \cos \theta$ e $X_o = R_o \sin \theta$ para R_o igual à distância da ponta do suspensor até o centro do secador.

O comprimento médio de queda pode ser expresso como:

$$\overline{Y_d} = \frac{D_o}{V(0) \cos \alpha} \int_0^{V(0)} \sin \theta \, dV \quad (2.39)$$

em que D_o é o diâmetro efetivo do secador (diâmetro da circunferência pelo deslocamento da ponta do suspensor), $V = L \cdot S$ é o volume de material no suspensor (GLIKIN, 1978).

Em geral a distância média pode ser dada por (KELLY, 1992):

$$\overline{Y_d} = \frac{k' D_o}{H_R \cos \alpha} \quad (2.40)$$

em que H_R é a razão entre a carga efetiva do secador e a carga de projeto do secador e a constante k' é dependente da geometria do suspensor. KELLY (1992) apresentou valores de k' , para diferentes projetos de suspensores (Figura 2.7). Estes valores estão na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Valores para k' para diferentes suspensores:

Tipos de suspensor	k'
Semicircular	0,570
EAD	0,637
Ângulo reto	0,760
CBD	0,902

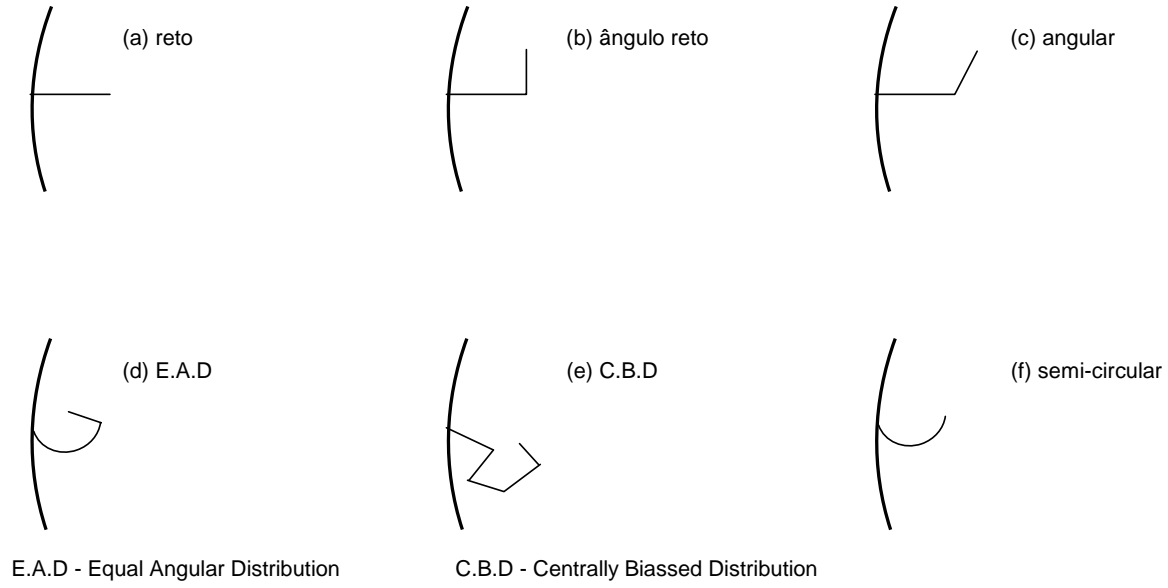


Figura 2.7: Diferentes tipos de suspensores.

O valor da posição angular média de queda das partículas $\bar{\theta}$ dos suspensores pode ser dado por:

$$\bar{\theta} = \frac{\int_0^{V(0)} \theta dV}{V(0)} \quad (2.41)$$

O tempo de queda t_q , determinado por BAKER (1992), corresponde ao caminho em queda livre percorrido pela partícula e pode ser calculado pela Equação 2.42:

$$t_q = \sqrt{\frac{2Y_d}{g}} \quad (2.42)$$

Ou ainda ser relacionado ao máximo tempo de queda como expresso na Equação 2.43:

$$\frac{t_q}{t_{qmáx}} = \sqrt{\frac{Y_d}{D}} \quad (2.43)$$

em que $t_{qmáx}$ (s) é o tempo de queda para o maior caminho percorrido pela partícula em queda ($Y=D$).

O tempo médio de queda das partículas é calculado conforme Equação 2.44 abaixo:

$$\bar{t}_q = \sqrt{\frac{2Y_d}{g}} \quad (2.44)$$

Já a velocidade média de queda pode ser determinada pela Equação 2.45:

$$\overline{v_q} = \sqrt{\frac{g\overline{Y_d}}{2}} \quad (2.45)$$

Porém, a distância e o tempo de queda das partículas dos suspensores calculados pelas Equações apresentadas anteriormente não contabilizam o efeito do arraste do ar pelas partículas, que resultará numa diferença entre os valores obtidos e os valores reais. Contudo, as distâncias longitudinais percorridas em cada ciclo de cascata são geralmente pequenas, estabelecendo assim um efeito de arraste desprezível.

A área para a transferência de massa, devido à ação dos suspensores, é igual à área superficial das partículas em queda. Esta área superficial pode ser obtida pela área de todas as partículas em queda calculada conforme Equação 2.46 abaixo (KAMKE e WILSON, 1986):

$$S_{pq} = S(0) \cdot L(1 - p_o) \frac{6}{d_p} N_R \overline{N t_q} \quad (2.46)$$

em que p_o é a porosidade da cascata de partículas em queda.

As partículas se deslocam axialmente no secador por uma sucessão de “ciclos de cascata”. O ciclo de cascata pode ser definido como sendo o período em que a partícula é recolhida pelo suspensor na parte inferior do secador, até o momento que as partículas deixam o suspensor (KELLY E O'DONNELL, 1977). O tempo de cada ciclo (t_{ci}) é dado pela razão entre a distância percorrida pelo material até o ângulo de queda médio $\overline{\theta}$ e a velocidade de rotação do tambor mais o tempo médio de queda, conforme apresentado na Equação 2.47 abaixo.

$$t_{ci} = \frac{\pi R + \overline{\theta} R}{N_R} + \overline{t_q} \quad (2.47)$$

2.5- Transporte das partículas

O secador rotatório opera tanto como transportador do material sólido em secagem como dispositivo para beneficiar a transferência de massa e energia entre as partículas úmidas e os gases quentes.

São quatro os componentes responsáveis pelo avanço das partículas ao longo do secador:

- a) força gravitacional, devido à inclinação da câmara cilíndrica que constitui o secador;
- b) força de arraste exercida pelo fluxo de ar sobre as partículas em cascata;
- c) repique das partículas no fundo do secador; e
- d) rolagem das partículas no fundo do secador, principalmente em secadores sobrecarregados.

Cada uma destas componentes pode contribuir independentemente para o movimento das partículas. Os dois últimos itens são de difícil predição teórica e são avaliados experimentalmente para cada tipo de material usado (KEMP E OAKLEY, 1997).

As partículas coletadas pelo suspensor são transportadas do fundo do secador até uma região superior. Para alguma posição θ do suspensor entre 0° e 180° , o material começa a sofrer uma queda e, como resultado da inclinação do secador, o material desloca-se ao longo do comprimento deste. Não havendo nenhum fluxo axial de gases através do secador, a queda das partículas será vertical, e sua progressão devido ao cascadeamento é dada por $D_0 \sin \theta / \tan \alpha$. Em sistemas com fluxo de gases concorrentes as partículas avançam com uma maior velocidade devido ao arraste das partículas exercido pelo fluxo de ar. O inverso é constatado com fluxo em contracorrente.

O efeito de rotação da câmara cilíndrica torna-se efetiva quando as partículas rolam na parte inferior do secador. Por causa da inclinação do secador, as partículas progridem para a saída deste. O deslocamento das partículas também pode acontecer em secadores que não possuem uma inclinação, ou seja, secadores horizontais, como resultado do “gradiente hidráulico” de sólidos.

O repique das partículas no fundo do secador ocorre quando a partícula em queda depara-se com a superfície da câmara cilíndrica ou com outra partícula, resultando em uma força reativa que devido à inclinação da câmara cilíndrica irá deslocar o material (BAKER, 1983).

2.6- Tempo de residência das partículas

O tempo médio de residência das partículas em secadores rotatórios e a carga de sólidos estão relacionados pela Equação 2.48:

$$\bar{\tau} = \frac{H}{W} \quad (2.48)$$

sendo que W é a alimentação de sólidos no secador e H é a quantidade de sólidos efetiva dentro do secador, sendo determinada interrompendo-se o movimento da câmara cilíndrica do secador e pesando seu conteúdo. A Equação 2.48 somente será válida quando não houver dispersão axial.

MISKELL e MARSHALL (1956) foram os primeiros a estudar o efeito da carga no secador sobre a dispersão e verificaram que os desvios foram mínimos para cargas entre 7,5 e 8,0 % do volume total do secador.

A transferência de calor e massa no secador depende da retenção de sólidos. Um secador operando com sobrecarga terá uma transferência de calor não uniforme, porque o excesso de sólidos deslizará pela ação do tambor (transbordo sobre os suspensores), não sendo coletados pelos

suspensores e, prejudicando assim, o contato entre o gás e as partículas. Por outro lado, quando o secador trabalha com baixo carregamento, os sólidos passarão rapidamente pelo secador fazendo com que o tempo de residência seja inferior ao tempo necessário para atender a umidade final requerida da partícula. Os principais fatores que influenciam a carga de sólidos no secador rotatório são: geometria e características específicas do material de secagem (densidade, coeficiente de fricção, porosidade etc), geometria do secador (comprimento, diâmetro, suspensores) e condições de operação (taxa de alimentação de sólidos, taxa e direção do fluxo de gás, inclinação e rotação da câmara cilíndrica etc.) (ALVAREZ e SHENE, 1994).

A primeira informação sobre o tempo de residência em secadores rotatórios foi publicada por JONHSTONE e SINGH (1940). Com base em dados bastantes limitados calcularam o tempo médio de residência utilizando uma versão modificada da Equação de SULLIVAN *et al.* (1927). A Equação obtida para o cálculo do tempo médio de residência foi:

$$\bar{\tau} = \frac{0,0433 L a_r^{0,5}}{D N_R \tan \alpha} \quad (2.49)$$

em que $\bar{\tau}$ é o tempo médio de residência (minutos), L , D , $\tan \alpha$ e N_R são: comprimento (m), diâmetro (m), inclinação (rad), e velocidade rotacional (rpm) do secador, respectivamente, e a_r é o ângulo de repouso dos sólidos em graus.

MILLER *et al.* (1942), baseado em estudos experimentais realizados em um secador de 0,2 m de diâmetro e 1,22 m de comprimento propuseram a seguinte Equação para a estimativa do tempo médio de residência.

$$\bar{\tau} = \frac{kL}{D N_R \tan \alpha} + \frac{mv}{60} \quad (2.50)$$

em que $\bar{\tau}$ é o tempo médio de residência (minutos), L , D , $\tan \alpha$ e N_R são: comprimento (m), diâmetro (m), inclinação (rad), e velocidade rotacional (rpm) do secador, respectivamente, o valor da variável m é de -177 a -531 (s²m⁻¹) para concorrente e de 236 a 945 (s²m⁻¹) para contracorrente. O valor da variável k é de 0,275 para secador com seis suspensores até 0,375 para secador operando com 12 suspensores.

Uma das correlações empíricas mais utilizadas para estimativa do tempo de residência foi proposta por FRIEDMAN e MARSHALL (1949):

$$\bar{\tau} = L \left(\frac{0,23}{\alpha N_R^{0,9} D} \pm \frac{0,6 \cdot 5 \cdot G}{W d_p^{0,5}} \right) \quad (2.51)$$

em que W é a taxa de alimentação do material (kg/s), G é a taxa de gás (kg/s), d_p é o diâmetro da partícula em micras, D é o diâmetro do secador (ft) e L é seu comprimento em (ft), α é dado em radiano e N_R é dado em rpm. O sinal negativo da Equação 2.51 é usado para fluxo concorrente e o

sinal positivo para fluxo contracorrente. O estudo de FRIEDMAN e MARSHALL (1949) para o tempo de residência em secadores rotatórios é bastante utilizado em trabalhos na literatura. Entretanto, a maioria dos dados foram obtidos em secadores com carregamento muito inferior aos encontrados na indústria (BAKER, 1983).

ARRUDA (2008) estimou os parâmetros da Equação de FRIEDMAN e MARSHALL (1949) para a aplicação em fertilizante granulados (Equação 2.52).

$$\bar{\tau} = L \left(\frac{0,19625}{\alpha N_R^{0,9} D} \pm \frac{0,00036 \cdot G}{W d_p^{0,5}} \right) \quad (2.52)$$

em que W é a taxa de alimentação do material (kg/min), G é a taxa de gás (kg/min), d_p é o diâmetro da partícula (m), D é o diâmetro do secador (m) e L é seu comprimento (m), α é dado em radiano e N_R é dado em rpm.

SAEMAN e MITCHELL (1954) foram os primeiros a fugir da usual aproximação empírica para o cálculo do tempo médio de residência em secadores rotatórios. Eles analisaram o transporte de material pelo secador através da associação das taxas de transporte com caminhos individuais de cascadeamento. Assumiram uma relação linear entre o deslocamento horizontal das partículas, devido ao fluxo de ar, e a velocidade destas. A Equação 2.53 foi proposta para o tempo médio de residência:

$$\bar{\tau} = \frac{L}{f(H^*) D N_R (\tan \alpha \pm m' v)} \quad (2.53)$$

O valor do $f(H^*)$ (fator de cascata) é definido como sendo igual a 2 para secadores ligeiramente carregados e π para secadores fortemente carregados com suspensores pequenos. O sinal positivo indica fluxo concorrente, e o sinal negativo indica fluxo contra corrente. PORTER e MASSON (1960) definiram em experimentos com fertilizantes em resfriadores de 6 a 9 pés de diâmetro que o m' pode ser considerado igual a 0,0108 s/m. ARRUDA (2008) estimou os parâmetros da Equação de SAEMAN e MITCHELL (1954) para fertilizantes granulados em uma unidade piloto do secador rotatório e obteve os seguintes valores para os parâmetros $f(H^*)$ igual a 4,02 e m' igual a 0,00318 s/m.

Desde 1962, muitos modelos teóricos para predição do tempo médio de residência começaram a contabilizar o conceito de ciclo de cascata, caminho percorrido pelo material desde o momento em que este é coletado pelo suspensor até o término do movimento de cascata. Sendo assim, o tempo médio de residência das partículas no secador pode ser dado por:

$$\bar{\tau} = t_{ci} N_{ci} \quad (2.54)$$

ou

$$\bar{\tau} = \frac{t_{ci} L}{d_{ci}} \quad (2.55)$$

em que t_{ci} é o tempo médio do ciclo de cascata, N_{ci} é o número de ciclos de cascata e d_{ci} é o avanço na direção axial do secador realizado pelo material em cada ciclo. A distância percorrida pela partícula é determinada pela altura de queda, inclinação do secador e velocidade do gás.

No ciclo de cascata as partículas podem estar sujeitas à diferentes situações que podem contribuir para o movimento axial desta. As contribuições podem ser: as partículas caem do suspensor para o fluxo de gases e saltam no fundo do secador. Após estes movimentos as partículas podem passar um longo tempo até serem novamente coletadas pelos suspensores, uma vez que dependem da recarga do secador.

KELLY e O'DONNELL (1977) desenvolveram um modelo para a predição do tempo médio de residência usando o conceito do ciclo de cascata. Eles consideraram suspensores de igual distribuição angular, especialmente projetados para manipular um fluxo de cascata constante. O efeito do fluxo de ar não foi considerado neste trabalho. Este modelo consiste em duas funções que consideram os secadores em operação acima e abaixo do carregamento do projeto.

Para secadores operando com carregamento abaixo ou igual ao carregamento determinado pelo projeto, o tempo do ciclo de cascata pode ser dado por:

$$t_{ci} = \left\{ \frac{2D[1 - \cos(\pi - m_{h0})]}{g\pi m_{h0} \cos \alpha} \right\}^{0,5} + \frac{1}{N}(1 - 0,5m_{h0}) \quad (2.56)$$

em que m_{h0} é calculado através a Equação 2.57 abaixo:

$$\frac{H}{H^*} = m_{ho} - m_{ho} \cdot \ln(m_{ho}) < 0 \quad (2.57)$$

para H representando a carga de operação dos suspensores e H^* à carga de projeto dos suspensores que é calculada pela Equação 2.58 a seguir:

$$H^* = 0,5 \cdot (N + 1) \cdot h_0^* \quad (2.58)$$

em que N é número de suspensores na seção circular e h_0^* é carga do suspensor cheio na posição angular $\theta=0^\circ$.

A expressão correspondente para um secador com carregamento acima das condições de projeto é dada por:

$$t_{ci} = \left(\frac{4D_0}{g\pi \cos \alpha} \right)^{0,5} + \frac{1}{2N_R} \left(\frac{m_h - 1}{NN_R} \right) \quad (2.59)$$

sendo m_h calculado através a Equação 2.60:

$$\frac{H}{H^*} = \frac{1}{H^*} [H^* + L \cdot h_0^* \cdot (m_h - 1)] = 1 + 2 \frac{m_h - 1}{N + 1} \geq 0 \quad (2.60)$$

GLIKIN (1978) propôs equações baseadas na análise gases-sólido que podem prever o comportamento da partícula por meio das seguintes simplificações: não existe interação entre as partículas; as partículas são consideradas de formato esféricas; os suspensores operam no carregamento definido no projeto.

Para a determinação do avanço axial das partículas (d_{ci}) um balanço de forças foi aplicado na partícula. A seguinte expressão foi obtida como uma função do tempo:

$$d_{ci} = 0,5g \operatorname{sen} \alpha t^2 \pm 0,5K_d v_r^2 t^2 \quad (2.61)$$

em que v_r é a velocidade relativa entre o gás e as partículas. O parâmetro K_d é dado pela seguinte Equação 2.62:

$$K_d = \frac{1,5f\rho_g}{d_p\rho_s} \quad (2.62)$$

com

$$f = \frac{12}{\operatorname{Re}} \quad \text{Para } \operatorname{Re} < 0,2 \quad (2.63)$$

e

$$f = \frac{12(1 + 0,15\operatorname{Re}^{0,687})}{\operatorname{Re}} \quad \text{Para } 0,2 < \operatorname{Re} < 1000 \quad (2.64)$$

em que ρ_g e ρ_s são as densidades do ar e do sólido, respectivamente, e d_p é o diâmetro da partícula. Os sinais mais e menos da Equação 2.61 referem-se a fluxo concorrente e contracorrente, respectivamente.

A Equação 2.65 para o tempo médio de residência é dada por:

$$\bar{\tau} = \frac{L}{\bar{Y}_d \left(\operatorname{sen} \alpha - \frac{K_d v_r^2}{g} \right)} \left[\left(\frac{2\bar{Y}_d}{g} \right)^{0,5} + \frac{\bar{\theta}}{\pi N} \right] \quad (2.65)$$

GLIKIN (1978) não apresentou nenhum dado experimental para comparar suas predições. Ele também fez inferência que para fluxo concorrente, $\bar{\tau}$ aumenta com o aumento do diâmetro da partícula d_p . Porém o inverso foi indicado para o fluxo em contracorrente.

MATCHETT e BAKER (1987) desenvolveram um modelo que tratava o fluxo de material através do secador como consistindo de duas regiões em paralelo, conforme pode ser visto na Figura 2.8.

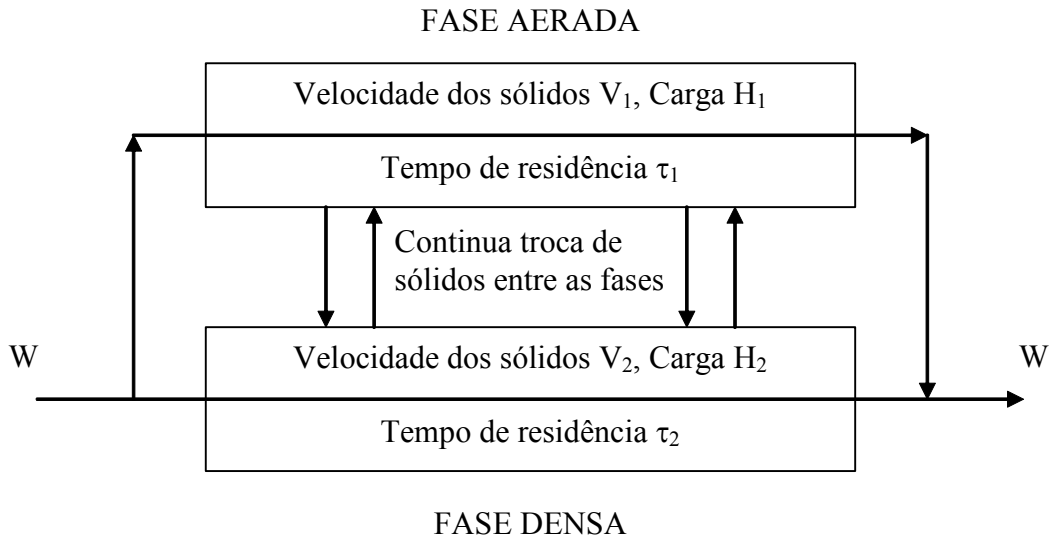


Figura 2.8: Regiões de escoamento proposta por MATCHETT e BAKER (1987).

Uma região chamada por eles de “fase densa”, é formada pelo material carregado nos suspensores e o material no fundo do secador. Esta fase é influenciada principalmente pela rotação do secador. Os mecanismos responsáveis pela fase densa são: colisões e rolagens das partículas no fundo do secador. A outra fase chamada de “fase aerada” é formada pelo material em queda na cascata. Esta fase sofre influência da força gravitacional e da força de arraste devido ao fluxo de gás no secador. As partículas permanecem de 90 a 95% do tempo de escoamento pelo secador na fase densa, no entanto, a secagem ocorre praticamente quando o material se encontra na “fase aerada”.

Estes pesquisadores propuseram a seguinte correlação para o tempo médio de residência:

$$\bar{\tau} = \frac{L(2N_R t_q + 1)}{2N_R t_q V_1 + aN_R D \tan \alpha} \quad (2.66)$$

em que L e D são dados em metros, N_R em rps, t_q em segundos, α em radianos V_1 é a velocidade da fase aerada em m/s, que é calculada pela relação empírica:

$$V_1 = 7,45 \cdot 10^{-4} \text{Re}^{2,2} \frac{\mu_f \sqrt{t_q}}{\rho_s d_p^2} \quad (2.67)$$

O \bar{t}_q pode ser calculado pela Equação 2.68 ou pela Equação 2.44:

$$\bar{t}_q = \left(\frac{2D_0}{g \cos \alpha} \right) I^* \quad (2.68)$$

em que I^* é um parâmetro que depende da geometria do suspensor. PAPADAKIS *et al.* (1992) estabeleceu para esse parâmetro, um valor de 0,74 como estimativa inicial, quando informações sobre a forma do suspensor não é conhecida.

O parâmetro a (definido a partir da velocidade da fase densa) pode ser estimado, de modo simplificado, com fluxo de ar nulo, utilizando a Equação 2.69 a seguir:

$$a = \frac{(1-x)gt_q^2 \cos(\alpha)}{2\phi x D} \quad (2.69)$$

em que x é a fração de material sólido transportada na fase densa, g é a aceleração gravitacional em m/s^2 , t_q é o tempo de queda em segundos, α é a inclinação em radianos, D é o diâmetro do tambor e ϕ pode ser calculado através da Equação (2.70) abaixo:

$$\phi = \frac{\int_{h_0}^0 \theta dh}{\pi h_0} + \frac{1}{N} \quad (2.70)$$

Outra equação (Equação 2.71) utilizada na determinação do tempo de residência é a conhecida equação “Bureau of Mines” de 1927, utilizada para fornos rotatórios.

$$\bar{\tau} = \frac{k_p L}{D N_R \tan \alpha} \quad (2.71)$$

em que k_p é 0,19, D e L estão em unidades consistentes, α em radianos e N_R está em r.p.m.

ARRUDA (2008) encontrou com dados experimentais de um secador piloto a seguinte derivação (Equação 2.72) para a Equação “Bureau of Mines”:

$$\bar{\tau} = \frac{k_p L}{D N_R^{0,9} \tan \alpha} \quad (2.72)$$

em que L e D estão em unidades consistentes, α em radianos, N_R em r.p.m. e k_p igual a 0,26.

Pesquisas como as de PAPADAKIS *et al.* (1994) e WANG *et al.* (1997) desenvolveram modelos mais sofisticados e convenientes para uma implementação computacional.

KEMP e OAKLEY (1997) encontram para a determinação do tempo médio de residência uma relação entre o tempo de residência na fase aerada (τ_g) e na fase densa (τ_s) com o tempo médio de queda das partículas (\bar{t}_q) e o tempo até uma nova coleta destas partículas pelos suspensores (τ_{co}).

2.7- Transferência de calor em secadores rotatórios diretos

Muitas vezes, secadores rotatórios de contato direto são tratados como simples trocadores de calor. O calor trocado é definido em termos de um coeficiente global, ou volumétrico, de transferência de calor, de acordo com a Equação 2.73.

$$Q = U_{VA} \cdot V \cdot \Delta T_{lm} \quad (2.73)$$

em que Q é a taxa de transferência de calor entre o gás e os sólidos, V é o volume do secador, e ΔT_{lm} é a média logaritma da diferença entre as temperaturas do gás e dos sólidos.

O coeficiente volumétrico U_{VA} é definido como a taxa de transferência de calor por unidade de volume do secador e por unidade de diferença de temperatura. Ele consiste no produto entre o coeficiente de transferência de calor U_v , baseado na área efetiva de contato entre o gás e os sólidos, e a relação desta área de contato para o volume do secador. Assim, com a definição deste coeficiente, elimina-se a necessidade de especificar a área bastante complexa onde a transferência de calor ocorre.

Os primeiros a investigarem extensivamente o calor transferido em secadores rotatórios foram MILLER *et al.* (1942). Estes autores obtiveram dados de secagem em um tambor rotatório com 0,2 m de diâmetro e 1,22 m de comprimento provido de seis ou doze suspensores (os suspensores possuíam ângulo de 120° entre os segmentos). A velocidade do tambor era mantida constante a 4,3 rpm e a inclinação era variada de 1,8 a 3,6°. Foram utilizados dois tamanhos de suspensores, e na maioria das corridas o fluxo de gás e de sólidos era contracorrente. Todas as experiências foram realizadas sob condições de carregamento ótimo do secador.

MILLER *et al.* (1942), obtiveram as seguintes correlações para o coeficiente volumétrico de transferência de calor:

para seis suspensores:

$$U_{VA} = 0,652(N-1)D^{-1}G^{0,46} \quad (2.74)$$

para doze suspensores:

$$U_{VA} = 0,145(N-1)D^{-1}G^{0,6} \quad (2.75)$$

em que U_{VA} é dado em $W/m^3 K$; L e D são dados em metros e o fluxo mássico de ar G é dado em $kg/m^2 h$.

O fluxo de calor nestas equações foi determinado como sendo independente da velocidade e inclinação do tambor, e conseqüentemente do tempo de residência. Os autores notaram que aumentando o fluxo mássico de ar a eficiência do secador também era aumentada.

FRIEDMAN e MARSHALL (1949) realizaram experimentos em um secador de 0,3 m por 1,83 m. Por meio de isolamento extensivo da unidade, eles reduziram as perdas de calor do secador em aproximadamente 15%. Esforço considerável foi realizado para obter medidas precisas da temperatura dos sólidos, gases e da carcaça ao longo do comprimento do secador. Apesar destas preocupações, foram obtidos resultados irregulares para as temperaturas do ar. Como conseqüência, as temperaturas do ar foram calculadas indiretamente por meio do balanço de energia.

FRIEDMAN e MARSHALL (1949) propuseram que o coeficiente global de transferência de calor em secadores do tipo rotatório pode ser expresso por correlações do tipo:

$$U_{VA} = K_F W^{a'} G^{n'} \quad (2.76)$$

em que W e G são as taxas mássicas de sólido e fluido, respectivamente. K_F , a' e n' são parâmetros.

SAEMAN e MICHELL (1954) postularam que a transferência de calor, em secadores rotatórios e refrigeradores, acontecem principalmente entre os sólidos em queda e o ar que passa através destes. Segundo eles a massa de ar alcança rapidamente equilíbrio térmico com a superfície das partículas. Por meio de medidas experimentais de temperaturas feitas em um refrigerador de 1,83 m de diâmetro, estes autores constataram que a temperatura do ar próxima ao fundo do tambor era consideravelmente mais alta do que no topo.

Concluíram ainda que a taxa de transferência de calor depende em grande parte da taxa de material em queda na cascata e da quantidade de ar que entra no secador e passa através do fluxo de material em queda do suspensor. A taxa de queda de material dos suspensores é, principalmente, uma função do tamanho e do número de suspensores, da carga e da rotação do secador. Como resultado desta análise propuseram a seguinte Equação para a transferência de calor:

$$U_{LA} = 18,6R'[0,6 + 2,5 \exp(-15,7l)] \quad (2.77)$$

em que l é dado em metros e U_{LA} é dado em (kJ/mKh). E R' é calculada através Equação 2.78.

$$R' = 60 \cdot h_v \cdot N \cdot N_R \quad (2.78)$$

sendo R' dado em (m²/h), N é o numero de suspensores, N_R é dado em r.p.m., e h_v é o volume de material contidos nos suspensores por metros (m³/m).

Através de análise experimental SAEMAN e MICHELL (1954) relacionaram o coeficiente de transferência de calor por unidade de comprimento do secador e não por unidade de volume:

$$Q = U_{LA} L \Delta T_{lm} \quad (2.79)$$

em que U_{LA} tem as unidades W/(mK). Uma comparação entre as Equações 2.73 e 2.79 indica que U_{LA} e U_{VA} estão relacionadas pela expressão:

$$U_{LA} = \frac{(\pi D^2)}{4} U_{VA} \quad (2.80)$$

McCORMICK (1962), com base nos dados obtidos por MILLER *et al.* (1942), FRIEDMAN e MARSHALL (1949), SAEMAN e MITCHELL (1954), com o propósito de obter

uma única correlação para o coeficiente volumétrico de transferência de calor, assumiu que U_{VA} poderia ser escrito da seguinte maneira:

$$U_{VA} = \frac{K_m G^{N_m}}{D} \quad (2.81)$$

McCORMICK (1962) verificou que todos os dados experimentais analisados por ele poderiam ser correlacionados com $0,46 < N_m < 0,67$. Embora a evidência estivesse longe de ser conclusiva, ele acreditou que um valor de 0,67 para N_m era mais razoável. O parâmetro K_m mostrou ser uma função das propriedades dos sólidos, da geometria do suspensor, da aceleração rotacional e da carga do secador, cujo valor adotado é de 0,54. G é dado em $(\text{kg}/\text{m}^2\text{h})$, D em (m) e U_{VA} em $(\text{W}/\text{m}^3\text{K})$. LISBOA (2005), após realizar testes em planta piloto de fertilizantes, encontrou valores de N_m igual a 0,8 e K_m igual a 1,72 para a mesma equação, no entanto com G em kg/min e U_{VA} em $\text{kJ}/\text{m}^3\text{min}^\circ\text{C}$.

Para a quantidade de calor trocado em um secador rotatório com contato direto McCORMICK (1962) sugeriu a seguinte Equação:

$$Q = K'_m LDG^{n'} \Delta T_{lm} \quad (2.82)$$

Este mesmo autor também comentou que testes futuros deveriam ser realizados para determinação do efeito da velocidade do gás sobre U_{VA} para o caso de suspensores sobrecarregados. Sugeriu também que uma correlação ampla levaria a forma:

$$Q = K'_m LDG^{n'} \Delta T_{lm} f(n_f) f(l) f(h) f(N_R) \quad (2.83)$$

na qual a constante de proporcionalidade K'_m é principalmente uma função das propriedades dos sólidos a serem secos.

MYKLESTAD (1963) realizou experimentos em um secador de 0,2 m de diâmetro por 2 m de comprimento que continha suspensores angulares, com ângulo entre os segmentos igual a 135° . Os dados obtidos experimentalmente foram correlacionados pela Equação:

$$U_{VA} = 0,60G^{0,8} \quad (2.84)$$

em que U_{VA} é dado em $\text{W}/\text{m}^3\text{K}$ e G em $\text{kg}/\text{m}^2\text{h}$. Observa-se nesta Equação que o coeficiente volumétrico de transferência de calor é independente do diâmetro do secador.

DOUGLAS *et al.* (1993) aplicou um modelo matemático baseado em balanços diferenciais de massa e energia para o controle dinâmico de um secador rotatório na secagem de açúcar granular. Este modelo usou um coeficiente volumétrico de transferência de calor correlacionado empiricamente com o fluxo de gás quente, G :

$$U_{VA} = 0,247 \left(\frac{H^*}{\rho_p V} \right)^{0,5} G^{0,16} \quad (2.85)$$

Mesmo com a complexidade de se identificar a área efetiva de contato entre os gases e os sólidos, autores como KAMKE e WILSON (1986); RANS e MARSHALL (1952) e HIROSUE e SHINOHARA (1978) ainda assim propuseram equações para a determinação do coeficiente de troca térmica utilizando-se deste parâmetro.

2.8- Umidade de equilíbrio

Imediatamente após o contato entre o material sólido e os gases de secagem, a temperatura dos sólidos ajusta-se até atingir um regime permanente. A temperatura dos sólidos e a velocidade (taxa) de secagem podem aumentar ou diminuir para chegarem às condições do regime permanente, no qual a temperatura da superfície dos sólidos úmidos será a temperatura de bulbo úmido do meio secante. As temperaturas no interior dos sólidos tendem a ser iguais a temperatura de bulbo úmido dos gases, mas a concordância entre elas é imperfeita em virtude das defasagens entre o movimento de massa e o de calor.

Quando o sólido úmido fica em contato com o ar de menor umidade, este tende a perder umidade e secar até alcançar o equilíbrio com o ar. Quando a umidade do ar é superior a de equilíbrio com o sólido, este absorve umidade do ar até se alcançar o equilíbrio.

A umidade de equilíbrio (M^*) é, portanto, a umidade do sólido que está em equilíbrio com o vapor contido no meio de secagem, ou seja, é a porção de água contida no sólido úmido que não pode ser separada pelos gases. Os gases que passam no secador dificilmente é totalmente isento de umidade (seco). A quantidade de umidade retida em um sólido, em equilíbrio com um gás úmido, depende da estrutura do sólido, da temperatura dos gases e do teor de umidade dos gases. A diferença entre o teor total de umidade do sólido e o teor de umidade no equilíbrio é chamada de umidade livre do sólido,

Segundo BARROZO (1995) as duas técnicas clássicas de determinação da umidade de equilíbrio são denominadas de método estático e método dinâmico. Na primeira técnica, o material é exposto ao ar sem movimento (estático). Na segunda o material fica exposto a fluxo de ar dinâmico. A vantagem do método estático se deve a maior facilidade de obter condições de equilíbrio termodinâmico.

Pelo primeiro método, as isotermas de equilíbrio podem ser conseguidas através da utilização de soluções salinas saturadas para a regulação da pressão de vapor nas vizinhanças dos

grãos analisados. O uso de soluções salinas é mais comum devido à segurança no manuseio e à maior facilidade de manter a umidade relativa constante. Se houver evaporação da água, alguns sais precipitarão, mas a umidade relativa não irá modificar (LABUZA *et al.*, 1985 e BARROZO, 1995). Soluções ácidas podem também ser usadas, no entanto há dificuldades com o manuseio e na estabilidade da umidade relativa.

Há um grande número de equações teóricas (baseadas em teorias cinéticas de adsorção), semi-empíricas e empíricas para determinação da umidade de equilíbrio de materiais biológicos.

Os modelos teóricos (exemplos: KELVIN, LANGMUIR, BET) não conseguem prever com precisão a umidade de equilíbrio para grãos em uma ampla faixa de temperatura de umidade relativa. Estes modelos são bastante específicos os quais aplicações podem encontradas em trabalhos como BROOKER *et al.* (1974) e BARROZO (1995).

Assim, há uma série de modelos empíricos e semi-empíricos que buscam maior precisão na estiva deste parâmetro. As principais equações utilizadas são conforme apresentadas na Tabela 2.2 a seguir:

Tabela 2.2: Equações para umidade de equilíbrio (BARROZO, 1995).

Nome	Equação	Referência
HENDERSON	$M^* = \left[\frac{\ln(1-UR)}{-a \cdot T_s} \right]^{1/b}$	HENDERSON (1952)
HENDERSON-THOMPSON	$M^* = \left[\frac{\ln(1-UR)}{-a \cdot (T_s + c)} \right]^{1/b}$	THOMPSON (1968)
CHUNG-PFOST	$M^* = \frac{-1}{b} \cdot \ln \left(\frac{(T_s + c) \cdot \ln(UR)}{-a} \right)$	CHUNG e PFOST (1967)
CHEN-CLAYTON	$M^* = \frac{-1}{c \cdot T_s^d} \cdot \ln \left(\frac{\ln(UR)}{-a \cdot T_s^b} \right)$	CHEN e CLAYTON (1971)
HALSEY modificada	$M^* = \left[\frac{-\exp(a \cdot T_s + c)}{\ln(UR)} \right]^{1/b}$	OSBORN <i>et al.</i> (1989)

Uma das expressões mais conhecidas para previsão da umidade de equilíbrio é a Equação de HENDERSON (1952), que é baseada no modelo de adsorção de Gibbs. Esta Equação foi considerada inadequada para grãos e então surgiram alterações empíricas como, por exemplo, a Equação de THOMPSON (1968). Da mesma maneira para outras equações originou-se a Equação

de CHUNG e PFOST (1967) que, segundo BROOKER *et al.* (1974), é adequada para grãos em uma faixa de umidade relativa do ar entre 20 e 90%.

Também a Equação de CHEN e CLAYTON (1971) foi gerada por modificações empíricas da Equação de HENDERSON (1952). A Equação de HALSEY modificada (OSBORN *et al.*, 1989) tem como origem o modelo teórico BET aliada a hipótese de interação de moléculas adsorvidas na multicamada.

ARRUDA (2008) analisou a aplicação das equações da Tabela 2.2 para previsão da umidade de equilíbrio de fertilizantes granulados e observou que a Equação de HALSEY modificada foi a que melhor se adequou aos dados experimentais de umidade de equilíbrio obtido pelo método estático. A Equação de HALSEY com os parâmetros estimados por ARRUDA (2008) é apresentada a seguir:

$$M^* = \left[\frac{-\exp(-0,044 \cdot T_s + 2,080)}{\ln(UR)} \right]^{1/1,435} \quad (2.86)$$

2.9- Cinética de secagem

A secagem de um determinado material pode ocorrer em dois ou mais períodos distintos. Inicialmente, para materiais que possuem alto teor de umidade, ocorre um período durante o qual a taxa de secagem é constante. Este período é observado em condições em que a resistência interna ao transporte de umidade é muito menor que a resistência externa de remoção de voláteis da superfície. Em seguida, são observados um ou mais períodos em que a taxa de secagem decresce continuamente. Nas vizinhanças entre estes períodos tem-se o teor de umidade do sólido conhecida por umidade crítica.

Vários mecanismos de difusão são propostos na literatura para descrever a transferência de umidade do interior dos sólidos para sua superfície:

- escoamento capilar do líquido;
- difusão do vapor devido à diferença de concentração;
- difusão térmica do vapor;
- difusão de Knudsen;
- movimento de líquido e vapor devido à diferença de pressão total.

Uma teoria bastante difundida na literatura foi proposta por LUIKOV (1966) para a secagem de materiais capilares porosos, baseado nos mecanismos anteriormente citados.

A obtenção experimental da cinética de secagem é feita normalmente em camada fina. Nos experimentos em camada fina, ar em condições constantes de umidade, temperatura e fluxo mássico atravessa uma fina camada do material úmido. O comportamento do material é então observado por um determinado período de tempo. Os modelos clássicos de secagem em camada fina, isoladamente, não descrevem corretamente o processo de transferência de calor e massa em camadas espessas, uma vez que os balanços de massa e energia da fase gasosa não são considerados. Entretanto estes estudos são indispensáveis na predição de equações para a taxa de secagem, utilizadas na modelagem dos fenômenos de transferência em leitos de camada espessa.

Alguns pesquisadores preferem tratar o problema da secagem de grãos em camada fina, utilizando equações semi-empíricas, geralmente oriundas do modelo difusivo, ou ainda de analogias com outros fenômenos. A Tabela 2.3 apresenta as equações de secagem semi-empíricas mais utilizadas para grãos.

Tabela 2.3: Equações de secagem semi-empíricas mais utilizadas para grãos.

Equação	Referência
$MR = \exp(-Kt)$, sendo, $K = A \exp(-B/T_f)$	LEWIS (1921)
$MR = C \exp(-Kt)$, sendo, $K = A \exp(-B/T_f)$	BROOKER <i>et al.</i> (1974)
$MR = C [\exp(-Kt) + \frac{1}{9} \exp(-9Kt)]$, sendo, $K = A \exp(-B/T_f)$	HENDERSON e HENDERSON (1968)
$MR = \exp(-Kt^n)$, sendo, $K = A \exp(-B/T_f)$	PAGE (1949)
$MR = \exp(-Kt^n)$, sendo, $K = \exp(A+B/T_f)$	OVERHUTS <i>et al.</i> (1973)

Fazendo analogia com a lei de Newton do resfriamento temos a Equação proposta por LEWIS (1921). As Equações propostas por BROOKER *et al.* (1974) e HENDERSON e HENDERSON (1968) podem ser vistas como simplificações da solução analítica do modelo difusivo, onde somente o primeiro e os dois primeiros termos da série são considerados,

respectivamente. As Equações de PAGE (1949) e OVERHUTS (1973) são oriundas de modificações empíricas da Equação de Lewis (1921).

O parâmetro K, apresentado nestas equações, é conhecido como constante e secagem e no caso dos trabalhos que utilizam equações oriundas do modelo difusivo, é comum encontrar a seguinte relação de K com a difusividade efetiva:

$$K = \frac{Def\pi^2}{R^2} \quad (2.87)$$

As utilizações das equações empíricas frequentemente fornecem bons resultados no comportamento da secagem de grãos. Entretanto, os parâmetros destas equações têm validade restrita à faixa de condições experimentais em que foram estimados.

ARRUDA (2008) analisou a aplicação das equações da Tabela 2.3 para previsão da cinética de secagem de fertilizantes granulados e observou que a Equação de PAGE (1949) foi a que melhor se adequou aos dados experimentais obtidos em camada fina. A Equação de PAGE (1949) com os parâmetros estimados por ARRUDA (2008) é apresentada a seguir:

$$MR = \exp(-K \cdot t^{0,424}) \quad (2.88)$$

sendo

$$K = 0,304 \exp(-128,282 / T_f) \quad (2.89)$$

2.10- Modelagem de secagem ARRUDA (2008)

O Modelo de ARRUDA (2008) foi desenvolvido com o objetivo de estimar os perfis de temperatura e umidade do sólido e do ar de secagem em secadores rotatórios de contato direto. A Figura 2.9 mostra o esquema do elemento infinitesimal de volume de um secador rotatório operando com fluxo concorrente sobre o qual foram realizados os balanços de massa e energia para esta metodologia.

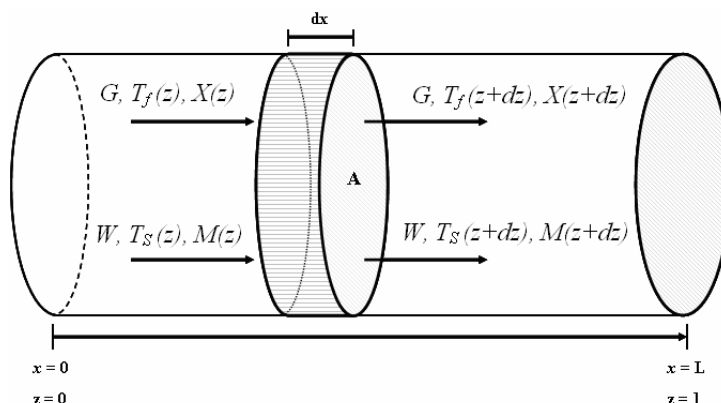


Figura 2.9: Esquema do elemento de volume com operação concorrente.

As variáveis são definidas como: c é calor específico (kJ/kg°C), D é o diâmetro interno do tambor (m), G é vazão mássica de gases (kg/s), W é vazão mássica de sólidos (kg/s), H é carga total do secador (kg), M é a umidade do sólido (kg/kg), R_w é a taxa de Secagem (s⁻¹), T é temperatura (°C), U_A é o coeficiente global de transferência de calor (kJ/sm³°C), V é o volume do tambor (m³), X é a umidade absoluta do ar (kg/kg), z é uma coordenada cartesiana, τ é o tempo de residência dos sólidos no secador (s), λ é calor latente de vaporização da água (kJ/kg), U_p são perdas de energia na troca térmica (kJ/m²), s subscrito significa o material sólido, f para o gases, w o material líquido (água) e v o vapor.

Os equacionamentos propostos e implementados na metodologia seguem abaixo:

- 1) Variação da umidade do ar com o comprimento do secador:

$$\frac{dX}{dz} = \frac{+R_w H}{G} \quad (2.90)$$

- 2) Variação da umidade do sólido com o comprimento do secador:

$$\frac{dM}{dz} = \frac{-R_w H}{W} \quad (2.91)$$

- 3) Variação da temperatura do ar com o comprimento do secador:

$$\frac{dT_f}{dz} = \frac{-[U_A V(T_f - T_s) + R_w H(\lambda + c_v T_f) + U_p \pi D L(T_f - T_{amb})]}{G(c_f + W c_v)} \quad (2.92)$$

- 4) Variação da temperatura do sólido com o comprimento do secador:

$$\frac{dT_s}{dz} = \frac{[U_A V(T_f - T_s) + R_w H c_w T_s - R_w H(\lambda + c_v(T_f - T_s))]}{W(c_s + M c_w)} \quad (2.93)$$

A taxa de secagem pode ser relacionada com o adimensional de umidade (MR), as umidades inicial e de equilíbrio, o tempo de residência e o comprimento do secador, por meio da seguinte expressão:

$$R_w = \frac{(1 - MR)(M_0 - M^*)}{\tau \cdot z} \quad (2.94)$$

em que a equação para previsão de MR foi obtida por ARRUDA (2008) por meio de um estudo de cinética de secagem em camada fina. A Equação que melhor representou os dados cinéticos de ARRUDA (2008) foi a de PAGE, 1949 (Tabela 2.3), conforme apresentada nas Equações 2.88 e

2.89. A melhor expressão encontrada para a predição da umidade de equilíbrio (M^*) por ARRUDA (2008) foi a de HALSEY modificada (Tabela 2.2), conforme apresentada na Equação 2.86.

2.11- Metodologia de projeto de secadores

2.11.1- Metodologia I

A denominada Metodologia I (CRISTO, 2004) de dimensionamento de secadores rotatórios tem como ponto de partida o trabalho de VAN'T LAND (1991). As principais restrições constituem apresentar boa funcionalidade para altas temperaturas e não aceitar a condição da matéria sólida se resfriar durante a secagem.

Para iniciar o método é preciso conhecer a temperatura e a pressão ambiente, T_{atm} (K) e P_{atm} (Pa); as temperaturas de entrada do ar e do sólido, T_{f0} (K) e T_{s0} (K); o calor específico do sólido, c_s (J/kg K); as umidades de entrada e saída, M_0 (-) e M_f (-); a vazão de sólido úmido na saída W_f (kg/s) e o grau de enchimento do secador, f (-). O primeiro passo é determinar a quantidade de água evaporada no processo, W_{evap} (kg/s):

$$w_f = W_f M_f \quad (2.95)$$

$$W = W_f - w_2 \quad (2.96)$$

$$w_0 = \frac{WM_0}{(1 - M_0)} \quad (2.97)$$

$$W_{evap} = w_0 - w_f \quad (2.98)$$

em que W é a vazão de sólido seco (kg/s) e w_0 e w_f (kg/s) as vazões de água presente no material na entrada e na saída do secador, respectivamente.

Para efetuar o balanço de energia, a temperatura de saída do ar é calculada por uma equação linear em função da temperatura de entrada ($T_{ff} = aT_{f0} + b$). Para determinar os coeficientes desta Equação VAN'T LAND (1991) usou uma série de temperaturas de secadores operando em co-corrente, contra-corrente, corrente de ar indireta (sem contato com o sólido) e injeção cruzada.

Na Figura 2.10 são mostrados os valores apresentados pelo autor. Os valores de a e b (temperaturas em K) para a reta apresentada pelo autor são de 0,0495 (-) e 336,91 (K)

respectivamente, com uma correlação linear de 0,916. A correlação encontrada pelo autor foi feita com 11 pontos. CRISTO (2004) propõe os valores de a e b conforme Equação apresentada a seguir:

$$T_{ff} = 0,05T_{f0} + 337,66K \quad (2.99)$$

em que os subscritos 0 e f representam entrada e saída.

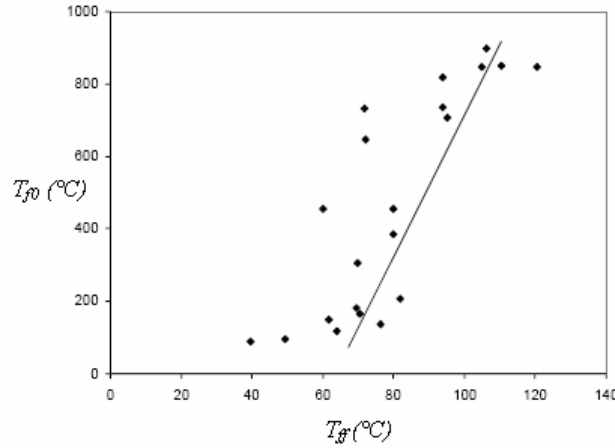


Figura 2.10: Dados para a determinação da T_f de secagem.

Os calores necessários para a secagem, Q_1 (J/s); para o aquecimento do sólido, Q_2 (J/s), para o aquecimento da umidade até a temperatura de saída do ar, Q_3 (J/s), e o calor total Q_{tot2} (J/s), são dados pelas Equações conforme apresentadas a seguir:

$$Q_1 = W_{evap}(\lambda(t_{ref}) + c_v(T_{ff} - t_{ref}) - c_w(T_{S0} - t_{ref})) \quad (2.100)$$

$$Q_2 = Wc_s(T_{ff} - T_{S0}) \quad (2.101)$$

$$Q_3 = w_f c_w(T_{ff} - T_{S0}) \quad (2.102)$$

$$Q_{tot1} = Q_1 + Q_2 + Q_3 \quad (2.103)$$

$$Q_{tot2} = \frac{Q_{tot1}(T_{f0} - T_{atm})}{T_{f0} - T_{ff}} 1,25 \quad (2.104)$$

sendo c_v e c_w (J/kg K) as capacidades térmicas do vapor e da água líquida respectivamente; Q_{tot1} (J/s) é a soma dos 3 calores; λ (J/kg) é o calor latente de evaporação da água, e o valor que multiplica Q_{tot1} na Equação 2.104 é um valor de correção para compensar as perdas térmicas para o ambiente.

A vazão de ar na entrada do secador à temperatura T_i e dado pela Equação abaixo e deve ser suficiente para fornecer o calor necessário à secagem, considerando as perdas:

$$G_1 = \frac{Q_{tot2}}{(T_{f0} - T_{atm})c_{ar}} \quad (2.105)$$

Para a determinação do diâmetro do secador, D (m), é necessário determinar a vazão do ar na temperatura de saída, G'_2 ; e incluir a umidade removida do sólido nesta vazão, G_2 .

$$G'_2 = \frac{Q_{tot2}}{(T_{f0} - T_{atm})c_{ar}} 1,2 \quad (2.106)$$

$$G_2 = G'_2 + W_{evap} \quad (2.107)$$

$$g_2 = \frac{G'_2}{\rho_{ar}} + \frac{W_{evap}}{\rho_w} \quad (2.108)$$

em que ρ_{ar} (kg/m³) é a densidade do ar que deve ser calculada na temperatura ambiente e o valor de 1,2 na Equação 2.106 é um parâmetro de correção para compensar as entradas de ar falso que possam existir no secador, g_2 (m³/s) é a vazão volumétrica de ar úmido na saída onde a densidade e a capacidade térmica do ar devem ser calculadas com base na temperatura de saída do ar.

O diâmetro do secador é calculado com base na velocidade de escoamento do ar na área livre do secador, u (m/s). Essa velocidade é obtida de acordo com o material e condições de operação, sendo os valores de 0,5 a 2 m/s os recomendados. O diâmetro do secador é dado então por:

$$D = \sqrt{\frac{4g_2}{0,85\pi u}} \quad (2.109)$$

sendo que o valor 0,85 é para compensar uma ocupação máxima de 15 % da área do secador pelo sólido, ou seja, o grau de enchimento do secador, f (-).

O comprimento do secador, L (m); o número de suspensores, N (-) e a profundidade dos suspensores, l (m); são dados em função do diâmetro conforme apresentado abaixo:

$$L = 7D \quad (2.110)$$

$$7,87D \leq N \leq 9,84D \quad (2.111)$$

$$0,083D \leq l \leq 0,125D \quad (2.112)$$

VAN'T LAND (1991) ainda recomenda os valores de 0° a 5° para a inclinação do secador; e de 0,1 a 0,5 m/s para a velocidade periférica do cilindro, sendo mais comuns os valores de 0,35 a 0,4 m/s.

A seguir temos a Figura 2.11 que ilustrativa esquematicamente a aplicação da Metodologia I.

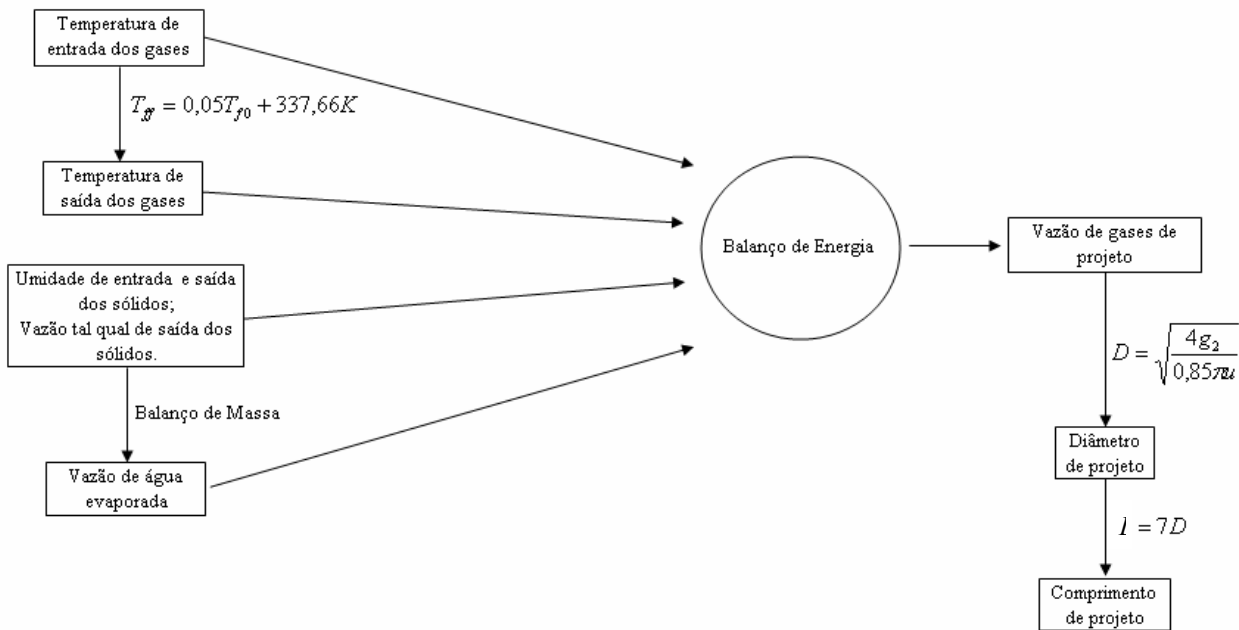


Figura 2.11: Ilustração da aplicação da Metodologia I em projeto de Secadores.

2.11.2- Metodologia II

A chamada Metodologia II (CRISTO, 2004) de projeto de secadores rotatórios utiliza balanços de massa e energia em varias seções do secador. Esta metodologia tem como referência o trabalho de NONHEBEL E MOSS (1971). Há balanços específicos para as etapas de aquecimento, secagem a taxa constante e secagem a taxa decrescente. A metodologia não presume o conhecimento da curva de secagem do material, impondo a secagem do mesmo pelo emprego de coeficientes de transferência de massa empíricos, que, por sua vez, estão atrelados ao balanço de energia por correlações de analogia com a transferência de calor. O método não é aplicável para secadores em fluxo contracorrente e é necessária a especificação da condição de saída da umidade do ar, parâmetro que não é fácil de se prever, uma vez que depende de um conjunto de fatores.

Para o desenvolvimento da metodologia é necessário o emprego de um método iterativo, pois não há dados suficientes para um balanço completo em nenhuma das etapas de secagem (correspondendo a seções distintas ao longo do secador). A indicação dada pelos índices é feita de forma que o valor 0 indica a entrada da corrente e n a saída do secador.

O primeiro passo é determinar as temperaturas de saída do sólido e do ar:

$$T_{Sn} = T_{Smáx} - 10K \quad (2.113)$$

$$T_{fn} = T_{f máx} \quad (2.114)$$

em que $T_{Sm\acute{a}x}$ (K) é a temperatura máxima que o sólido pode atingir ou a temperatura máxima que o ar pode ser aquecido, T_s (K) a temperatura do sólido, T_f (K) a temperatura do ar e o valor de 10 K é sugerido pelo autor como uma diferença que gera um gradiente de temperatura suficiente para uma boa troca de calor. Para os balanços, NONHEBEL E MOSS (1971) trabalham com pressão parcial e umidade relativa para representar a umidade do ar. Como os métodos psicrométricos se limitam a temperaturas inferiores a cerca de 200 °C esses valores serão substituídos pela umidade absoluta em base seca. Uma outra mudança é o uso de vazão em massa no lugar da vazão em volume usada por NONHEBEL E MOSS (1971). Para um cálculo correto do balanço de massa seria necessário o cálculo da densidade do ar em todos os pontos o que pode ser evitado com o uso da vazão em massa, que não é alterada com a variação da temperatura.

A vazão de sólido seco, W (kg/s); as umidades de entrada e saída do sólido, M (-); e do ar, X (-); e as temperaturas de entrada devem ser conhecidas. Com isso, é possível determinar a vazão de ar seco, G (kg/s); e a temperatura de entrada do ar:

$$G = \frac{W(M_0 - M_n)}{(w_n - w_0)} \quad (2.115)$$

$$T_{f0}G(c_{ar} + w_0c_v) + T_{s0}W(c_s + M_0c_w) = \lambda W(M_0 - M_n) + T_{fn}G(c_{ar} + w_nc_v) + T_{sn}W(c_s + M_nc_w) \quad (2.116)$$

sendo que c_{ar} , c_v , c_s e c_w (J/kg K) são as capacidades térmicas do ar seco, vapor, sólido seco e água líquida respectivamente; e λ (J/kg) o calor latente de evaporação da água tomado na temperatura média do sólido. A Equação 2.116 deve ser resolvida de forma iterativa se for considerada a variação da capacidade térmica com a temperatura.

O diâmetro, D (m), pode ser calculado em função da velocidade de escoamento do ar no secador:

$$g_n = \frac{G}{\rho_{ar}}(1 + w_n) \quad (2.118)$$

$$D = \sqrt{\frac{4g_n}{\pi u(1 - f)}} \quad (2.119)$$

em que ρ_{ar} (kg/m³) é densidade do ar úmido, g (m³/s) a vazão volumétrica do ar úmido na saída do secador, u (m/s) a velocidade do ar e f (-) o grau de enchimento. O valor do comprimento do secador, L (m), será a soma dos comprimentos necessários para completar cada etapa de secagem, e deve ser calculado com base no coeficiente de transferência de calor por unidade de comprimento, h_L (J/m s K).

O coeficiente de transferência de calor usado é o coeficiente por unidade de volume do secador, U ($\text{J/m}^3 \text{ s K}$), que deve ser transformado em h_L multiplicando-o pela área:

$$h_L = 4U\pi D^2 \quad (2.120)$$

O comprimento para cada seção é dado por:

$$L_i = \frac{H_i}{\Delta t_{lm} h_{Li}} \quad (2.121)$$

em que i representa o índice da seção, H (J/s) o calor fornecido ao sólido e Δt_{lm} (K) a média logarítmica da diferença de temperatura entre o ar e o sólido.

Para a etapa de pré-aquecimento, H_I pode ser calculado por:

$$H_1 = T_{S1}W(c_s + M_n c_w) - T_{S0}W(c_s + M_0 c_w) \quad (2.122)$$

As temperaturas T_{S1} e T_{f1} devem ser encontradas iterativamente por:

$$T_{f0}G(c_{ar} + w_0 c_v) + T_{S0}W(c_s + M_0 c_w) = T_{f1}G(c_{ar} + w_1 c_v) + T_{S1}W(c_s + M_1 c_w) \quad (2.123)$$

sendo T_{S1} a temperatura de bulbo úmido, que é função de T_{f1} ; e as umidades M_1 e w_1 tendo os mesmos valores de M_0 e w_0 , pois é considerado que não há secagem neste estágio.

Para a seção de secagem a taxa constante, as equações para calcular H_2 e a temperatura do ar T_{f2} são:

$$H_2 = \lambda W(M_1 - M_2) \quad (2.124)$$

$$T_{f1}G(c_{ar} + w_1 c_v) + T_{S1}W(c_s + M_1 c_w) = H_2 + T_{f2}G(c_{ar} + w_2 c_v) + T_{S2}W(c_s + M_2 c_w) \quad (2.125)$$

em que M_2 é a umidade crítica, separação entre secagem a taxa constante e secagem a taxa decrescente, $T_{S2} = T_{S1}$ por ser secagem de bulbo úmido e w_2 pode ser encontrada pelo balanço de massa:

$$Gw_1 + WM_1 = Gw_2 + WM_2 \quad (2.126)$$

A seção de secagem a taxa decrescente é dividida em vários intervalos. Cada intervalo considera uma taxa decrescente linear. Nestes intervalos, as temperaturas do sólido e do ar, o comprimento e o valor de H não são conhecidos, e portanto é necessário um método iterativo para a resolução. Como H_i depende somente das temperaturas $T_{S\ i+1}$ e $T_{f\ i+1}$ e não de L_i , em que i indica o intervalo de cálculo, o sistema pode ser resolvido pois se tem 3 variáveis ($T_{S\ i+1}$, $T_{f\ i+1}$ e L_i), e três Equações.

A primeira Equação é o balanço de energia, da qual é possível calcular H_i :

$$\begin{aligned} T_{f,i}G(c_{ar} + w_i c_v) + T_{S,i}W(c_s + M_i c_w) = \\ \lambda W(M_i - M_{i+1}) + T_{f,i+1}G(c_{ar} + w_{i+1} c_v) + T_{S,i+1}W(c_s + M_{i+1} c_w) \end{aligned} \quad (2.127)$$

$$\begin{aligned} H_i = T_{f,i}G(c_{ar} + w_i c_v) - T_{f,i+1}G(c_{ar} + w_{i+1} c_v) = \\ \lambda W(M_i - M_{i+1}) - T_{S,i}W(c_s + M_i c_w) + T_{S,i+1}W(c_s + M_{i+1} c_w) \end{aligned} \quad (2.128)$$

sendo w_{i+1} calculado pelo balanço de massa:

$$Gw_i + WM_i = Gw_{i+1} + WM_{i+2} \quad (2.129)$$

A segunda Equação é o cálculo do comprimento pela Equação 2.121.

A terceira é o cálculo do comprimento pelo coeficiente de transferência de massa por unidade de comprimento k_L (kg/m s):

$$Li = \frac{W(M_i - M_{i+1})}{k_{Li}} \quad (2.130)$$

O coeficiente de transferência de massa por unidade de comprimento, k_L , não é comumente encontrado, o mais comum é encontrar valores para o coeficiente por unidade de massa k (kg/kg s), que deve ser dado em função das umidades em base seca e pode ser transformado em k_L por:

$$k_L = \frac{\pi D^2}{4} f \rho_B k \quad (2.131)$$

em que ρ_B (kg/m³) é a densidade bulk do sólido. O valor de L será dado pela soma dos valores de cada divisão. É comum que a secagem não envolva todas as etapas, se só existir secagem a taxa decrescente, por exemplo, pode-se ignorar os cálculos das etapas de pré-aquecimento e secagem a taxa constante e usar i de 0 a n .

A seguir temos a Figura 2.12 que ilustrativa esquematicamente a aplicação da Metodologia II.

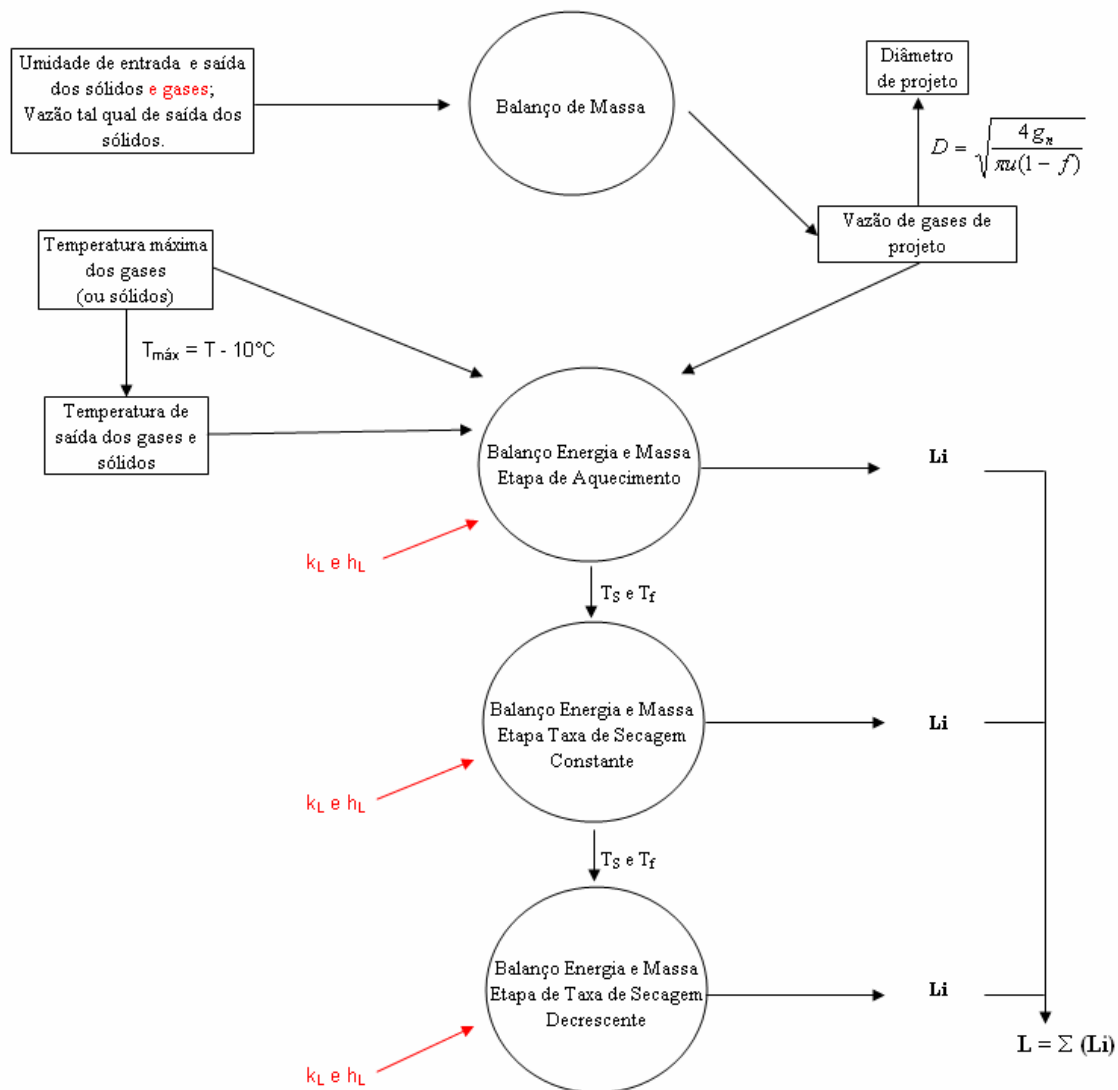


Figura 2.12: Ilustração da aplicação da Metodologia II em projeto de Secadores.

CAPÍTULO 3

MATÉRIAS E MÉTODOS.

3.1- Materiais

Para a realização dos experimentos de Secagem foi utilizado como produto de secagem o fertilizante GTSP (Superfosfato Triplo Granulado). Este produto é resultado da granulação do fertilizante TSP (Superfosfato Triplo), que é produzido através a reação de concentrado fosfático com ácido fosfórico e vapor d'água. O GTSP foi escolhido para a realização dos experimentos por caracterizar no segmento como um dos granulados de maior dificuldade de secagem.

O material para secagem (GTSP antes do processo de peneiramento) e dados experimentais foram obtidos através da empresa Copebrás Ltda. em Catalão-GO, uma empresa do grupo Anglo American plc.

As características físico-químicas do fertilizante granulado GTSP foram analisadas e suas propriedades apresentadas conforme Tabela 3.1 abaixo:

Tabela 3.1: Propriedades do GTSP

Propriedades	d_p (mm)*	ρ_s (g/cm ³)	ρ_b (g/cm ³)	c_s (kcal/kg°C)**
Valor	1,8 (3,5 rpm) 3,1 (4,2 rpm)	1,05	1,95	0,31

* diâmetro de Sauter (Anexo A.2)

** calorimetria

Para a Secagem do GTSP foi utilizado ar quente proveniente da queima de cavaco de madeira em fornalha industrial. As propriedades deste combustível (madeira) são apresentadas na Tabela 3.2 abaixo.

Tabela 3.2: Propriedades do cavaco de madeira

Propriedades	ρ_c (g/cm ³)	Umidade	PCI _c b.s. (kJ/kg)*
Valor	0,25	20,70%	17.798

* calorimetria

As condições ambientes durante a realização dos testes são apresentadas conforme Tabela 3.3 abaixo.

Tabela 3.3: Condições ambientais durante a realização dos testes.

Rotação: 3,5 rpm

Pressão atmosférica:	695,8	mmHg
Temperatura ambiente:	24,3	°C
Umidade absoluta ambiente:	0,00660	kg água/ kg ar seco

Rotação: 4,2 rpm

Pressão atmosférica:	693,8	mmHg
Temperatura ambiente:	28,5	°C
Umidade absoluta ambiente:	0,00848	kg água/ kg ar seco

3.2- Unidade experimental

Os experimentos foram realizados em um secador industrial convencional para este tipo de aplicação (secagem de fertilizantes granulados), ou seja, secador rotatório de secagem direta concorrente e com cascadeamento.

Abaixo segue na Figura 3.1 uma foto do secador utilizado nos testes bem como em seguida uma pequena descrição da operacionalidade deste equipamento.



Figura 3.1: Secador rotatório industrial.

O ar de secagem (em torno de 1100 °C) é aquecido através da queima de cavacos de madeira em uma fornalha. Estes gases são direcionados para o secador através da depressão provocada por um exaustor localizado após o secador. As cinzas provenientes da combustão do cavaco são retiradas por uma corrente transportadora no fundo da fornalha.

O material úmido do granulador é alimentado no secador rotatório através de uma calha de aços inox oca refrigerada por ar ambiente forçado. Além disso, a calha é revestida com cerâmica refratária para garantir a integridade da mesma frente à exposição a altas temperaturas.

Na entrada do secador existe um helicóide que acelera o carregamento do material para a região de secagem. O cascadeamento do material na câmara cilíndrica varia ao longo do comprimento do secador pelo efeito das suspensores internos, proporcionando uma secagem gradual.

Os suspensores devem estar todos em bom estado e limpos para operarem nas condições de projeto. Estas condições podem ser avaliadas pela diferença de temperatura de saída dos gases e dos sólidos, que devem permanecer em torno de 10°C. Ocorrendo uma elevação nesta diferença, mantida as outras condições de operação, estará havendo uma má operação dos suspensores do secador (Conservação de Energia na Indústria de Fertilizante, 1985).

Na extremidade oposta à alimentação, existe um vaso separador (capela) sendo o produto seco descarregado pelo fundo e o gás de secagem contendo finos arrastados pelo topo. Os grumos são encaminhados para um equipamento chamado degrumador enquanto que o restante do material vai diretamente para a próxima etapa.

Na exaustão do secador, os gases são forçados a passar em uma bateria de 6 ciclones (com sistemas de correntes auto-limpantes). O pó coletado vai para o circuito de reciclo e o gás vai para uma estação de lavagem de gases.

Entradas de ar falso (indesejados ao processo de secagem) são normalmente presentes em vários pontos do circuito de secagem.

A Figura 3.2 a seguir ilustra o texto acima:

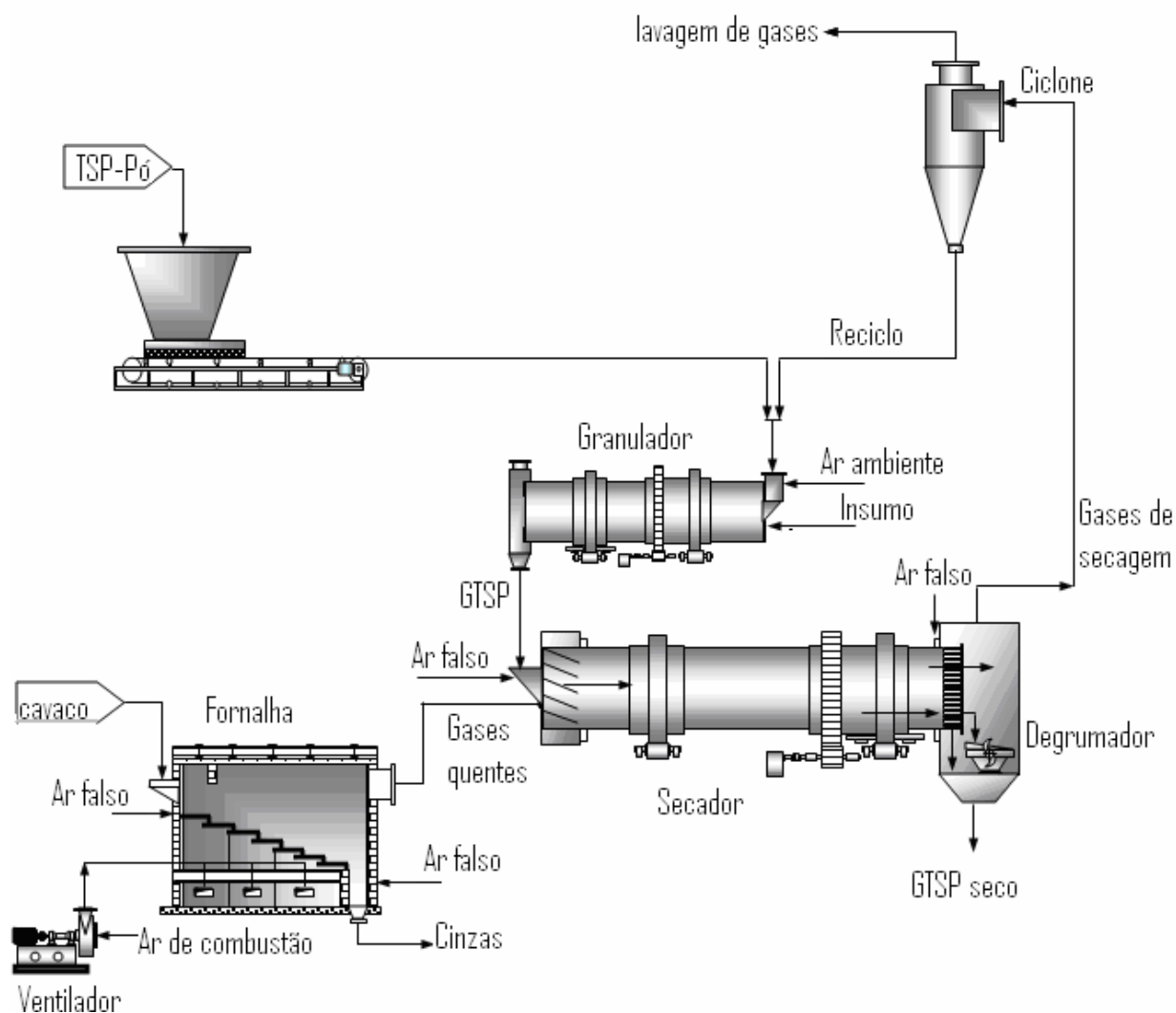


Figura 3.2: Ilustração esquemática da operação de secagem.

Fonte: Consultoria Tecplan (Araxá - MG)

3.2.1- Informações construtivas do secador

O secador é do tipo tambor rotatório com diâmetro interno de 3,0 m e comprimento de 30,0 m. Possui um ângulo de inclinação de 2,5° e sua rotação de projeto é de 3 rotações por minuto. Sua capacidade de projeto é de 120 toneladas por hora, e os produtos processados são GSSP (Superfosfato Simples Granulado), GSSPA (Superfosfato Simples Granulado Amoniado), GTSP (Superfosfato Triplo Granulado) ou MAP (Monoamônio Fosfato Granulado). Os suspensores são do tipo 3 segmentos com dimensões de 220 x 190 x 50 mm. Os ângulos entre os segmentos dos suspensores são 90° entre o costado e o terceiro segmento, 145° entre o terceiro e o segundo segmento e 125° entre o segundo e primeiro segmento. Na Figura 3.3 é apresentada uma foto interna do secador utilizado nos experimentos.



Figura 3.3: Foto interna de um secador rotatório convencional para fertilizantes granulados.

No início do secador (parte externa) há um conjunto de martelos que golpeiam o costado deste equipamento, visando o desprendimento das incrustações formadas nos primeiros metros do secador, onde o produto (GTSP úmido) ainda apresenta alta característica de impregnação. Na Figura 3.4 é apresentada uma foto dos martelos do secador utilizado nos experimentos.



Figura 3.4: Foto de martelos convencionais utilizados para golpear o costado do secador rotatório.

3.3- Métodos

Durante os testes operacionais de secagem do GTSP foram coletadas um total de 182 amostras de produto, das quais 120 foram utilizadas para a determinação do tempo de residência, 52 para a determinação das umidades de entrada e saída do secador e as 10 restantes para determinação da carga do secador.

Cavacos de madeira utilizados na geração de ar quente para o secador foram amostrados para a determinação da densidade aparente (ρ_c).

Para a realização das amostragens e medições durante os testes, foram realizadas montagens de plataformas, verificação e adequação de ferramentas de amostragem, treinamentos e acompanhamento do setor de segurança para garantir a integridade de todos os envolvidos nos testes.

3.3.1- Caracterização do fertilizante granulado

3.3.1.1- Temperaturas de entrada e saída do GTSP (T_{so} e T_{sf})

Para a medição de temperaturas do GTSP, tanto na entrada quanto na saída do secador, foram usados termômetros previamente calibrados da marca Incoterm.

3.3.1.2- Umidades de entrada e saída do GTSP (M_0 e M_f)

Para a determinação das umidades (M) do GTSP foi utilizado um analisador de umidade por infra-vermelho modelo IV 2000 da marca GEHAKA, que analisava a umidade de amostras moídas por um moinho modelo MA630/1 da marca Marconi. O instrumento foi previamente calibrado conforme procedimentos internos da Copebrás Ltda.

3.3.1.3- Determinação da distribuição granulométrica do GTSP

Para a determinação da distribuição granulométrica das amostras do GTSP, estas primeiramente foram homogeneizadas em sacos plásticos e posteriormente quarteadas através um quarteador tipo Jones. A fração era reduzida para uma medida de massa entre 100 e 200 gramas.

Esta porção pesada era então adicionada em um equipamento de fracionamento por peneiramento onde ocorria uma vibração do conjunto por 15 minutos. A massa recolhida em cada fração de abertura de tela das peneiras (telas de 4, 5, 6, 7, 8, 10, 14 e 16 meshes) foram, então, pesadas individualmente em balança modelo EOF120 da marca Explorer previamente calibrada sendo que, a divisão das massas individuais pela massa total peneirada, possibilita o levantamento da distribuição granulométrica do produto.

3.3.2- Caracterização dos gases de secagem

3.3.2.1- Temperaturas bulbo seco de entrada e saída dos gases (T_{f0} e T_{ff})

A temperatura do ar de entrada foi coletada através instrumento termopar PT100 da Consistec com transmissor ITA110 da Yokogawa previamente aferido.

Para a medida de temperatura dos gases de saída foi usado termômetro previamente calibrado da marca Incoterm.

3.3.2.2- Temperaturas de bulbo úmido dos gases

Devido às altas temperaturas dos gases de entrada praticadas no processo de secagem do GTSP (em torno de 1100°C), não foi possível realizar medições de temperatura de bulbo úmido neste ponto.

Para as medidas de temperatura de bulbo úmido dos gases na saída do secador foi usado termômetro previamente calibrado da marca Incoterm, invólucro por um tecido encharcado com água.

3.3.2.3- Determinação da umidade dos gases (X_0 e X_f)

Os teores de umidade dos gases na entrada do secador foram calculados somando-se a umidade absoluta do ar ambiente durante os testes (verificada através de estação ambiental marca: Weather link, modelo: Vantage PRO 2) com a umidade desprendida do cavaco de madeira queimado durante os testes.

A umidade do ar de saída foi obtida por meio de medições de temperatura de bulbo seco e bulbo úmido com a utilização de cartas psicrométricas.

3.3.3- Caracterização do combustível de secagem

3.3.3.1- Densidade aparente dos cavacos de madeira (ρ_c)

A densidade aparente do cavaco foi calculada dividindo a massa (pesagem) de uma amostra deste material coletada durante os testes numa balança previamente calibrada, pelo volume que esta amostra ocupava em um becker.

3.3.3.2- Umidade total dos cavacos de madeira

Para a determinação da umidade total do cavaco, amostras deste material foram colocadas e levadas a uma estufa com temperatura aproximada de 150 °C durante 24 horas. A diferença de

massa (pesagem em balança calibrada) entre a amostra antes e depois da permanência na estufa, dividido pela massa antes de entrar na estufa, caracteriza o teor de umidade tal qual do cavaco amostrado.

3.3.4- Medições em geral

3.3.4.1- Rotação do secador (N_R)

Para a medição da rotação do secador, foi marcado um ponto fixo no costado deste equipamento, e então durante a operação do mesmo, com um cronômetro, foi medida a quantidade de voltas que este dava em um determinado tempo.

Os testes foram realizados para duas rotações diferentes (3,5 rpm e 4,2 rpm).

3.3.4.2- Perfil de temperaturas

Num equipamento industrial de secagem em condições de operação com altas temperaturas conforme realizados nos testes, é impraticável a determinação de perfis de temperaturas internas de gases e/ou sólidos ao longo do secador.

Medições de temperaturas ao longo do costado do secador (onde não havia o isolamento térmico) foram realizadas apenas para verificação das possibilidades de perfis de temperatura (Anexo A.1). Para estas medições foi utilizado instrumento de medição de temperatura tipo laser da marca AKSO modelo AK32.

3.3.4.3- Vazões de GTSP no secador (W)

Na unidade operacional que foram realizados os testes, não havia instrumento de medição de vazão de sólidos passante pelo secador. Para identificação desta variável foi utilizada a medida de vazão de produto final da unidade que se encontra após o equipamento resfriador (vide Figura 1.3).

Foi necessário, portanto, a caracterização das distribuições granulométricas dos fluxos antes e após o sistema de classificação e também os tempos de residências dos equipamentos até a chegada do produto no instrumento de medição de vazão (balança radioativa da marca LINCE, modelo W-4000) previamente calibrado. Com a combinação de balanços de massa e tempos de residências dos equipamentos, foi possível então identificar a vazão do GTSP pelo secador .

3.3.4.4- Vazões dos gases de secagem (G)

A vazão do ar de secagem foi medida por um tubo Pitot. O equipamento utilizado para as medidas foi um coletor isocinético de poluentes atmosféricos modelo CPP0062 do tipo gasosômetro TECNOBRAS GALLUS previamente calibrado.

3.3.4.5- Vazões de cavacos de madeira consumidos

As vazões de cavacos de madeira durante os testes foram calculadas através da diferença de volume de armazenagem de cavacos de madeira no início e no fim dos testes.

As medições de nível e dimensões do silo de armazenamento de cavacos de madeira foram realizadas com uma trena marca Starret.

A massa de cavaco de madeira consumida durante os testes dividida pelo tempo de duração dos testes determina o valor da taxa mássica de cavacos de madeira consumido.

3.3.4.6- Tempo de residência do GTSP no secador

Convencionalmente, a determinação do tempo real de residência em secadores piloto é feita através traçadores visuais (partículas de fertilizante marcadas com tinta). Estes traçadores são então introduzidos no secador em forma de pulso e um cronômetro acionado. Posteriormente através o processo de catação estes traçadores são coletados e quantificados em relação ao tempo. Estes procedimentos são adotados a fim de se obter informações da fração de partículas marcadas (traçadores) em função do tempo.

No entanto, para medir o tempo de residência numa planta industrial, esta metodologia não poderia ser utilizada, pois a marcação com tinta não seria possível devido as tintas comerciais não suportarem altas temperaturas.

Logo, a solução encontrada portanto para a medida do tempo de residência no secador industrial foi a utilização de outro produto de coloração diferente como traçador visual . Nos testes estes traçadores foram o fertilizante granulado GSSPA, que possuem coloração mais escurecida do que o GTSP.

Os traçadores foram introduzidos em forma de pulso (quantidade aproximada: 400 kg) e simultaneamente o cronômetro era acionado na entrada do secador. A partir daí foram feitas amostragens periódicas (1 em 1 min) do produto na saída do secador.

Após a verificação da porcentagem de material mais escuro nestas amostragens foi possível então construir o gráfico de fração de traçadores em função do tempo.

3.3.4.7- Fluidodinâmica (coeficiente de fricção do GTSP; distribuição de carga nos suspensores; comprimento, ângulo e tempo médio de queda das partículas)

Para a caracterização do cascadeamento de sólidos em suspensores, as metodologias existentes prevêm a necessidade de registro fotográficos do cascadeamento. Num secador industrial concorrente estes registros fotográficos são impossíveis de serem realizados, pois a quantidade de poeira na saída do secador é de tal forma que impedem a visualização do cascadeamento. Outra barreira é a impossibilidade do acesso à saída do secador, que é vedada para que ocorra a exaustão dos gases.

Com isso os trabalhos de caracterização do cascadeamento para o produto GTSP foram feitos no equipamento resfriador contracorrente, o qual possui características físicas muito semelhantes ao secador, diferenciando-se basicamente no comprimento do equipamento (16,0 m) e no modo de operação contracorrente, que tornou possível as realizações de medidas fotográficas.

Os equacionamentos para suspensores de três segmentos utilizados cálculos fluidodinâmicos foram baseados na metodologia REVOL *et al.* (2001) apresentada no item 2.3 de Revisão Bibliográfica. As previsões por estas equações foram comparadas com os dados experimentais obtidos no equipamento resfriador mencionado acima.

Um dos itens da análise fluidodinâmica é a previsão de carga dos suspensores, que varia com a rotação do equipamento. Tanto para o equipamento secador, quanto para o equipamento resfriador, a medida de carga dos suspensores não é representativa se realizada de forma direta (pesagem). Em ambos os equipamentos (secador e resfriador) a freagem não ocorre em condições desejáveis, ou seja, a redução da rotação do equipamento é lenta, alterando assim a carga dos suspensores até o momento da freagem. Outra condição indesejável são os balanços que o equipamento dá durante a freagem e que são provocados pelo diferencial de carga dos suspensores dentro do equipamento. Portanto, as previsões de cargas dos suspensores do resfriador foram realizadas através de predições, utilizando-se os perfis de carga verificados nos registros fotográficos, as medidas dos suspensores e a densidade aparente do produto.

Para medida dos ângulos característicos (\emptyset), foram tiradas fotografias da parte interna do equipamento (resfriador) nas condições de operação (5,1 rpm) e em diferentes posições angulares dos suspensores. As posições angulares do suspensor (θ) e o ângulo característico (\emptyset) foram medidos utilizando o recurso computacional “Auto Cad”.

Obtidos experimentalmente os ângulos característicos e as posições angulares, calcula-se o coeficiente de fricção do GTSP através da Equação rearranjada a seguir (3.1):

$$\mu = \frac{R_o \frac{\omega^2}{g} (\cos \theta + \tan \phi \sin \theta) - \tan \phi}{\tan \phi \cos \theta + R_o \frac{\omega^2}{g} \sin \theta - 1} \quad (3.1)$$

Com a identificação desta variável é possível então descrever através a metodologia REVOL *et al.* (2001) a fluidodinâmica deste material em diferentes escalas.

Para medida do comprimento de queda das partículas dos suspensores, foram feitas medidas em campo com o equipamento parado. Para cada posição angular dos suspensores, o comprimento de queda das partículas foi medido. O comprimento de queda consiste na distância, em linha reta, entre a ponta do suspensor, na posição em que os sólidos iniciam a cascata, até o leito de sólidos na parte inferior do resfriador. As medidas destas distâncias foram realizadas utilizando-se de uma trena marca Starret. Com os comprimentos de queda e a distribuição de carga nos suspensores é possível determinar através equacionamentos o comprimento, ângulo e tempo médio de queda das partículas.

Abaixo segue uma Figura (3.5) representativa da metodologia utilizada para determinação experimental da posição angular dos suspensores e seus respectivos ângulos dinâmicos de repouso.

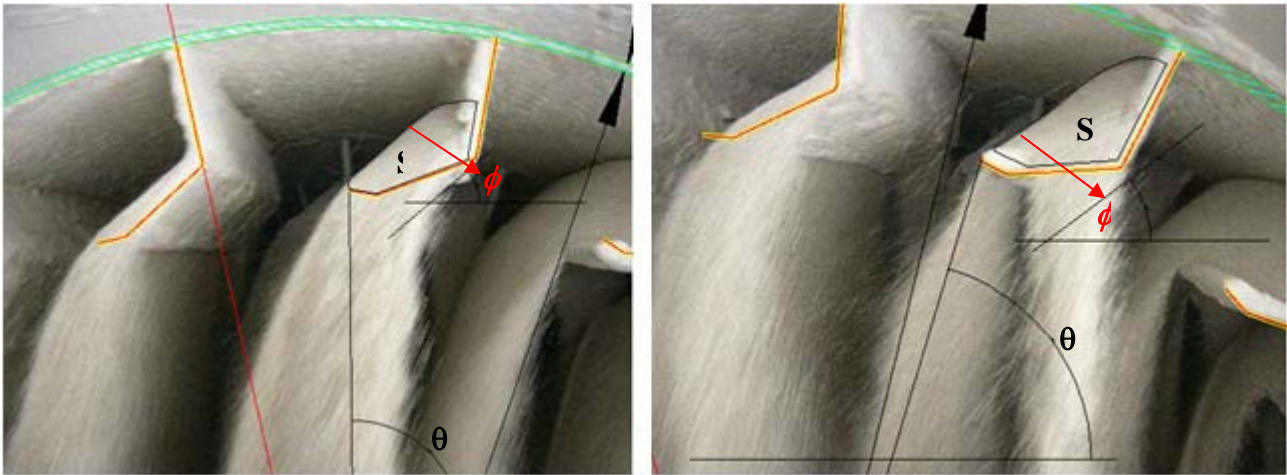


Figura 3.5: Ilustração da metodologia de determinação do ângulo dinâmico de repouso.

3.3.5- Balanços de massa e energia

Os cálculos dos balanços de massa e energia foram realizados utilizando-se as informações levantadas em campo e análises realizadas em laboratório.

Os balanços de massa parciais e totais dos testes foram sempre que possíveis confrontados das mais diferentes formas, de maneira a garantir ao máximo a confiabilidade das informações. Da mesma maneira foi realizado para o balanço de energia pelo qual se ponderou tanto as taxas

mássicas de sólidos e gases, quanto o fornecimento energético proveniente da queima dos cavacos de madeira.

3.3.6- Análise de metodologias de modelagem e projeto

Existem poucas metodologias de modelagem e projeto de secadores rotatórios diretos disponíveis na literatura. Dois trabalhos foram usados para verificação da aplicabilidade dos dados experimentais em modelagens encontradas na literatura. Em um destes trabalhos (ARRUDA, 2008) é possível estimar os perfis de temperaturas e umidades dos sólidos e gases ao longo do secador, e assim prever suas propriedades ao final do equipamento.

Em outro trabalho (CRISTO, 2004) duas metodologias de projetos (VAN'T LAND, 1991 e NONHEBEL e MOSS, 1971) foram amplamente avaliadas através de informações disponíveis na literatura.

Com os dados operacionais do secador industrial levantados neste trabalho foi possível então uma análise destes dois trabalhos, sendo que para a metodologia de NONHEBEL e MOSS (1971) há variáveis (coeficientes lineares de transferência de massa e calor) que dificilmente são inferidas sem informações dos perfis de umidades e temperaturas (GTSP e gases de secagem) ao longo do secador.

No trabalho apresentado por CRISTO (2004), a metodologia proposta por VAN'T LAND (1991) foi identificada como metodologia I, e a metodologia proposta de NONHEBEL e MOSS (1971) como metodologia II. Da mesma maneira, esta nomenclatura será adotada neste trabalho como forma de facilitar referências ao trabalho apresentado por CRISTO (2004). A metodologia realizada por ARRUDA (2008) será identificada com o próprio nome.

As três metodologias são apresentadas com maiores detalhes em Referências Bibliográficas nos itens 2.10 e 2.11.

3.3.6.1- Metodologia ARRUDA (2008)

Os resultados obtidos experimentalmente foram alimentados num programa computacional (Maple 8) com a metodologia ARRUDA (2008) implementada, obtendo-se como resultado os perfis de temperatura e umidade para os sólidos e os gases ao longo do secador.

No Anexo A.3 temos uma apresentação da implementação desta metodologia para o programa Maple 8 mencionado.

3.3.6.2- Metodologia I (VAN'T LAND, 1991)

Os resultados obtidos experimentalmente foram alimentados num programa computacional (Excel 2003) com a metodologia VAN'T LAND (1991) implementada conforme apresentado por CRISTO (2004), obtendo-se como resultado informações de projeto (Diâmetro, Comprimento, Temperatura final dos gases, Massa base seca de gases) para um secador operando nas condições experimentais deste trabalho.

No Anexo A.4 temos uma apresentação da implementação desta metodologia para o programa Excel 2003 mencionado.

3.3.6.3- Metodologia II (NONHEBEL e MOSS, 1971)

A metodologia II não presume o conhecimento da curva de secagem do material, necessitando portanto de informações como os coeficientes de transferência de massa e energia, que são informações de difícil predição (normalmente calculados empiricamente). Neste trabalho, a aplicação da metodologia será aplicada de maneira inversa, ou seja, com os perfis de temperaturas e umidades identificadas no trabalho de ARRUDA (2008), serão identificados os valores dos coeficientes lineares de transferência de massa e energia.

Desta maneira, os perfis de umidade dos sólidos e temperatura dos gases obtidos na aplicação da metodologia ARRUDA (2008) foram alimentados num programa computacional (Excel 2003) com a metodologia NONHEBEL e MOSS (1971) implementada conforme apresentado por CRISTO (2004), obtendo-se como resultados os perfis de transferência de calor e massa ao longo do secador.

No Anexo A.5 temos uma apresentação da implementação desta metodologia para o programa Excel 2003 mencionado.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1- Condições limitantes de operação do equipamento

Diante do fato dos testes experimentais serem realizados num equipamento industrial, houve limitações quanto à variação de parâmetros devido à necessidade industrial de se garantir tanto a qualidade do produto quanto a produtividade da unidade (grandes volumes envolvidos).

A variável mais comum para se garantir o teor de umidade final do produto é manter a temperatura final dos gases, que é medida *on line*, em torno de 110 °C. Temperaturas maiores que esta, caracterizam riscos para os materiais à jusante do secador (fibras do sistema lavagem de gases) e temperaturas menores acarretam umidades fora de especificação (altos teores de umidade).

A variável mais comum para se garantir a produtividade da unidade (taxa mássica) é manter a vazão máxima de gases quentes pelo secador (secagem é o gargalo operacional) e também a maior temperatura possível destes gases na alimentação do secador, respeitando as limitações de temperatura dos materiais que constituem a fornalha, que é controlada em torno de 1100 °C.

Fixadas estas condições de operação da unidade (vazões e temperaturas), há ainda como variáveis a rotação do secador e as dimensões do equipamento (suspensores, diâmetro e comprimento). As dimensões do equipamento são fixas (unidade industrial), ficando, portanto, a rotação do equipamento como um parâmetro possível de ser analisado, uma vez que, excepcionalmente no equipamento onde foram realizados os testes, há um inversor de frequência que possibilita, dentro das limitações estruturais do equipamento, uma variação de 20 % da rotação nominal do mesmo. Os testes foram realizados com rotações do secador de 3,5 e 4,2 rpm.

4.2- Resultados da fluidodinâmica de secagem

4.2.1- Coeficiente dinâmico de fricção

Para o cálculo do coeficiente dinâmico de fricção (μ) foram obtidos os ângulos dinâmicos de repouso do produto (\emptyset) para diferentes posições angulares (θ) dos suspensores.

A Tabela 4.1 a seguir mostra os valores experimentais verificados destes ângulos (ϕ) para as diferentes posições angulares dos suspensores; medidos conforme metodologia apresentada no item 3.3.4.7 do Capítulo 3 (Materiais e Métodos).

Tabela 4.1: Ângulos dinâmicos de repouso para o fertilizante GTSP em função da posição angular do suspensor

	$\theta [^\circ]$	$\phi [^\circ]$
1	27	37
2	48	39
3	66	36
4	101	37
5	80	36
6	97	37
7	39	37
8	57	38
9	73	36
10	95	35
11	60	37
12	106	38
13	73	37
14	52	38
15	74	37
16	97	35

A Figura 4.1 apresenta os resultados para o coeficiente dinâmico de fricção (μ) do GTSP (superfosfato triplo granulado) em função da posição angular (θ) do suspensor. Os cálculos para a obtenção do coeficiente dinâmico de fricção (μ) são realizados a partir das medidas experimentais dos ângulos característicos de repouso (ϕ) na Equação (3.1), apresentada no item 3.3.4.7 do Capítulo 3 (Materiais e Métodos).

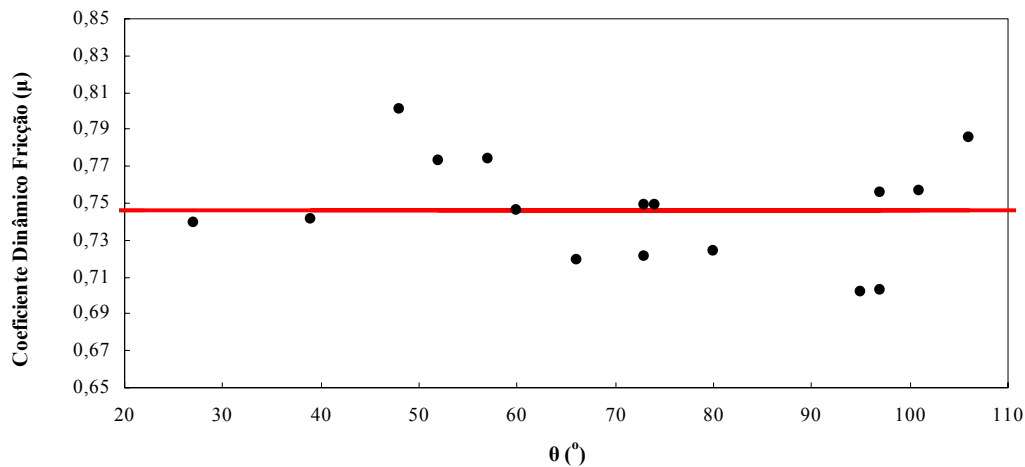


Figura 4.1 : Coeficiente dinâmico de fricção (μ) do fertilizante GTSP.

Observa-se para os resultados apresentados na Figura 4.1, que o coeficiente dinâmico de fricção foi praticamente independente da posição angular do suspensor, pois a força gravitacional é maior que a força centrífuga. Isto fica mais evidente observando-se a Equação 3.1, visto que a razão entre a força centrífuga e a força gravitacional que multiplica os termos relacionados a posição angular, exercerem uma contribuição praticamente nula. O valor médio do coeficiente dinâmico de fricção foi de 0,746. Os resultados estatísticos mostram para os dados experimentais um desvio padrão de 0,028 e intervalo de confiança 95% de 0,731 a 0,761.

Com o coeficiente dinâmico de fricção médio e as equações apresentadas no artigo GLIKIN (1978) foi possível verificar a influência da razão entre a força centrífuga e a força gravitacional ($R_0\omega^2/g$) sobre o ângulo característico (\emptyset). A Figura 4.2 apresenta a variação do ângulo característico expresso na forma de $\tan(\emptyset)$, em relação ao número de Froude ($R_0\omega^2/g$).

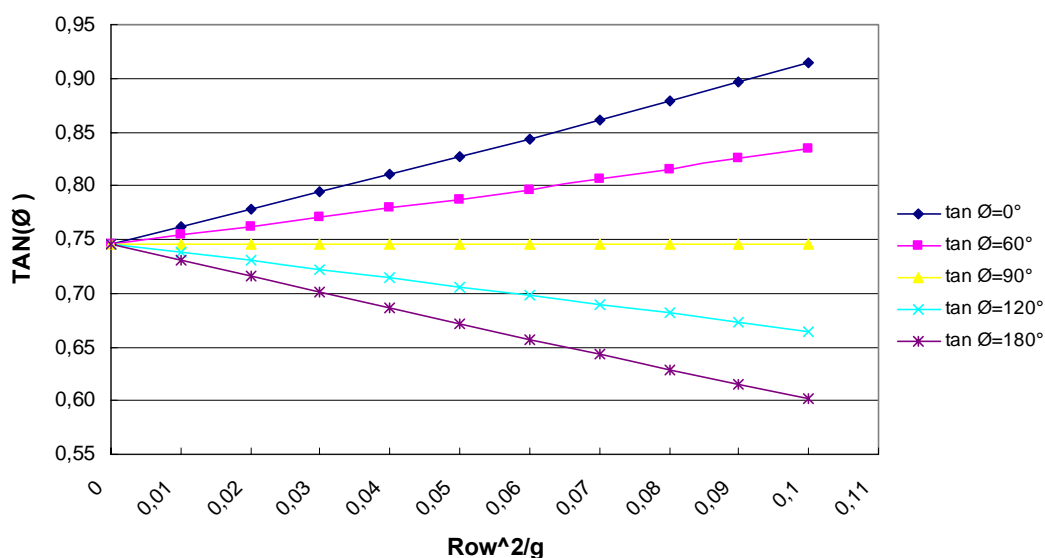


Figura 4.2: Relação entre a tangente do ângulo dinâmico de repouso (\emptyset) e a razão entre as forças centrífuga e gravitacional ($R_0\omega^2/g$), para $\mu = 0,746$.

Para valores do ângulo do suspensor θ variando de 0° a 60° ; o aumento da rotação do tambor implicará no aumento do ângulo característico (\emptyset). Para valores de θ igual a 90° o ângulo característico permanecerá constante. Já para os valores do ângulo do suspensor superiores a 90° o aumento da rotação acarretará na diminuição do ângulo característico (\emptyset).

4.2.2- Comportamento do GTSP nos suspensores (distribuição de carga; comprimento, ângulo e tempo médio de queda das partículas)

A Figura 4.3 abaixo apresenta os resultados experimentais medidos em campo para o comprimento de queda das partículas (Y_q) em diferentes posições angulares dos suspensores (θ).

Como previamente definido, o comprimento de queda é a distância percorrida em linha reta pela partícula ao deixar o suspensor, até chegar ao leito das partículas na base secador. Esta informação é importante para identificar o tempo médio de queda das partículas, ou seja, o tempo médio o qual as partículas estão em contato com os gases de secagem.

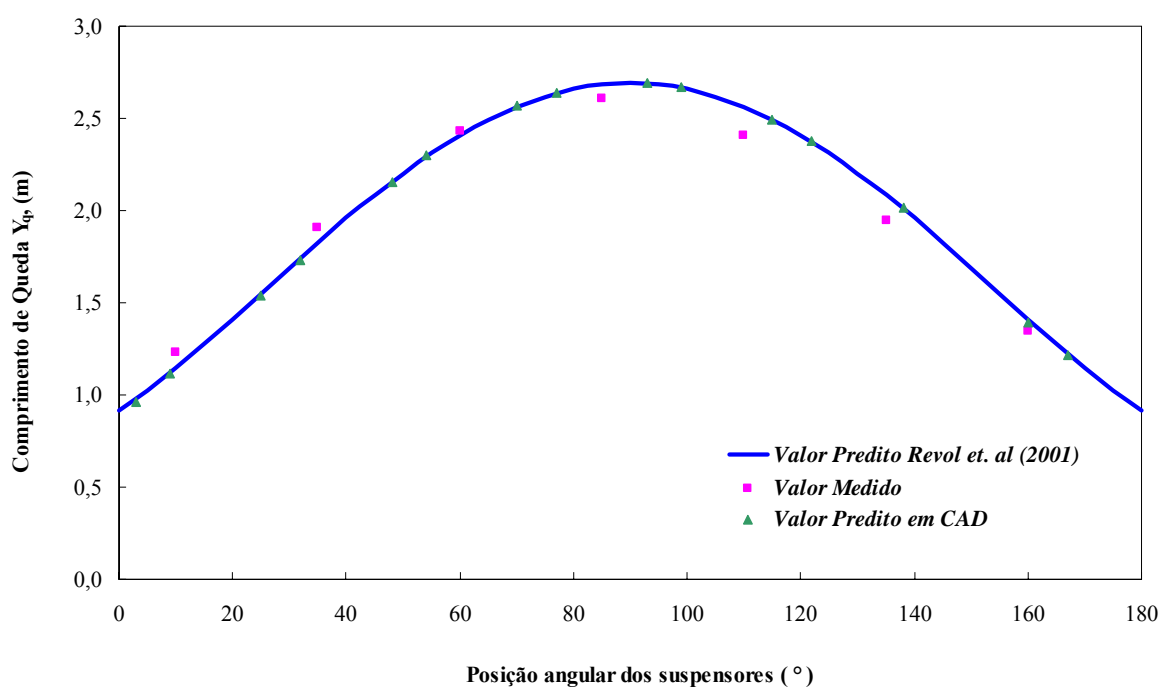


Figura 4.3: Comprimento de queda das partículas (Y_q) em função de diferentes posições angulares dos suspensores (θ).

Constata-se na Figura 4.3, como esperado, a boa previsão do comprimento de queda das partículas (Y_q) em função de diferentes posições angulares dos suspensores (θ).

A Figura 4.4 mostra os resultados experimentais para a carga contida nos suspensores de acordo com a metodologia descrita no Item 3.3.4.7 do Capítulo 3 (Materiais e Métodos) com os valores preditos pela metodologia do REVOL *et al.* (2001) em função da variação da posição angular (θ).

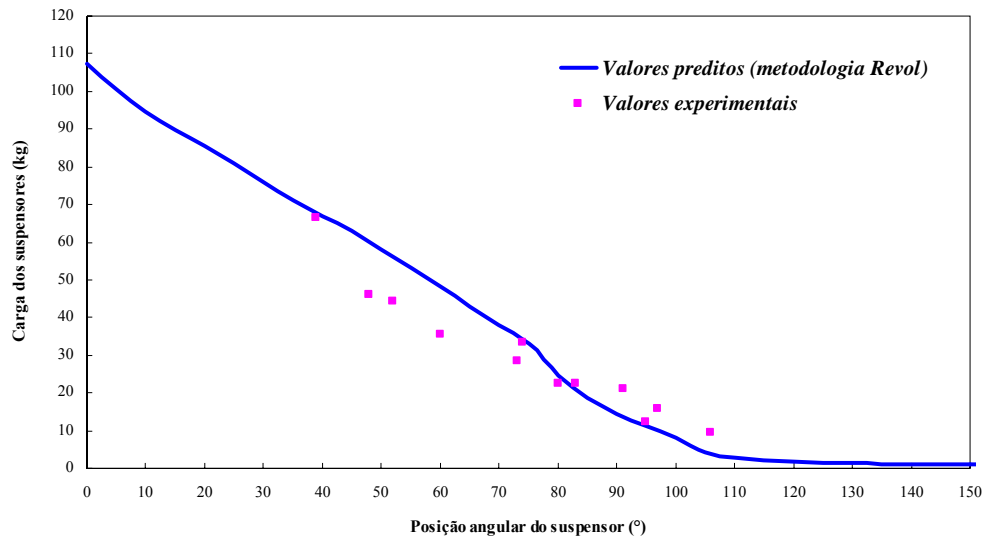


Figura 4.4: Carga dos suspensores em função da posição angular dos suspensores (θ).

A previsão da carga dos suspensores pela metodologia utilizada neste trabalho foi adequada, conforme mostra os resultados da Figura 4.4.

Há diferentes maneiras para descrever a distribuição do cascadeamento dos sólidos ao longo do secador (BAKER, 1988). Uma maneira convencional de se apresentar esta distribuição é mostrar a variação da fração de material retida no suspensor, dada pela razão h/h_0^* , em relação a posição angular (θ). A Figura 4.5 a seguir apresenta esta relação para os valores preditos pela metodologia de REVOL *et al.* (2001).

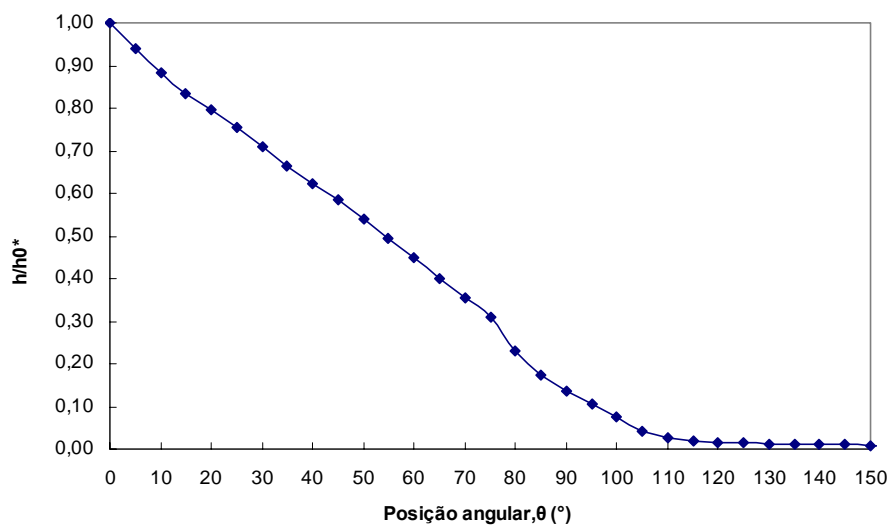


Figura 4.5: Fração predita de carga retida no suspensor em função da posição angular do suspensor (θ).

A Figura 4.5 mostra que para o suspensor de três segmentos, o cascadeamento das partículas do fertilizante GTSP termina para uma posição angular (θ) em torno de 115 a 125°, ou seja, verifica-se uma boa distribuição do material na secção transversal do equipamento.

A fração de material em queda predita em função da posição angular percorrida pelo suspensor é apresentada na Figura 4.6:

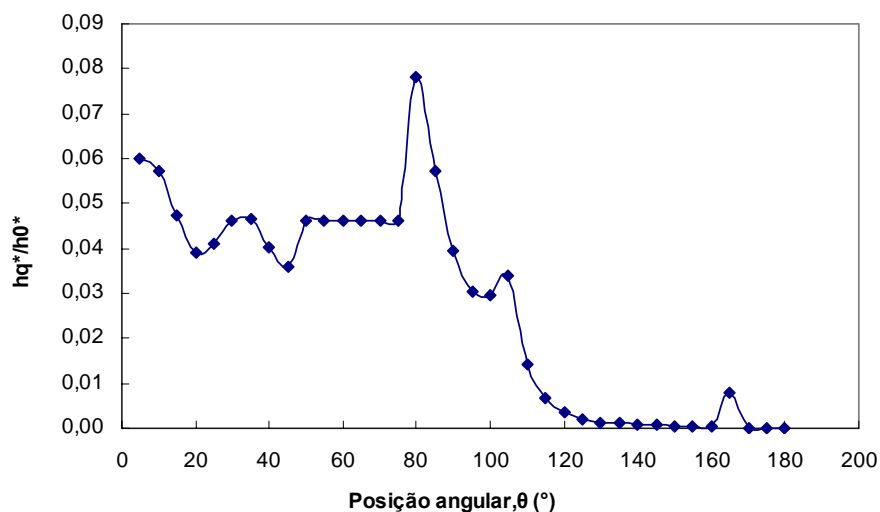


Figura 4.6: Fração de material em queda predita em função da posição angular do suspensor (θ).

Nesta Figura (4.6) pode-se observar que a quantidade de sólidos cascadeados (h_q^*) oscila muito pouco com θ variando de 15 a 75°. Para posições angulares θ superiores a 75°, a quantidade de carga despejada tem o seu pico em torno de 80° e depois diminui rapidamente. Verifica-se, portanto, que a maior parte do material no equipamento estudado cascadeia para a posição angular θ menor que 125°.

Como os valores experimentais de carga apresentaram boa concordância com os valores preditos pela metodologia de REVOL *et al.*, (2001); esta informação (distribuição de carga) foi utilizada para a determinação de parâmetros como ângulo médio e altura média de queda das partículas para o equipamento em estudo.

Os cálculos do comprimento médio de queda (\bar{Y}_d), do ângulo médio de queda ($\bar{\theta}$) e do tempo médio de queda das partículas dos suspensores foram realizados utilizando as Equações 2.39; 2.41 e 2.44, apresentadas no item 2.4 de Referencias Bibliográficas.

O valor encontrado para o comprimento médio de queda foi $\bar{Y} = 2,064$ m; para o ângulo angulo médio de queda foi $\bar{\theta} = 53,7^\circ$ e para o tempo médio de queda das partículas foi de $\bar{t}_q = 0,641$ s.

4.2.3- Análise do tempo médio de residência das partículas no equipamento

Nas Figuras 4.7 e 4.8 são apresentados os resultados obtidos na determinação do tempo de residência experimental.

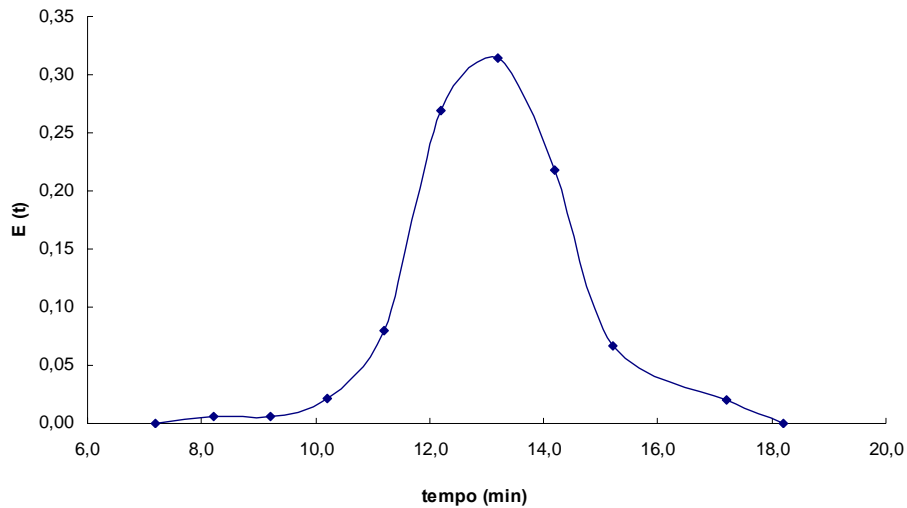


Figura 4.7: Distribuição do tempo de residência para rotação de 3,5 rpm.

O valor do tempo de residência para a rotação de 3,5 rpm foi portanto de 13,1 min com uma variância de 2,1 min.

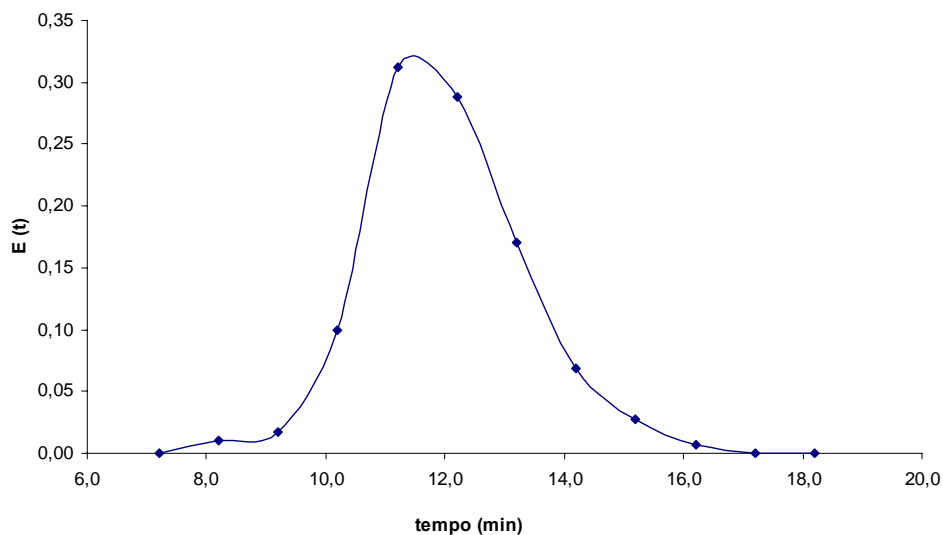


Figura 4.8: Distribuição do tempo de residência para rotação de 4,2 rpm.

O valor do tempo de residência para a rotação de 4,2 rpm foi portanto de 12,0 min com uma variância de 1,8 min.

Várias equações encontradas em literatura (vide item 2.6 de Revisão Bibliográfica) foram testadas para prever o tempo de residência ensaios experimentais. A Tabela 4.2 em seguida apresenta os tempos médios de residência calculados por estas equações com as informações obtidas dos testes experimentais realizados com a rotação do secador em 3,5 rpm e 4,2 rpm, bem como os desvios encontrados entre os valores experimentais e os preditos para cada equação.

Tabela 4.2: Tempos de residência preditos por equações encontradas na literatura:

Autores	Tempo residência (min) Secador com 3,5 rpm	Tempo residência (min) Secador com 4,2 rpm	Desvio 3,5 rpm	Desvio 4,2 rpm
Tempo de residência experimental do material	13,1	12,0	-	-
JONHSTONE e SINGH (1940)	17,2	14,4	31,7%	19,8%
MILLER <i>et al.</i> (1942)	8,8	5,1	-32,8%	-57,6%
FRIEDMAN e MARSHALL (1949)	11,0	7,8	-16,1%	-35,4%
FRIEDMAN e MARSHALL (1949) com parâmetros ARRUDA (2008)	14,3	12,4	9,5%	3,0%
SAEMAN e MITCHELL (1954)	9,0	7,6	-31,5%	-36,8%
SAEMAN e MITCHELL (1954) com parâmetros ARRUDA (2008)	11,7	9,8	-10,5%	-18,0%
KELLY e O'DONNELL (1977)	12,9	10,9	-1,4%	-8,9%
GLIKIN (1978)	7,3	3,4	-43,9%	-71,5%
MATCHETT e BAKER (1987)	6,8	7,3	-48,4%	-39,0%
Bureau of Mines (1927)	12,4	10,4	-5,1%	-13,7%
Bureau of Mines (1927) modificada com parâmetros ARRUDA (2008)	19,3	16,4	47,4%	36,5%

Pode ser observado na Tabela 4.2 acima que a equação que melhor se ajusta aos resultados operacionais é a Equação predita por KELLY e O'DONNELL (1977), pois apresentaram os menores desvios (-1,4 % e -8,9 %). No entanto, este resultado era esperado devido esta Equação utilizar do valor real da carga dentro do secador para a predição do tempo de residência, o qual trata-se de uma informação elementar no cálculo deste parâmetro e que não é comum de se ter.

Cabe ressaltar que não foi feito nenhum ajuste de parâmetros nessas equações, ou seja, elas foram utilizadas com parâmetros originais dos autores, ou de trabalhos em que estes parâmetros foram obtidos.

A próxima Equação que mais se aproximou dos resultados experimentais foi a FRIEDMAN e MARSHALL (1949) com parâmetros estimados por ARRUDA (2008), que foram obtidas de dados experimentais de um secador piloto operando também com fertilizantes granulados. Os desvios em relação aos dados experimentais foram respectivamente de 9,5 e 3,5% para as rotações de 3,5 e 4,2 rpm. Diante estes resultados apresentados e a tão diferente escala entre os equipamentos, pode-se apresentar esta Equação como uma que prediria adequadamente o valor do tempo de residência em um secador com características semelhantes ao apresentado neste trabalho.

A Equação Bureau of Mines também apresenta valores preditos próximos aos experimentais, no entanto, trata-se de uma equação desenvolvida para aplicação em fornos rotatórios e que possivelmente apresenta forte dependência com a escala do equipamento, uma vez que os resultados preditos com os parâmetros de ARRUDA (2008) não apresentaram boa concordância.

As demais equações não apresentaram boas correlações com os dados experimentais obtidos nos testes. Algumas delas certamente por resultarem de informações provenientes de equipamentos com características construtivas bastante diferentes (escala, dimensões e quantidade de suspensores, outros) e também de materiais diferentes; ou ainda alguma possibilidade de inconsistências de unidades na aplicação dos equacionamentos.

4.3- Resultados dos balanços de massa e energia

A seguir são apresentadas as Tabelas 4.3 e 4.4 com os resultados de temperatura e umidade dos sólidos e dos gases de secagem observados nos testes operacionais para as condições de rotação de 3,5 e 4,2 rpm respectivamente.

Tabela 4.3: Resultados operacionais para os experimentos com rotação do secador em 3,5 rpm.

tempo hh:mm	T_{fo} (°C)	T_{ff} (°C)	T_{so} (°C)	T_{sf} (°C)	M_0 % [base seca]	M_f % [base seca]
09:30	818	115	85	101	6,61	2,56
09:35	807	113	86	103	6,61	2,67
09:40	791	112	84	104	7,07	3,20
09:45	794	110	86	100	7,18	3,73
09:50	800	108	85	98	6,72	3,31
09:55	813	107	85	98	6,84	3,84
10:00	822	106	83	96	7,18	3,52
10:05	825	106	84	97	7,07	3,73
10:10	833	105	86	96	7,53	3,31
10:15	853	105	83	97	6,16	2,88
10:20	874	105	84	97	7,18	3,09
10:25	894	105	84	98	7,76	3,20
10:30	912	105	85	97	7,07	3,31
Média:	834	108	85	99	7,00	3,26
Desvio Padrão:	38,6	3,4	1,0	2,6	0,42	0,40
Interv. Conf. 95%:	810 - 857	106 - 110	84 - 85	97 - 100	6,75 - 7,25	3,02 - 3,50

Tabela 4.4: Resultados operacionais para os experimentos com rotação do secador em 4,2 rpm.

tempo hh:mm	T_{fo} (°C)	T_{ff} (°C)	T_{so} (°C)	T_{sf} (°C)	M_0 % [base seca]	M_f % [base seca]
14:30	1026	112	86	102	6,61	3,09
14:35	1021	111	83	101	7,07	3,52
14:40	1005	110	84	98	6,72	2,15
14:45	1002	110	80	101	6,61	3,20
14:50	1003	109	82	99	7,30	3,31
14:55	1017	106	85	98	6,38	2,88
15:00	1029	106	77	97	7,30	2,99
15:05	1042	104	73	96	7,18	2,99
15:10	1049	103	75	95	7,41	2,67
15:15	1050	102	78	94	7,53	2,99
15:20	1048	101	80	93	7,41	2,67
15:25	1056	104	83	95	8,23	3,20
15:30	1058	105	83	96	8,11	2,99
Média:	1031	106	81	97	7,22	2,97
Desvio Padrão:	20,6	3,7	4,0	2,8	0,55	0,34
Interv. Conf. 95%:	1018 - 1044	104 - 109	78 - 83	96 - 99	6,88 - 7,55	2,76 - 3,18

O Balanço de massa apresentou os resultados conforme apresentado na Tabela 4.5 a seguir.

Tabela 4.5: Balanço de massa obtido durante os testes.

Rotação: 3,5 rpm

	Taxa entrada (t/h)	Taxa saída (t/h)
Sólidos base seca	95,193	95,193
Gases Base Seca	108,975	108,975
Água nos Sólidos	6,661	3,101
Água nos Gases	1,012	4,688
Cavaco base seca	1,123	Cinzas

Rotação: 4,2 rpm

	Taxa entrada (t/h)	Taxa saída (t/h)
Sólidos base seca	107,353	107,353
Gases Base Seca	103,743	103,743
Água nos Sólidos	7,750	3,190
Água nos Gases	1,202	5,860
Cavaco base seca	1,234	cinzas

A quantidade de água alimentada de entrada dos gases foi acrescida (já inclusa nas Tabelas) em 293 kg/h para os testes com rotação 3,5 rpm e 322 kg/h para os testes com rotação 4,2 rpm. Esta água é proveniente da umidade do cavaco (26,1 % em base seca) que é evaporada durante sua queima na fornalha e que foi, portanto, contabilizada.

Desvios no balanço de massa para a água são provenientes de imprecisões e sensibilidade de medidas realizadas durante os testes.

Para o balanço de energia os resultados obtidos foram conforme apresentado nas Tabelas 4.6. a) e b) abaixo.

Tabela 4.6.a): Balanço de energia obtido durante os testes com o secador em 3,5 rpm.

Rotação: 3,5 rpm

	kJ/min
Energia liberada pelo cavaco	323.055
=	
Energia consumida na secagem	170.575
+	
Energia gases na saída secador	152.034
+	
Perdas de energia	< 5%

Tabela 4.6.b): Balanço de energia obtido durante os testes com o secador em 4,2 rpm.

Rotação: 4,2 rpm

	kJ/min
Energia liberada pelo cavaco	356.631
=	
Energia consumida na secagem	221.150
+	
Energia gases na saída secador	134.574
+	
Perdas de energia	< 5%

As medições de energia liberada pelo cavaco apesar de não serem precisas (vide em Metodologia item 3.3.4.5) mostraram-se bastante razoáveis para o fechamento do balanço de energia com uma premissa de perdas desprezíveis. No entanto, sabe-se que aproximadamente 50% do secador estava desprovido de isolamento térmico, indicando a possibilidade de haver imprecisões na quantificação da energia liberada pelo cavaco.

Outra importante constatação neste balanço de energia é que, quando analisado sobre o aspecto da energia liberada pelo gás verifica-se que, para a massa de ar medida nos testes, a temperatura dos gases deveria ser em torno 203 °C para os testes com rotação 3,5 rpm do secador e 236 °C para os testes com rotação 4,2 rpm; podendo ser maiores dependendo das imprecisões quanto às perdas de energia. Isto indica que há grandes entradas de ar falso no sistema de secagem (cerca de 50 % em volume, ou 70 % em massa), sendo uma delas a bica de entrada do secador, o que é coerente uma vez que se trata de um ponto de baixa resistência de entrada de ar. O que ocorre portanto é uma mistura do ar falso com os gases quentes proveniente da fornalha, reduzindo sua temperatura de secagem inicial (T_{f0}).

Outro ponto importante que reforça a premissa de entradas de ar falso mencionada anteriormente é que devido limitações de produtividade, já em 2006, em testes realizados pela empresa de consultoria em troca térmica (FIGENER) contratada para a realização de estudos de adequação de produtividade, foram encontradas grandezas de entradas de ar falso semelhantes às encontradas neste trabalho.

Para efeito de modelagem o decorrer do trabalho sustentar-se-á portanto na premissa de que a temperatura inicial real dos gases de secagem é a temperatura que considera entradas de ar falso; uma vez que se assumida a outra temperatura (sem considerar entradas de ar falso) verifica-se dimensões de perdas incoerentes (> 200 %) e que também não seria condizente com a energia liberada pela queima de cavaco.

Ocorrendo isto (redução da temperatura inicial de secagem dos gases devido entradas de ar falso), as variáveis de temperatura (ΔT_{lm}) utilizadas na determinação dos coeficientes globais de transferência energia alteram-se, proporcionando números totalmente diferentes. Esta informação é apresentada na Tabela 4.7.

Tabela 4.7: Coeficientes globais de transferência de energia (U_{VA}) obtidos e preditos para os testes experimentais utilizando-se o valor da temperatura com a mistura de ar falso.

	Coeficiente global de transferência de energia (U_{VA}) Secador com 3,5 rpm kJ/m ³ min°C	Coeficiente global de transferência de energia (U_{VA}) Secador com 4,2 rpm kJ/m ³ min°C
Experimental com T_{f0} com ar falso	14,89	15,61
MILLER <i>et al.</i> (1942)	14,17	13,76
Desvio	-4,8%	-11,9%

Várias equações encontradas na literatura foram testadas para predizer os coeficientes globais de transferência de energia para os experimentos realizados. Verifica-se na Tabela 4.7 que a equação que melhor se ajusta aos resultados operacionais com T_{f0} considerando entradas de ar falso é a Equação de MILLER *et al.* (1942), com desvios para os resultados experimentais de -4,8 % e - 11,9 % para os experimentos com o secador em rotação de 3,5 e 4,2 rpm respectivamente.

A Equação proposta por MILLER *et al.* (1942) será, portanto, utilizada nas modelagens propostas por ARRUDA (2008). As outras equações testadas não apresentaram boas correlações com os dados experimentais obtidos nos testes. Algumas delas certamente por resultarem de informações provenientes de equipamentos com características construtivas bastante diferentes (escala, dimensões e quantidade de suspensores, outros) e também de dados de processo diferentes; ou ainda alguma possibilidade de inconsistências de unidades na aplicação dos equacionamentos.

4.4- Metodologia ARRUDA (2008)

Os resultados e desvios dos dados experimentais com a rotação do secador em 3,5 rpm obtidos pela metodologia ARRUDA (2008) são apresentados conforme Tabela 4.8 a seguir. Para esta modelagem foram consideradas perdas desprezíveis conforme evidenciado no balanço global de energia ($U_P = 0$).

Tabela 4.8: Resultados da modelagem ARRUDA (2008) para rotação do secador em 3,5 rpm:

	Resultados Experimentais	ARRUDA (2008)	Desvio
Umidade dos sólidos (%)	3,26	3,96	21,5%
Umidade dos gases (%)	4,30	3,82	-11,2%
Temperatura dos gases (°C)	108	74	-31,5%
Temperatura dos sólidos (°C)	99	79	-20,2%

Os desvios apresentados são possivelmente provocados por imprecisões de medidas experimentais em dados de entradas ou saídas, premissas de ar falso (perdas) e/ou possíveis diferenças no comportamento dos materiais utilizados nos ensaios de ARRUDA (2008) e os utilizados nos experimentos industriais.

As Figuras 4.9 e 4.10 apresentam os perfis de umidade para os sólidos e de temperatura para os gases preditos pela modelagem. O eixo apresentado como z trata-se do perfil linear do secador em coordenadas adimensionais, ou seja, z é igual à coordenada do secador dividido pelo seu comprimento total.

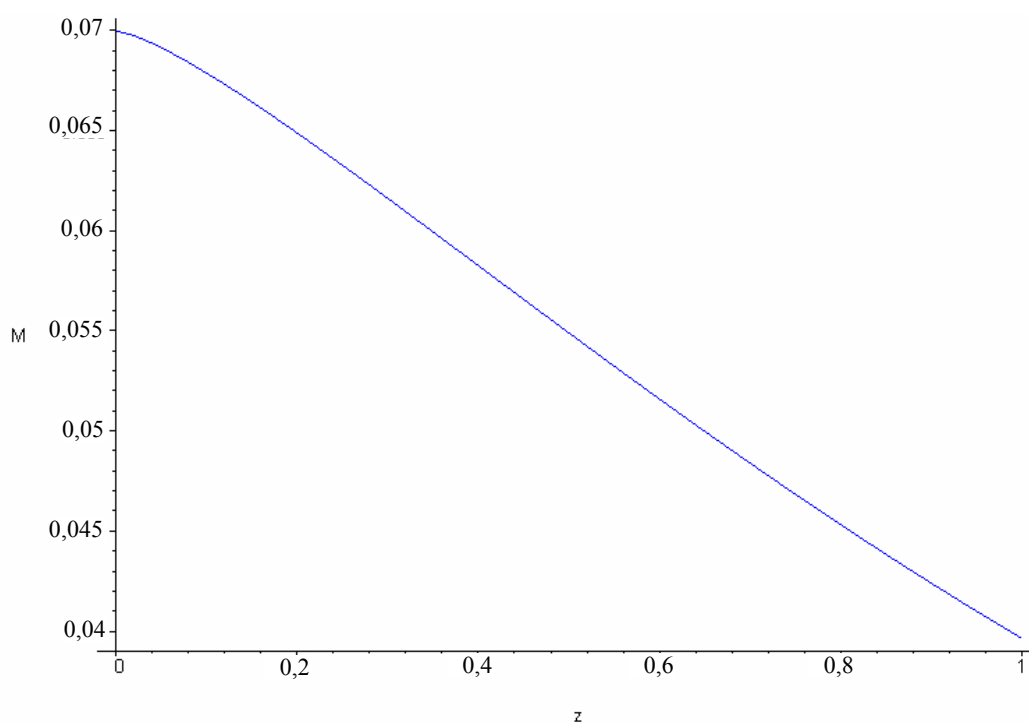


Figura 4.9: Perfil de umidade dos sólidos ao longo do secador (Rotação: 3,5 rpm).

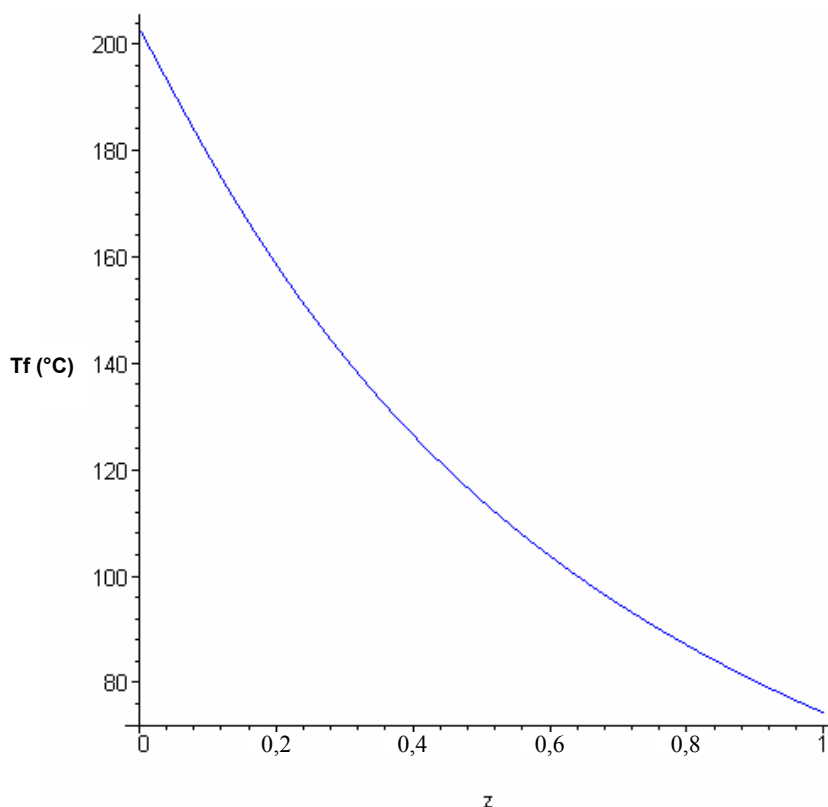


Figura 4.10: Perfil de temperatura dos gases ao longo do secador (Rotação: 3,5 rpm).

Os resultados e desvios dos dados experimentais com a rotação do secador em 4,2 rpm obtidos pela metodologia ARRUDA (2008) são em seguida apresentados conforme Tabela 4.9 abaixo. Também nesta modelagem foram consideradas perdas desprezíveis conforme evidenciado no balanço global de energia ($U_P = 0$). As Figuras 4.11 e 4.12 apresentam os perfis de umidade para os sólidos e de temperatura para os gases preditos pela modelagem com os dados experimentais do secador com rotação de 4,2 rpm.

Tabela 4.9: Resultados da modelagem ARRUDA (2008) para rotação do secador em 4,2 rpm:

	Resultados Experimentais	ARRUDA (2008)	Desvio
Umidade dos sólidos (%)	2,97	4,08	37,4%
Umidade dos gases (%)	5,65	4,88	-13,6%
Temperatura dos gases (°C)	106	69	-34,9%
Temperatura dos sólidos (°C)	97	76	-21,6%

Da mesma maneira que os resultados experimentais, desvios são possivelmente provocados por imprecisões de medidas experimentais em dados de entradas ou saídas, premissas

de ar falso (perdas) e/ou possíveis diferenças no comportamento dos materiais utilizados nos ensaios de ARRUDA (2008) e os utilizados nos experimentos industriais.

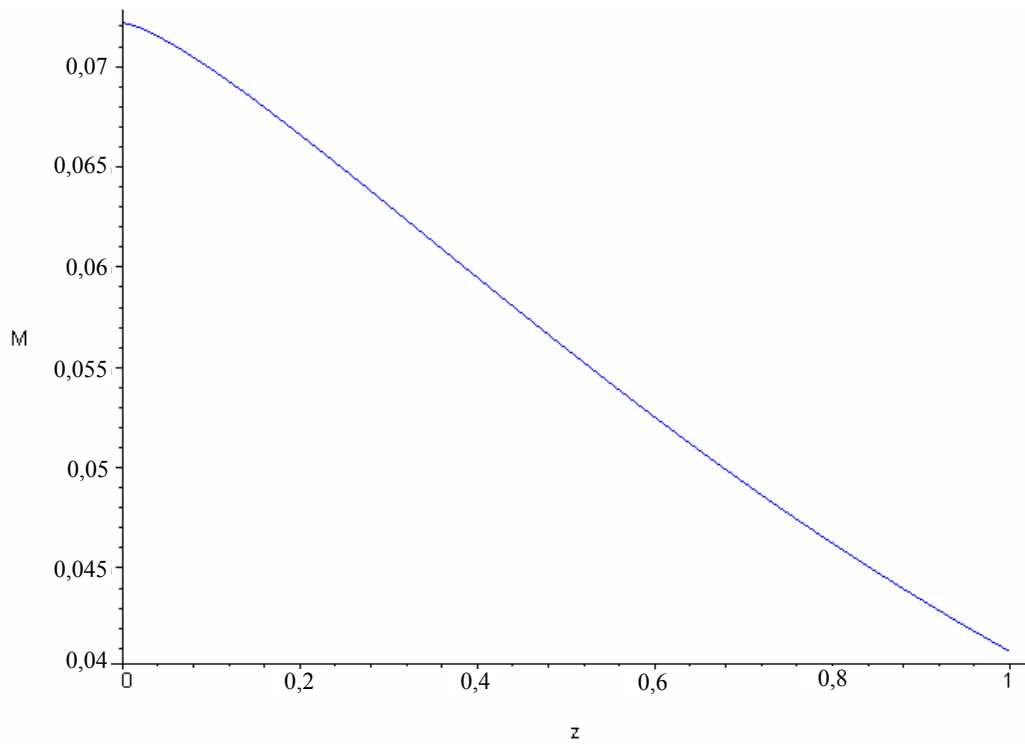


Figura 4.11: Perfil de umidade dos sólidos ao longo do secador (Rotação: 4,2 rpm).

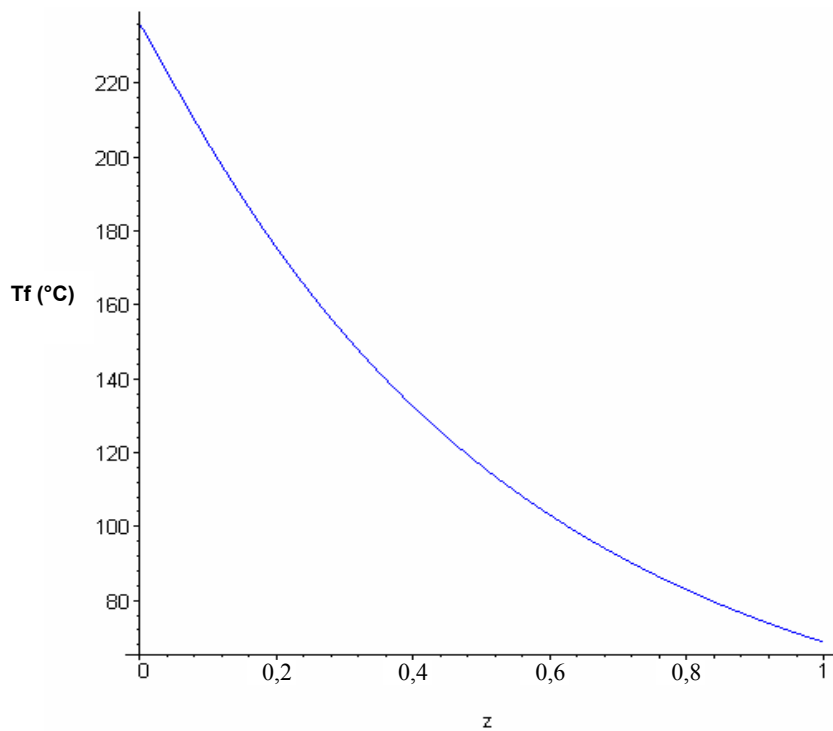


Figura 4.12: Perfil de temperatura dos gases ao longo do secador (Rotação: 4,2 rpm).

4.5- Metodologia I (VAN'T LAND, 1991)

As Tabelas 4.10 e 4.11 mostram os resultados e desvios dos dados experimentais encontrados neste trabalho para um projeto de secagem calculado através a aplicação da Metodologia I.

Tabela 4.10: Resultados da aplicação da Metodologia I com rotação de 3,5 rpm:

Rotação: 3,5 rpm	Resultados Experimentais	Metodologia I	Desvio
Temperatura final dos gases (°C) ⁽¹⁾	98,6	88,5	-10,3%
Massa de gases base seca (ton/h) ⁽²⁾	108,0	100,9	-6,5%
Diâmetro de Secador (m) ⁽³⁾	3,0	5,1	69,4%
Comprimento do Secador (m) ⁽⁴⁾	30,0	35,6	18,6%

Tabela 4.11: Resultados da aplicação da Metodologia I com rotação de 4,2 rpm:

Rotação: 4,2 rpm	Resultados Experimentais	Metodologia I	Desvio
Temperatura final dos gases (°C) ⁽¹⁾	106,3	90,1	-15,2%
Massa de gases base seca (ton/h) ⁽²⁾	103,7	109,8	5,8%
Diâmetro de Secador (m) ⁽³⁾	3,0	5,3	77,1%
Comprimento do Secador (m) ⁽⁴⁾	30,0	37,2	23,9%

Verifica-se que os resultados apresentados nas duas Tabelas apresentam comportamentos semelhantes para a predição dos parâmetros de processo e dimensionamento do secador. Abaixo segue os comentários sobre os resultados conforme marcações em sobrescrito.

⁽¹⁾ Temperatura final dos gases: Verificou-se na aplicação da Metodologia I que para os dois experimentos os resultados de temperatura final dos gases preditos são menores que os resultados experimentais. Nota-se ainda que as temperaturas preditas pela metodologia (em torno de 89 °C) são próximas da temperatura de entrada do produto no secador (85°C para os testes com 3,5 rpm e 81°C para os testes com 4,2 rpm), ou seja, certamente esta temperatura não seria atingida e as eficiências de troca térmica estariam comprometidas ao longo do secador.

⁽²⁾ Massa de gases base seca: Conforme apresentado anteriormente, verifica-se uma provável (estimativa) entrada de ar falso em torno de 50 % em volume (em torno de 70 % em massa) do ar efetivamente aquecido em fornalha. Com a temperatura compensada para estas entradas de ar falso

as vazões de gases previstas pela Metodologia I são bastante coerentes com os dados experimentais obtidos nos testes, o que era esperado.

⁽³⁾ Diâmetro do secador: Para os cálculos do diâmetro do secador a Metodologia I prevê uma faixa de velocidade de ar de secagem (u) no secador em torno de 0,5 a 2,0 m/s. Usando-se o maior valor de velocidade dos gases de secagem recomendado pela metodologia ($u = 2$ m/s), têm-se um diâmetro predito para o secador sobremaneira maior que o real, indicando assim um superdimensionamento do equipamento para a aplicação desta metodologia de projeto. Este fato deve-se a diferença entre o valor recomendado para a velocidade de ar de secagem (u) e o valor real dos ensaios.

⁽⁴⁾ Comprimento do Secador: Na metodologia I o comprimento (L) previsto para o secador trata-se apenas de uma relação empírica ($L = 7 \cdot D$) e portanto limita-se aos comentários quanto ao diâmetro do secador. Demais dimensionamentos, assim como número de aletas e profundidades destas também são tratadas da mesma maneira (relações empíricas).

4.6- Metodologia II (NONHEBEL e MOSS, 1971)

A premissa básica para a aplicação desta metodologia foi que o fertilizante granulado no secador inicia o processo de secagem já na etapa decrescente de taxa de secagem, ou seja, o mecanismo de difusão (transferência de massa) nos interstícios dos poros é a etapa controladora da taxa de secagem. Esta premissa é bastante coerente tendo em vista as características físicas deste tipo de material (fertilizante granulado) e foi constatada no trabalho de ARRUDA (2008).

Com os perfis de temperatura dos gases de secagem e umidade dos sólidos previstos por ARRUDA (2008) foi possível então traçar com a aplicação da Metodologia II os perfis de umidade dos gases e temperatura dos sólidos e, assim como para a metodologia de ARRUDA (2008), os resultados para a temperatura dos sólidos não apresentaram valores próximos aos resultados experimentais.

Ainda assim, como forma de contribuição para a aplicação da Metodologia II com informações em escala industrial, foram calculados os coeficientes lineares de transferência de calor (U_{LA} em J/sm°C) e de massa (k_L em kg/ms) para os resultados obtidos com a metodologia ARRUDA (2008), mesmo apresentando elevados desvios para os perfis de temperatura dos sólidos. Em seguida seguem as Figuras 4.13 e 4.14 com os perfis dos coeficientes lineares de transferência de calor e massa para os resultados obtidos com a rotação do secador em 3,5 rpm.

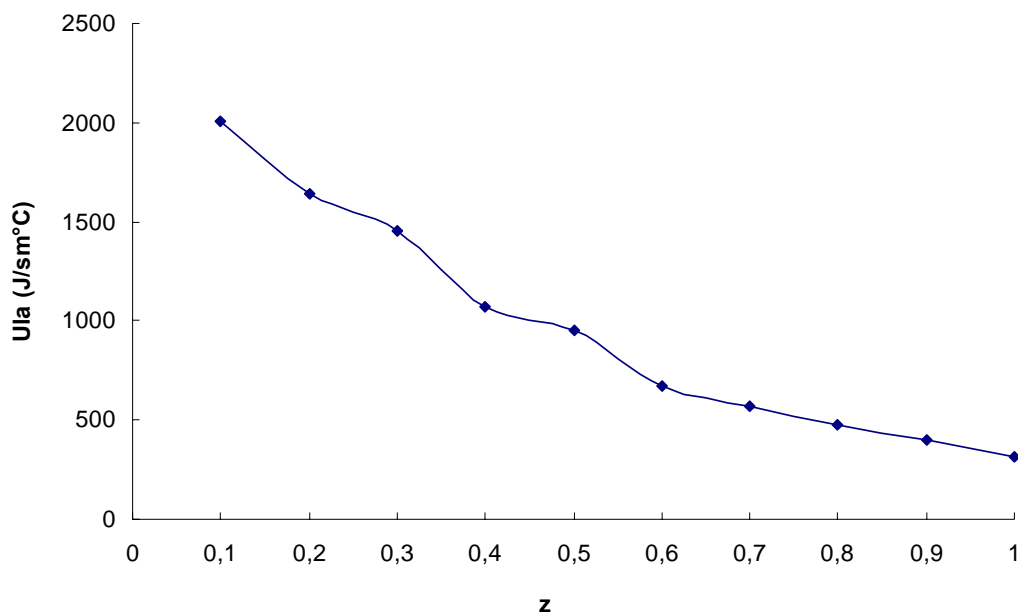


Figura 4.13: Perfil dos valores do coeficiente linear de transferência de calor (U_{La}) ao longo do secador ($N_R = 3,5$ rpm).

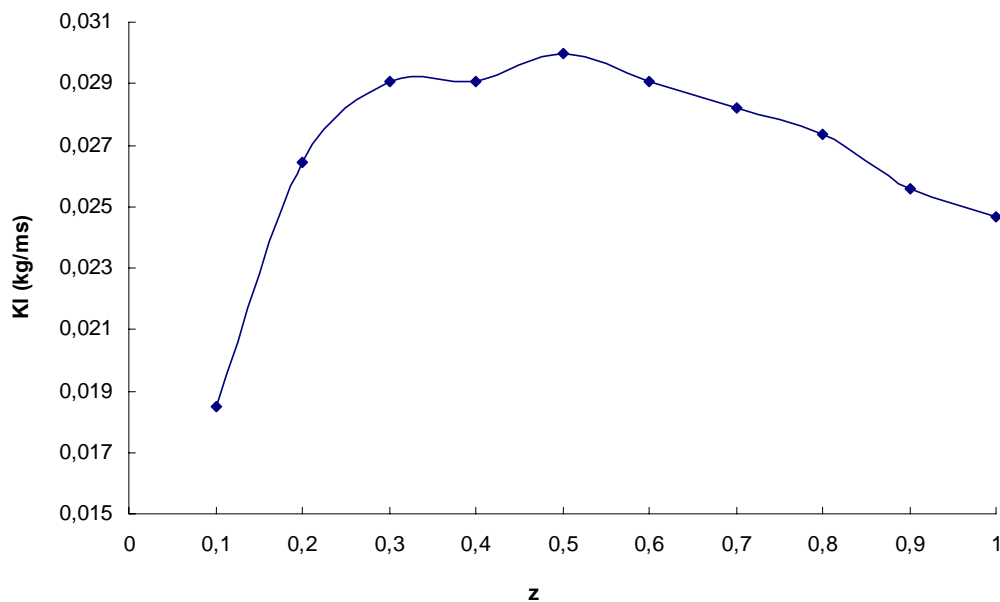


Figura 4.14: Perfil dos valores do coeficiente linear de transferência de massa (k_L) ao longo do secador ($N_R = 3,5$ rpm).

Em seguida são apresentadas as Figuras 4.15 e 4.16 com os perfis dos coeficientes lineares de transferência de calor e massa para os resultados obtidos com a rotação do secador em 4,2 rpm.

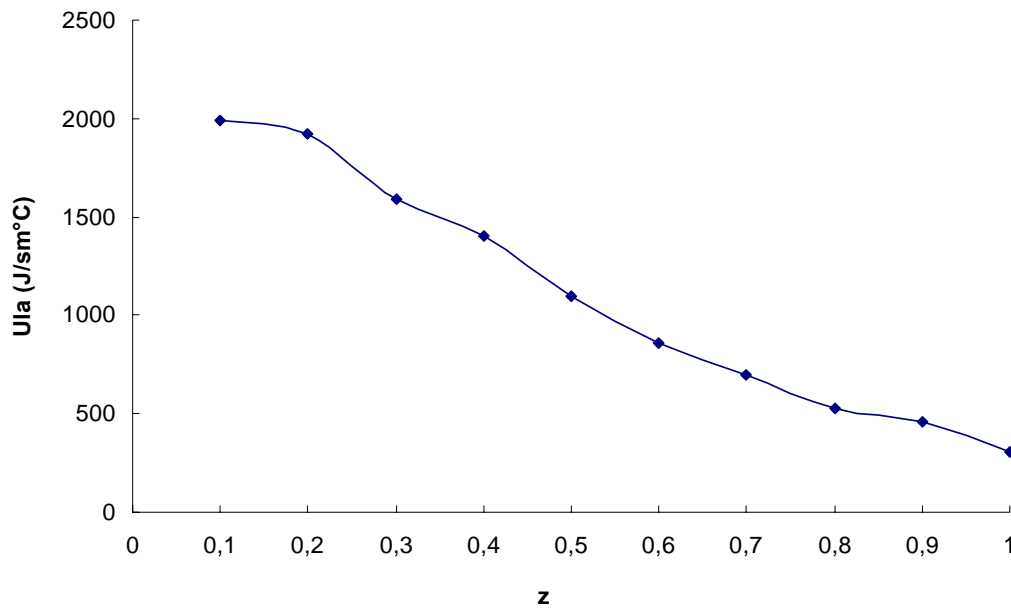


Figura 4.15: Perfil dos valores do coeficiente linear de transferência de calor (U_{LA}) ao longo do secador ($N_R = 4,2$ rpm).

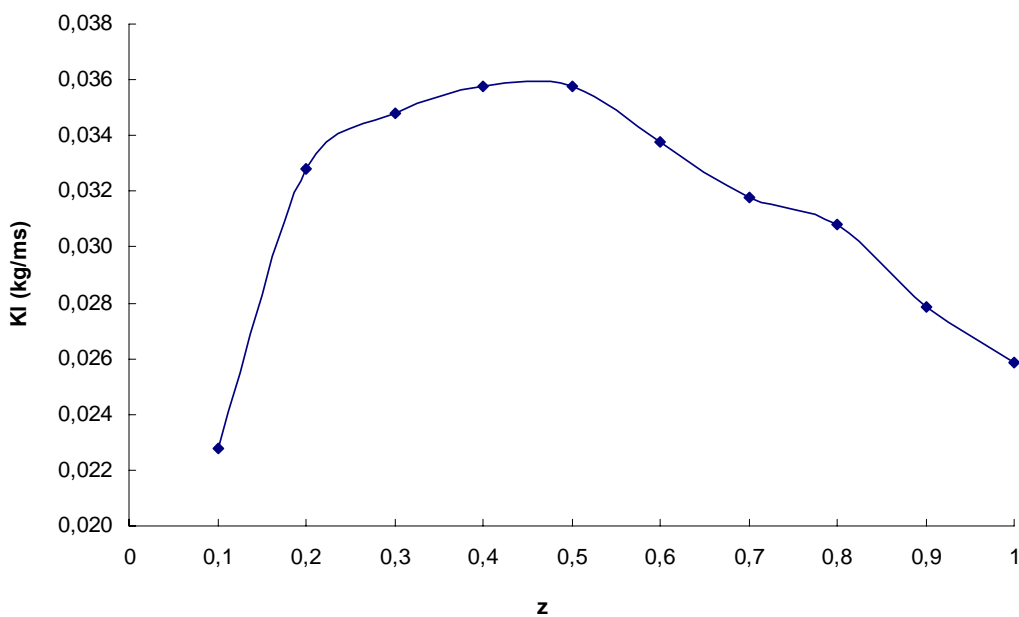


Figura 4.16: Perfil dos valores do coeficiente linear de transferência de massa (k_L) ao longo do secador ($N_R = 4,2$ rpm).

Verificam-se para ambos os experimentos (3,5 e 4,2 rpm) que, embora os perfis de temperatura dos sólidos tivessem elevados desvios, os perfis dos coeficientes de transferência de calor e massa resultaram em tendências esperadas fisicamente. Como esperado ocorreu uma redução da transferência de calor ao longo do secador (taxa decrescente de secagem) e um aumento

do coeficiente de transferência de massa no início do secador seguida de redução ao longo do mesmo (aumento da temperatura dos sólidos úmido sem grandes transferências de massa, aumento da secagem até um pico e seguida redução gradual das transferências de massa até o final do secador).

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES

Os resultados obtidos quanto ao comportamento fluidodinâmico do material no interior do secador apresentaram boa concordância com as modelagens apresentadas na literatura.

Para a determinação da distribuição de carga nos suspensores e o comportamento do cascadeamento de material no interior do secador (tempo, altura e ângulo médio de queda) a metodologia REVOL *et al.* (2001) apresentou informações bastante consistentes de predição com a utilização do coeficiente de fricção determinado experimentalmente de 0,746 para o GTSP.

Na determinação do tempo de residência, embora a Equação de KELLY e O'DONNELL, 1977 (Equação 2.56) apresente melhores resultados, pois se utiliza de informações reais que não são comum de se terem (carga de material real no interior do secador), a equação recomendada aos resultados experimentais é a Equação de FRIEDMAN e MARSHALL (1949) com parâmetros estimados por ARRUDA (2008). Diante a diferença de escalas os quais foram obtidos os resultados, certamente para a aplicação em fertilizantes granulados a Equação de FRIEDMAN e MARSHALL (1949) com parâmetro estimados por ARRUDA (2008) é a mais representativa para projeto na previsão do tempo de residência do material no secador.

Os resultados obtidos para os balanços de massa e energia foram bastante consistentes e evidenciaram uma situação bastante pertinente em considerações de projeto que se trata das premissas de entradas de ar falso. Enquanto que em metodologias de projeto de secadores encontradas em literatura prevêm em torno de 20 a 25 % de entradas de ar falso, os dados experimentais indicaram um valor em torno de 70 % (em massa) de entradas de ar falso, o que descaracteriza completamente os balanços energéticos se não considerado.

Na determinação dos coeficientes globais de transferência de energia várias equações encontradas na literatura foram testadas. Quando considerada a redução de temperatura dos gases no início do secador provocada pelas entradas de ar falso mencionada acima, a Equação que melhor prediz este parâmetro é a apresentada por MILLER *et al.* (1942).

A modelagem proposta por ARRUDA (2008) apresentou desvios significativos com os resultados experimentais. Estes desvios possivelmente são provocados por imprecisões de medidas, premissas de ar falso (perdas) e/ou possíveis diferenças no comportamento dos materiais utilizados nos ensaios de ARRUDA (2008) e os utilizados nos experimentos.

A aplicação da Metodologia I (VAN'T LAND, 1991) apresentou inconsistências de projeto em contraponto à abordagem de entradas de ar falso citada anteriormente, não se mostrando,

portanto, aplicáveis quanto aos processos de secagem em questão. Da mesma maneira ocorre com os resultados obtidos com Metodologia II (NONHEBEL e MOSS, 1971), no entanto, os perfis dos coeficientes de transferência de calor e massa traçados com os resultados obtidos em ARRUDA (2008) apresentam comportamento com tendências esperadas fisicamente.

Sugestões para Trabalhos Futuros

Como sugestão para trabalhos futuros propõe-se uma adequação das modelagens encontradas na literatura com novas premissas de entradas de ar falso, bem como análise de resultados experimentais para outros tipos de fertilizantes granulados e também outros dimensionamentos de secadores, verificando para estes a distribuição de entradas de ar falso, proporcionando assim forte contribuição para o seguimento.

Propõe-se também estudos que identifiquem a influência da acidez livre residual do GTSP nas isotermas de umidade e cinética de secagem deste produto.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS:

- ALVAREZ, P. I.; SHENE, C., Experimental study of residence time in the direct rotary dryer, Drying Technology, 1994, n. 12v. 7-p. 1629-1651.
- ANDA, Associação Nacional para Difusão de Adubos, www.anda.org.br, 15/08/2006.
- ARRUDA, E. B. Secagem de Fertilizantes em Secadores Rotatórios. Tese de Doutorado. Faculdade de Engenharia Química, Universidade Federal de Uberlândia, PPG-EQ/UFU, 2008.
- BAKER, C. G. J. Chapter 1: Cascading rotary dryers. Advances in Drying. Hemisphere, New York, Mujumdar A. S (ed). 1983. v. 2, p. 1-51.
- BAKER, C. G. J. The design of flights in cascading rotary dryers. Drying Technology, 1988, v. 6, p. 631-653.
- BAKER, C. G. J. Air-solids drag in cascading rotary dryers. Drying Technology, 1992, v. 10, p. 365-393.
- BARROZO, M. A. S. Transferência de Calor e Massa Entre o Ar e Sementes de Soja em Leito Deslizante e Escoamentos Cruzados. São Carlos, PPG-EQ/UFSCar, 1995. p. 13-22. Tese de Doutorado.
- BROOKER, D. B., BAKKER-ARKEMA, F. W., HALL, C. W., Drying Cereal Grains. The Avi Publishing Company, Inc., Westport, 1974
- CHEN, C. S., CLAYTON, J. T., The Effect of Temperature on Sorption Isotherms of Biological Materials. Transactions of the ASAE, Vol. 14(5), p.927-929, 1971
- CHUNG, D. S., PFOST, H. B., Adsorption and desorption of Water Vapour by cereal grains and their products Part II. Transactions of the ASAE, Vol.14(5), p.927-929, 1967
- CRISTO, H. P., Modelagem, Simulação e Projeto de Secadores Rotativos diretos, PPG-EQ/UFMG, 2004, p. 34-41
- DOUGLAS, P. L.; Simulation of rotary dryer for sugar crystalline. Drying Technology, 1993, v. 11, p. 129-155.
- FRIEDMAN, S. J. , MARSHALL, W. R.. Studies in rotary drying, Part. 1, Chemical Engineering Progress, v..45, p. 482-573, 1949.
- FRIEDMAN, S. J. , MARSHALL, W. R. Chemical Engineering Handbook, MacGraw-Hill, 3° ed., p. 831, 1950.
- HENDERSON, S. M., A Basic Concept of Equilibrium Moisture Content. Agricultural Engineering, Vol. 33(2), p.29-31, 1952
- HENDERSON, J. M., HENDERSON, S. M., A Computational Procedure for Deep-bed Drying Analysis. Journal of Agricultural Engineering Research, Vo. 13, p. 87-95, 1968

- GLIKIN, P. G. transport of solids through flighted rotation drums. Trans Inst. Chem. Engrs., v. 56, p. 120-126, 1978.
- HIROSUE, H. Influence of particles falling from flights on volumetric heat transfer coefficient in rotary dryers and coolers. Powder Technology, v. 59, p. 125-128, 1989.
- HIROSUE, H., SHINOHARA, H., Proc. 1st Int. Symp. Drying, Montreal, 1978, p. 152
- JOHNSTONE, H. F. , SINGH, A. D. Bull. Univ. Ill., vol. 324, p. 56, 1940
- KAMKE, F. A. , WILSON, J. B. “Computer simulation of a rotary dryer – Part I : Retention time”, AIChE Journal, 1986, v. 32, p. 263-268.
- KAMKE, F. A. , WILSON, J. B. “Computer simulation of a rotary dryer – Part II: heat and mass transfer”, AIChE Journal, 1986, v. 32, p. 269-275.
- LABUZA, T. P., KAAANANE, A., CHEN, J. Y., Effect of Temperature on the Moisture Sorption Isotherms and Water Activity Shift of Two Dehydrated Foods. Journal of Food Science, vol. 50, p. 385-390, 1985
- KELLY, J. J., O'DONNELL, P. Residence time model for rotary drums. Trans IChemE, v. 55, p. 243-252, 1977.
- KEMP, I. C., OAKLEY, D. E.. Simulation and scale-up of pneumatic conveying and cascading rotary dryers. Drying Technology, v. 15, p. 1699-1710, 1997.
- LEWIS, W. K. The rate of Drying of Solids Materials. Ind. Eng. Chem., Vol. 13, p. 427, 1921
- LISBOA, M. H. Um Estudo Sobre a Secagem de Fertilizantes em Secadores do Tipo Rotatório. Uberlândia, PPG-EQ/UFU, 2005. p. 1-43. Dissertação de Mestrado.
- LUIKOV, A. V. Heat and mass transfer in capillary-porous bodies. Pergamon Press, Oxford, 1996.
- MATCHETT, A. J., BAKER, C. G. J. Particle residence times in cascading rotary dryers. Part 1: derivation of the two stream model. Journal of Separation Process Technology, v. 8, p. 11-17, 1987.
- MATCHETT, A. J., BAKER, C. G. J. Particle residence times in cascading rotary dryers. Part 2: Application of the two-stream model to experimental and industrial data, Journal of Separation Process Technology, v. 9, 1988.
- MATCHETT, A. J., SHEIKH, M. S. “An Improved Model of Particle Motion in Cascading rotary Dryers”, Trans IChemE, 1990, v. 68, p. 139-148.
- MCCORMICK, P. Y. Gas velocity effects on heat transfer in direct heat rotary dryers. Chemical Engineering Progress, v. 56, p. 57-61, 1962.
- MILLER, C. O., SMITH, B. A., SCHUETTE, W. H. Factor influencing the operation of rotary dryers, Trans AIChE, 1942, v. 38, p. 841.

- MISKELL, F., MARSHALL, W. R., A study of retention time in the rotary dryers. Chemical Engineering Progress, 1956, v. 52, n. 1, p. 35-38.
- MYKLESTAD, O. Heat and mass transfer in rotary dryers. Chemical Engineering Progress, 1963, v. 13, p. 129-137.
- NONHEBEL, M. A., MOSS, A. A. H. Drying of solids in the chemical industry. Butterworths, Londres, Inglaterra, p. 301, 1971.
- OSBORN, G. S., WHITE, G. M., SULAIMAN, A. H., WELTON, L. R., Predicting Equilibrium Moisture Proportions of Soybeans. Transaction of the ASAE, Vol. 32(6), p. 2109-2113, 1989
- OVERHULTES, D. G., WHITE, G. M., HAMILTON, H. E., ROSS, I. J., Drying Soybeans with Heated Air. Transactions of the ASAE. P. 112-113, 1973
- PAGE, G. E., Factors Influencing the Maximum Rates of Air Drying shelled Corn in Thin-Layer. Indiana-U.S.A, Purdue University, 1949. Dissertação de Mestrado
- PAPADAKIS, S. E. *et al.* A short-cut design method for cascading rotary dryers, Drying' 92 (Proc. IDS' 92, Montreal), 1992, Elsevier, p. 1258-1267.
- PAPADAKIS, S. E. *et al.* Scale-up of cascading rotary dryers. Drying Technology, 1994, v. 12 (1&2), p. 259-277.
- PERRY, R. C. Chemical engineering handbook. McGraw-Hill, 1997, 7th Cd-ROM, Nova York, Estados Unidos.
- PORTER, S. J. The design of rotary dryers and coolers. Trans. Inst. Chemical Engineering, 1963, v. 41, p. 272-287.
- PORTER, S. J., MASSON, W. G., The Fertilizer Soc., Meeting, London, 31 Mar 1960, paper n° 61
- RANS, W. E., MARSHALL, W. R. Evaporation from drops. . Chemical Engineering Progress, 1952, v. 48, p. 141-146.
- REID, R. C., PRAUSNITZ, J. M., POLING, B. E., "The Properties of Gases and Liquids", McGraw-Hill, 1987, 4 th , Nova York, Estados Unidos
- REVOL, D., BRIENS, C. L. E CHABAGNO, J. M. (2001), "The Design of Flights in Rotary Dryers", Powder Technology, n 121, pg. 230-238.
- SAEMAN, W. C., MITCHELL, T. R. Jr. Analysis of rotary dryer and cooler performance. Chemical Engineering Progress, v. 50, p. 467-475, 1954.
- SCHOFIELD. F. R. E GLIKIN P. G. "Rotary Coolers for Granular Fertilizer", Chemical and Process Engineering Resources, vol. 40, p 183, 1962.
- SULIVAN, J. D., MAIER, G.C., RALSTON, O. C., U. S. Bur. Mines Tech., paper 384, 1927

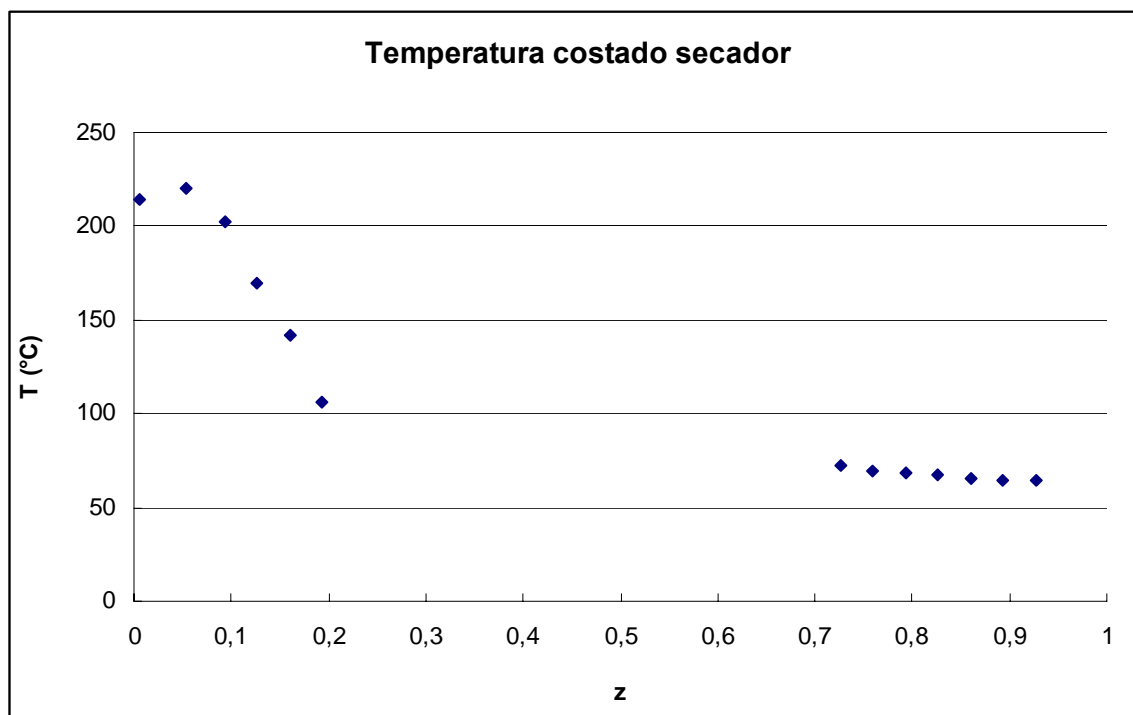
THOMPSON, T. L., PEART, R. M., FOSTER, G. H., Mathematical Simulation of Corn Drying - a New Model. Transactions of the ASAE , Vol.11, p. 582-586, 1968

VAN'T LAND, C. M., Industrial drying equipment: selection and application, Marcel Dekker, Nova York, 1991, Estados Unidos, p. 362.

ANEXOS

A.1 – Perfil de temperatura do costado do secador.

Obs.: Medidas realizadas no lado de entrada dos gases quentes no secador.



A.2 – Determinação do diâmetro de Sauter das partículas de GTSP passante no secador

80%

Para rotação de 3,5 rpm

Mesh	Abertura (mm)	Msól (g)	Fração retida
5	4	94,04	0,4261
6	3,35	14,2	0,0643
7	2,8	11,73	0,0532
8	2,36	29,81	0,1351
10	1,7	44,62	0,2022
14	1,18	17,33	0,0785
16	1	1,42	0,0064
cega	0	7,53	0,0341
		220,68	

D_{sauter}
3,1

$$D_{sauter} = 1/\Sigma(FM/D)$$

Diâmetro médio (D) – é a média aritmética entre a abertura de duas peneiras consecutivas.

Fração mássica (FM) = Retenção(%) / 100.

D_{sauter} é o Diâmetro Médio de Sauter.

100%

Para rotação de 4,21 rpm

Mesh	Abertura (mm)	Msól (g)	Fração Ret
5	4	66,4	0,4002
6	3,35	8,02	0,0483
7	2,8	4,54	0,0274
8	2,36	11,03	0,0665
10	1,7	26,79	0,1615
14	1,18	19,87	0,1198
16	1	1,95	0,0118
cega	0	27,31	0,1646
		165,91	

D_{sauter}
1,8

A.3 – Aplicação da Metodologia ARRUDA (2008) em Maple 8

```
> restart;
with(plots):
```

Perfis de Umidade e Temperatura (ar e sólido) no Secador Rotatório

Condições de Entrada

```
> n:=1:           # número de volumes de controle
MMar:=28.951:     # massa molecular do gás [g/gmol]
R:=8.2e-5:        # cte dos gases ideais [atm.m3/mol.K]
P:=0.9159:        # atm
```

Características de Projeto do Secador

```
r:=1.5:           # Raio do tambor [m]
Diametro:=2*r;
L:=30:            # Comprimento efetivo do tambor [m]
A:=3.14159265359*r^2; # Área da seção transversal do secador [m2]
V:=L*A;           # Volume do secador [m3]
```

Características Operacionais:

```
TR:=720;          # Tempo de residência [s]
tr:=TR/n:         # tempo de residência em cada volume de controle [s]
NR:=4.2:          # Rotação do tambor [rpm]
H:=(Gs/(1+Mo))*TR*z: # Holdup de sólido seco no secador [kg]
tq:=0.641:        # tempo médio de queda das partículas (s)
Yq:=2.064:        # comprimento médio de queda das partículas (s)
Inclina:=2.5:      # inclinação do tambor (o)
ff:=L*tq/(Yq*sin(Inclina/180*3.14159265)*TR); # fator do tempo real de contato gás partícula
```

Condições de Entrada do Ar:

```
Tfo:=236:         # Temperatura de entrada do gás [oC]
Wo:=0.008480:     # Umidade absoluta de entrada do gás [kgvp/kgarseco]
UR:=0.0004370:    # Umidade relativa do gás [-]
var:=5.2056:      # Velocidade do gás [m/s]
rhoar:=(P*MMar/1000)/(R*(Tf(z)+273.15)); # Densidade do ar [kg/m3]
Gf:=(var*A*P*MMar/1000)/(R*(Tfo+273.15)*(1+Wo)); # Vazão mássica do gás [kg/s]
Ma:=var*A*(TR*z)*(P*(MMar/1000)/(R*(Tfo+273.15))*(1+Wo)); # Holdup de ar seco [kg]
```

Condições de Entrada do Sólido:

```
Gs:=107353/3600:  # Vazão mássica de sólido seco [kg/s]
Tso:=80.7:        # Temperatura de entrada do produto [oC]
Mo:=0.0722:       # Umidade do material na entrada [kg vapor/kg de sól. seco]
```

Equação para o adimensional de umidade (MR) ajustada pela equação de PAGE:

```
#taxa 1
```

```
AA:=0.303984635497554;
BB:=128.2820265;
CC:=0.423840072;
```

Equação para a umidade de equilíbrio (We) ajustada pela equação de HALSEY modificada:

```
aa:=-0.0444558421871917;
bb:=1.43490322957228;
cc:=-2.07950585482656;
```

```
K:=AA*exp(-BB/Tf(z));
MR:=exp(-K*(ff*TR*z)^CC);
```

Equação para a umidade de equilíbrio (We) ajustada pela equação de HALSEY modificada:

```
Meq:=((-exp(aa*Ts(z)+cc)/ln(UR))^(1/bb))/100; # [kg/kg-bs]
```

Parâmetros de U para suspensores de três segmentos

```
# [kJ/soC] - Miller, Smith e Schuette (1942)
UaV:=(0.145*(16-1)*(Gf*3600/A)^0.6)/(Diametro*1000)*V;
Up:=0; # [kJ/sm2oC]
Tamb:=28.5; # [oC]
```

Correlções Termodinâmicas - fixo

```
Cps:=1.298;
Cpso:=Cps+1.805*Mo: # Cp do sólido úmido [kJ/kg oC]
Cpf:=1.0: # Cp do ar seco [kJ/kg oC]
Cpl:=4.2: # Cp do líquido [kJ/kg oC]
Cpfy:=Cpf+Cpv*W(z): # Cp do ar úmido [kJ/kg oC]
Cpv:=2.1: # Cp do vapor [kJ/kg oC]

# Calor Lat. de vaporização da água pura [kJ/kg oC]
qlat:=2492.71-2.144*Ts(z)-0.001577*Ts(z)^2-7.3353e-6*Ts(z)^3:
```

Balanços de Massa e Energia

Equações

```
> # Balanço de umidade do ar [eq1=dW/dz]
eq1:=Rw*H/Gf;

# Balanço de umidade do sólido [eq2=dM/dz]
eq2:=-Rw*H/Gs;

# Balanço de energia do ar [eq3=dTf/dt]
eq3:=-1/(Gf*(Cpf+W(z)*Cpv))*(UaV*(Tf(z)-Ts(z))+Up*3.141593*Diametro*L*(Tf(z)-Tamb)+Rw*H*(qlat+Cpv*Tf(z)));

# Balanço de energia do sólido [eq4=dTs/dt]
eq4:=1/(Gs*(Cps+M(z)*Cpl))*(UaV*(Tf(z)-Ts(z))+Rw*Cpl*Ts(z)*H-Rw*H*(qlat+Cpv*(Tf(z)-Ts(z))));
```

Taxa de Secagem Pontual

```
> Rw:=(1-MR)*(Mo-Meq)/(TR*z): # [1/s]

> indets({eq1,eq2,eq3,eq4});

> sys := diff(W(z),z)=eq1, diff(M(z),z)=eq2, diff(Tf(z),z)=eq3,
diff(Ts(z),z)=eq4:
fcns := {W(z),M(z),Tf(z),Ts(z)}:
> sol:=dsolve({sys,W(1e-5)=Wo,M(1e-5)=Mo,Ts(1e-5)=Tso,Tf(1e-5)=Tfo},fcns,numeric,output=listprocedure);

> dsolM:=subs(sol,M(z));
dsolW:=subs(sol,W(z));
dsolTf:=subs(sol,Tf(z));
dsolTs:=subs(sol,Ts(z));

> Mcal:=dsolM(1); Mexp:=0.0297; Erro_M:=(Mcal-Mexp)/Mexp*100;

> Wcal:=dsolW(1); Wexp:=0.0565; Erro_W:=(Wcal-Wexp)/Wexp*100;
```

```

> Tfcal:=dsolTf(1); Tfexp:=106;ErroTf:=(Tfcal-Tfexp)/Tfexp*100;

> Tscal:=dsolTs(1); Tsexp:=97;ErroTs:=(Tscal-Tsexp)/Tsexp*100;

> odeplot(sol,[z,M(z),color=blue],1e-5..1); M(tr):=Mexp;

> odeplot(sol,[z,W(z),color=blue],1e-5..1); W(tr):=Wexp;

> odeplot(sol,[z,Ts(z),color=black],1e-5..1); Ts(tr):=Tsexp;

> odeplot(sol,[z,Tf(z),color=blue],1e-5..1); Tf(tr):=Tfexp;

> odeplot(sol,[[z,Tf(z),color=blue],[z,Ts(z),color=black]],1e-
5..1,legend=["Tf(z)", "Ts(z)"]);

```

A.4 – Aplicação da Metodologia I (Excel 2003)

Metodologia I

Temperatura ambiente	Tatm	301,65	K	28,5	oC
Pressão ambiente	Patm	92686	Pa	694	mmHg
Temp. Sól. Entrada	t1(sol)	353,85	K	80,7	oC
Temp. Ar Entrada	T1(ar)	509,15	K	236	oC
Umidade Sól. Entrada	m1(sol)	6,73%	-		
Umidade Sól. Saída	m2(sol)	2,88%	-		
Massa Sól. Saída	W2(sol)	30,71	Kg/s		

Cálculos da quantidade de água evaporada (Wevap_Kg/s):

$$\begin{aligned}
 w_2 &= W_2 m_2 & w_2 &= 0,88 \text{ Kg/s} & 3183,593 \text{ Kg/h} \\
 W &= W_2 - w_2 & W &= 29,82 \text{ Kg/s} & 107357,8 \text{ Kg/h} \\
 w_1 &= \frac{W m_1}{(1 - m_1)} & w_1 &= 2,15 \text{ Kg/s} & 7746,523 \text{ Kg/h} \\
 W_{\text{evap}} &= w_1 - w_2 & W_{\text{evap}} &= 1,27 \text{ Kg/s} & 4562,93 \text{ Kg/h}
 \end{aligned}$$

Van't Land (1991)	T2=	362,11	K	89	oC
Proposto Cristo (2004)	T2=	363,12	K	90	oC

Cálculos do calor para secagem:

$$\begin{aligned}
 t_{\text{ref}} &= 373,15 \text{ K} & 100 & \text{oC} \\
 c_{\text{pvapor}} &= 2175 \text{ J/(Kg}^\circ\text{K)} & (*) \\
 c_{\text{págua}} &= 4200 \text{ J/(Kg}^\circ\text{K)} & 1,003 \text{ Kcal/Kg (à 25 oC)} \\
 \lambda &= 2260000 \text{ J/Kg} & 539,8 \text{ Kcal/Kg (à 100 oC)} & (**) \\
 c_{\text{p sól.}} &= 1298 \text{ J/(Kg}^\circ\text{K)} & C_{\text{p TSP (kcal/kg}^\circ\text{C)}} &= 0,31 \\
 c_{\text{p ar}} &= 1100 \text{ J/(Kg}^\circ\text{K)} \\
 \text{densidade do ar} &= 0,8372 \text{ Kg/m}^3 \\
 \text{dens. do vapor} &= 1,0050 \text{ Kg/m}^3 & 0,995 \text{ m}^3/\text{Kg (à 116 oC)} & (***)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_1 &= W_{\text{evap}} (\lambda (t_{\text{ref}}) + c_{\text{vap}} (T_2 - t_{\text{ref}}) - c_w (t_1 - t_{\text{ref}})) & Q_1 &= 2936821 \text{ J/s} & 176209,3 \text{ KJ/min} \\
 Q_2 &= W c_1 (T_2 - t_1) & Q_2 &= 319807,2 \text{ J/s} & 19188,43 \text{ KJ/min} \\
 Q_3 &= w_2 c_w (T_2 - t_1) & Q_3 &= 30690,09 \text{ J/s} & 1841,405 \text{ KJ/min} \\
 Q_{\text{tot1}} &= Q_1 + Q_2 + Q_3 & Q_{\text{tot1}} &= 3287318 \text{ J/s} & 197239,1 \text{ KJ/min} \\
 Q_{\text{tot2}} &= \frac{Q_{\text{tot1}} (T_1 - T_{\text{amb}})}{T_1 - T_2} 1,25 & Q_{\text{tot2}} &= 5798865 \text{ J/s} & 347931,9 \text{ KJ/min}
 \end{aligned}$$

Calculo da Vazão de gás:

$$\begin{aligned}
 G_1 &= \frac{Q_{\text{tot2}}}{(T_1 - T_{\text{amb}}) c_{\text{pAr}}} & G_1 &= 25,41 \text{ Kg/s} & 91460,75 \text{ Kg/h} \\
 G'_2 &= \frac{Q_{\text{tot2}}}{(T_1 - T_{\text{amb}}) c_{\text{pAr}}} 1,2 & G'_2 &= 30,49 \text{ Kg/s} & 109752,9 \text{ Kg/h} \\
 G_2 &= G'_2 + W_{\text{evap}} & G_2 &= 31,75 \text{ Kg/s} & 114315,8 \text{ Kg/h} \\
 g_2 &= \frac{G'_2}{\rho_{\text{Ar}}} + \frac{W_{\text{evap}}}{\rho_w} & g_2 &= 37,68 \text{ m}^3/\text{s} & 135630,2 \text{ m}^3/\text{h}
 \end{aligned}$$

Cálculos do Diâmetro (D_m) e Comprimento do Secador (L_m):

Para: $0,5 < u < 2$

$$\begin{aligned}
 u &= 2 \text{ m/s} & (\text{Observação as velocidades encontradas para o secador foram muito maiores}) \\
 D &= \sqrt{\frac{4g_2}{0,85\pi u}} & D &= 5,31 \text{ m} \\
 L &= 7D & L &= 37,18 \text{ m}
 \end{aligned}$$

A.5 – Aplicação da Metodologia II (Excel 2003)

Para TF0 calculado																
Banco de Dados																
n	Li															
0	-	Faixa	TI	ti	mi	wi	ULA	U _{MA} (U/s m ³ KL	K	TI K	ti	HI	HI	LMTD		
1	3	0	0,1	204	64	6,99%	1,1%	1987,7	17,58	0,0228	0,01102	477	338	870118	870118	145,9
2	3	0,1	0,2	175	48	6,66%	1,4%	1922,1	17,00	0,0328	0,01587	448	321	762143	762143	132,2
3	3	0,2	0,3	152	29	6,31%	1,8%	1585,9	14,02	0,0348	0,01683	425	303	589479	589479	123,9
4	3	0,3	0,4	132	12	5,95%	2,2%	1404,7	12,42	0,0358	0,01731	405	285	506666	506666	120,2
5	3	0,4	0,5	116	-5	5,59%	2,5%	1098,8	9,72	0,0358	0,01731	389	268	394279	394279	119,6
6	3	0,5	0,6	103	-21	5,25%	2,9%	859,2	7,60	0,0338	0,01635	376	252	314475	314475	122,0
7	3	0,6	0,7	92	-36	4,93%	3,2%	696,5	6,16	0,0318	0,01538	365	237	263030	263030	125,9
8	3	0,7	0,8	83	-51	4,62%	3,5%	529,6	4,68	0,0308	0,01490	366	222	207740	207740	130,8
9	3	0,8	0,9	75	-64	4,34%	3,8%	457,6	4,05	0,0278	0,01346	348	210	186622	186622	136,0
10	3	0,9	1	69	-76	4,08%	4,1%	308,4	2,73	0,0258	0,01250	342	197	131095	131095	141,7

$$Gw_i + Wm_i = Gw_{i+1} + Wm_{i+1}$$
$$L_i = \frac{H_i}{\Delta t_{i\text{m}} h_{Li}}$$
$$h_{Li} = 4U\pi D^2$$
$$L_i = \frac{W(m_i - m_{i+1})}{k_{Li}(w_{i+1} - w_i)}$$
$$k_{Li} = \frac{\pi D^3}{4} f \rho_B k$$

$$H_i = T_i G(c_w + w_i c_{\text{vap}}) - T_{i+1} G(c_w + w_{i+1} c_{\text{vap}}) = \lambda W(m_i - m_{i+1}) + T_i W(c_i + m_i c_w) - T_{i+1} W(c_i + m_{i+1} c_w)$$
$$H_i = T_i G(c_w + w_i c_{\text{vap}}) - T_{i+1} G(c_w + w_{i+1} c_{\text{vap}}) = \lambda W(m_i - m_{i+1}) - T_i W(c_i + m_i c_w) - T_{i+1} W(c_i + m_{i+1} c_w)$$

$$LMTD = \Delta T_{\text{lm}} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_2' - t_1'')}{\ln \left(\frac{t_1' - t_2''}{t_2' - t_1''} \right)}$$