

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS

MODELAGEM, SIMULAÇÃO E AVALIAÇÃO ENERGÉTICA E  
EXERGÉTICA DE SECADORES A LEITO DESLIZANTE

Parcer

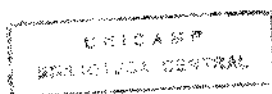
Este exemplar corresponde a redação  
final da Tese defendida por Miriam  
Dupas Hubinger e aprovada pela Co-  
missão Julgadora Mestre Eng. Alimentos  
em 10.06.94.

Orientador: Profa. Dra. Florência Cecília Menegalli ✕

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia de Alimentos da Universidade Estadual de  
Campinas para obtenção do título de Doutor em Engenharia de Alimentos

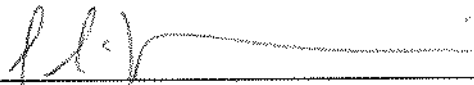
CAMPINAS

1994





**BANCA EXAMINADORA**

  
\_\_\_\_\_  
*Prof. Dra. Flôrência Cecília Menegalli*  
(orientadora)

  
\_\_\_\_\_  
*Prof. Dr. Giulio Massarani*  
(membro)

  
\_\_\_\_\_  
*Prof. Dr. Dermeval José Mazzini Sartori*  
(membro)

  
\_\_\_\_\_  
*Prof. Dra. Sílvia Azucena Nebra de Pérez*  
(membro)

  
\_\_\_\_\_  
*Prof. Dr. Theo Guenter Kieckbush*  
(membro)

*Suplente*  
\_\_\_\_\_  
*Prof. Dr. Cesar Costapinto Santana*  
(membro)

*Suplente*  
\_\_\_\_\_  
*Prof. Dra. Sandra dos Santos Rocha*  
(membro)

Campinas, 10 de fevereiro 1994.

Aos meus pais.  
Ao Luiz e ao Guilherme,  
pela presença e alegria.

## AGRADECIMENTOS

À Professora Dra. FLORÊNCIA CECÍLIA MENEGALLI, pela segura orientação, enorme dedicação, paciência e estímulo em todas as etapas desta tese.

Aos Professores integrantes da pré-banca, Dr. GIULIO MASSARANI, Dr. DERMEVAL JOSÉ MAZZINI SARTORI, Dra. SILVIA AZUCENA NEBRA DE PÉREZ, Dr. THEO GUENTER KIECKBUSH, Dr. CESAR COSTAPINTO SANTANA e Dra. SANDRA DOS SANTOS ROCHA, pela correção e sugestões apresentadas à versão inicial deste trabalho.

Aos Professores Dra. MARIA ISABEL RODRIGUES e Dr. FRANCISCO MAUGERI FILHO, pelo auxílio na elaboração do programa de simulação usado neste trabalho.

À Faculdade de Engenharia de Alimentos (FEA), da Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), em particular ao Departamento de Engenharia, pela cessão de instalações físicas, laboratório e funcionários.

Aos técnicos MÁRCIO GERALDO DE OLIVEIRA e JANE BARBUTTI, pela valiosa colaboração no desenvolvimento do trabalho experimental.

À Nutrimental S.A. pelo fornecimento de matéria-prima.

Ao Professor Dr. JAVIER TELIS DE ROMERO, pelo "empréstimo" de dados experimentais e interesse no decorrer deste trabalho.

Ao Professor LUIZ ANTONIO VIOTTO, pelo auxílio e colaboração na fase inicial desta tese.

Aos amigos MARIA HELENA, CELSO, VIVALDO, DEDÉ, ORTEGA e novamente ISABEL, pelo apoio e paciência.

A todos que colaboraram na execução deste trabalho.

## SIMBOLOGIA

$\hat{a}_e$	=	área específica	(m <sup>2</sup> /kg)
$a_w$	=	atividade de água	(---)
$A$	=	constante das equações que calculam a cinética de secagem	(---)
$\hat{B}$	=	exergia referida à unidade de massa	(kJ/kg)
$B$	=	constante cinética da proteína texturizada de soja	(s <sup>-1</sup> )
$B_n$	=	constante cinética das equações que calculam a cinética de secagem nos $i$ intervalos do secador	(s <sup>-1</sup> )
$C$	=	constante de Guggenheim	(---)
$C_p$	=	calor específico à pressão constante	(kJ/kg K)
$C_{pai}$	=	calor específico da água líquida	(kJ/kj K)
$C_{pav}$	=	calor específico do vapor de água à pressão constante	(kJ/kg K)
$C_{pd}$	=	calor específico do sólido seco à pressão constante	(kJ/kg K)
$C_{pg}$	=	calor específico do gás seco à pressão constante	(kJ/kg K)
$C_{pp}$	=	calor específico do sólido úmido à pressão constante	(kJ/kg K)
$D_n$	=	constante generalizada das equações que calculam a cinética de secagem	(---)
$d_p$	=	diâmetro da partícula	(mm)
$D_p$	=	coeficiente de dispersão da partícula	(m <sup>2</sup> /s)
$E_a$	=	energia de ativação	(kJ/kg mol)
$E(\theta)$	=	função de distribuição de tempo de residência adimensional	(---)
$E.T.$	=	eficiência térmica	(---)
$h$	=	coeficiente de transferência de calor gás-sólido	(Kcal/s m <sup>2</sup> °C)
$\hat{H}$	=	entalpia referida à unidade de massa	(kJ/kg)
$K$	=	constante de monocamada	(---)
$i$	=	número de intervalos em que se divide o secador	(---)
$k$	=	condutividade térmica	(kcal/s m °C)
$L$	=	comprimento do leito	(m)
$N$	=	fator de desvio do escoamento pistão	(---)
$P$	=	pressão total	(Pa)
$P.M$	=	peso molecular	(kg/kmol)
$P_{ws}$	=	pressão da saturação	(Pa)
$Q$	=	calor	(J)

$Q_{iso}$	= calor isostérico do sólido	(J/gmol)
$q_w$	= calor integral de umedecimento	(J/gmol)
$R_{av}$	= constante universal dos gases para vapor de água	(J/gmol K)
$R_g$	= constante universal dos gases ar seco	(J/g mol K)
$R$	= constante universal dos gases	(J/gmol K)
$R$	= relação entre volume total do secador e volume tanque agitado	(---)
$R_s$	= geração de entropia	(J/K)
$S$	= entropia referida à unidade de massa	(kJ/kg)
$t$	= tempo de permanência das partículas no secador	(s)
$t_m$	= tempo de residência médio	(s)
$T$	= temperatura	( $^{\circ}$ C)
$u$	= relação entre volume do pistão por volume total do secador	(---)
$v$	= velocidade	(m/s)
$w_a$	= vazão mássica de água evaporada	(kg/s)
$w_g$	= vazão mássica de ar seco	(kg/s)
$w_p$	= vazão mássica de sólido seco	(kg/s)
$w$	= vazão mássica	(kg/s)
$W$	= trabalho útil	(J)
$x$	= fração molar	(---)
$X$	= umidade do sólido em base seca	(kg água/kg s.s)
$X_e$	= umidade de equilíbrio	(kg água/kg sólido seco)
$X_0$	= umidade inicial	(kg água/kg sólido seco)
$X_p$	= umidade do sólido no fluxo pistão	(kg água/kg sólido seco)
$X_{\theta}$	= umidade real do sólido no tempo $\theta$	(kg água/kg sólido seco)
$\bar{X}$	= umidade média de saída do sólido	(kg água/kg sólido seco)
$Y$	= umidade absoluta do gás	(kg de vapor/kg gás seco)

## LETRAS GREGAS

$\mathcal{E}$	= relação entre peso molecular da água/peso molecular do ar	(---)
$\lambda$	= calor latente de vaporização	(kcal/kg)
$\mu$	= viscosidade	(kg/m s)
$\rho$	= densidade	(kg/m <sup>3</sup> )
$\theta$	= relação entre $t$ e $t_m$	(---)

## ADIMENSIONAIS

$Nu$  = número de Nusselt

$$h d_p/k$$

$Pe$  = número de Peclet

$$D_p/v L$$

$Pr$  = número de Prandtl

$$C_p \mu /k$$

$Re$  = número de Reynolds

$$\nu \rho d/u$$

## RESUMO

Neste trabalho simula-se um secador a leito deslizante com as seguintes configurações de escoamento: contra-corrente, concorrente e misto (contra + concorrente) com reciclo de ar. O modelo matemático baseou-se na integração das equações diferenciais de conservação de calor e massa, considerando-se, para cálculo da umidade do sólido, distribuições de tempo de residência verificadas experimentalmente. O sistema de quatro equações diferenciais ordinárias (E.D.O.) obtido é resolvido numericamente pelo algoritmo de Runge-Kutta de 4ª ordem. Verifica-se o ajuste do modelo à secagem de proteína texturizada de soja e assim, a determinação de algumas propriedades do sólido é apresentada. As equações para cálculo da eficiência térmica do processo e avaliação da destruição de exergia são discutidas. A influência de algumas variáveis de processo, como distribuição de tempo de residência, temperatura do gás de secagem, comprimento do leito e relação vazão de gás/vazão de sólido na eficiência do secador, para as configurações de escoamento anteriormente citadas, foi avaliada. A eficiência energética e exergética das diferentes situações permitiu estabelecer quais as condições de operação mais indicadas para esse tipo de secador quando se trabalha com proteína texturizada de soja.



## SUMMARY

This work deals with the modelling and simulation of a moving bed dryer with the following flow configurations: counter-current; concurrent and mixed flow (counter + concurrent) with air recirculation. The mathematical modelling was based on the balance equations of mass and energy conservation, considering, for the particle moisture calculation, residence time distributions obtained experimentally. The system of four ordinary differential equations was solved numerically by a Runge-Kutta algorithm of the 4<sup>th</sup> order. Determination of some of the physical properties of the material used, texturized soybean protein, are presented. Equations for calculating thermal efficiency and thermodynamic availability ("exergy") are discussed. The influence of the following process variables were evaluated for the above-mentioned flow configuration: residence time distribution, air drying temperature, bed length and gas mass flow rate/solid mass flow rate. The energetic and exergetic performance determined for the different situations allowed for the establishment of the most efficient operating conditions for this type of dryer when used for texturized soybean protein.

# ÍNDICE

<b>1 - Introdução</b> . . . . .	<b>1</b>
<b>2 - Revisão Bibliográfica</b> . . . . .	<b>2</b>
2.1 - Introdução . . . . .	2
2.2 - Modelagem e Simulação dos Processos de Secagem . . . . .	4
2.2.1 - Modelagem e Simulação de Secadores de Leito Fixo e Deslizante . . . . .	8
<b>3 - Secadores a Leito Deslizante</b> . . . . .	<b>14</b>
3.1 - Introdução . . . . .	14
3.2 - Modelo Matemático para o Processo de Secagem em Leito Deslizante . . . . .	16
3.3 - Equações Diferenciais de Calor e Massa para a Secagem em Leito Deslizante com Distribuição de Tempo de Residência . . . . .	19
3.3.1 - Adequação das Equações Diferenciais do Modelo à DTR Encontrada no Secador . . . . .	26
3.4 - Obtenção das Variáveis Empregadas no Modelo . . . . .	30
3.5 - Aplicação e Verificação da Modelagem . . . . .	33
3.5.1 - Ajuste do Modelo a Dados Experimentais . . . . .	34
3.6 - Conclusões . . . . .	41
<b>4 - Exergia e Eficiência Térmica</b> . . . . .	<b>41</b>
4.1 - Introdução . . . . .	42
4.2 - Eficiência Térmica . . . . .	43
4.3 - Exergia . . . . .	46
4.3.1 - Introdução . . . . .	46
4.3.2 - Cálculo da Função Exergia para Sistemas de Adsorção . . . . .	48
4.4 - Conclusões . . . . .	57
<b>5 - Secadores a Leito Deslizante Operando em Contra-Corrente</b> . . . . .	<b>58</b>
5.1 - Introdução . . . . .	58
5.2 - Estudos de Casos . . . . .	59
5.3 - Resultados e Discussão . . . . .	61
5.3.1 - Efeito da Distribuição de Tempo de Residência . . . . .	61
5.3.2 - Efeito das Variáveis de Operação: temperatura do gás, relação vazão de gás/vazão de sólido e comprimento do leito . . . . .	69

5.3.2.1 - Efeito da temperatura de entrada do gás . . . . .	70
5.3.2.2 - Efeito da relação vazão de gás/vazão de sólido . . . . .	71
5.3.2.3 - Efeito do comprimento do leito . . . . .	76
5.3.3 - Avaliação Energética e Exergética de Secadores Contra-Corrente . . . . .	77
5.3.3.1 - Secador contra-corrente sem reciclo de ar . . . . .	77
5.3.3.2 - Secador contra-corrente com reciclo de ar . . . . .	88
5.4 - Conclusões . . . . .	95
<b>6 - Secador a Leito Deslizante Operando em Co-Corrente . . . . .</b>	<b>97</b>
6.1 - Introdução . . . . .	97
6.2 - Estudo de Casos . . . . .	99
6.3 - Resultados e Discussão . . . . .	100
6.3.1 - Efeito da Distribuição de Tempo de Residência . . . . .	100
6.3.2 - Efeito das Variáveis do Processo: temperatura do gás, relação vazão de gás/vazão de sólido e comprimento do leito . . . . .	105
6.3.2.1 - Efeito da variação da temperatura do gás . . . . .	105
6.3.2.2 - Efeito da relação vazão de gás/vazão de sólido . . . . .	106
6.3.2.3 - Efeito do comprimento do leito . . . . .	111
6.3.3 - Avaliação Energética e Exergética de Secadores Co-Corrente . . . . .	111
6.4 - Conclusões . . . . .	120
<b>7 - Secadores a Leito Deslizante Mistos (Contra + Concorrente) com Reciclo de Ar .</b>	<b>122</b>
7.1 - Introdução . . . . .	122
7.2 - Estudos de Casos . . . . .	126
7.3 - Resultados e Discussão . . . . .	126
7.3.1 - Efeito da Variação da Temperatura do Gás de Mistura e dos Comprimentos de Leito . . . . .	126
7.3.1.1 - Temperatura de mistura de 90 <sup>0</sup> C . . . . .	127
7.3.1.2 - Temperatura do gás de mistura de 80 <sup>0</sup> C . . . . .	131
7.3.1.3 - Temperatura do gás de mistura de 70 <sup>0</sup> C . . . . .	135
7.4 - Conclusões . . . . .	140
<b>8 - Conclusões . . . . .</b>	<b>141</b>
<b>9 - Sugestões para Futuros Trabalhos . . . . .</b>	<b>143</b>

10 - Referências Bibliográficas . . . . .	144
Apêndice A . . . . .	153
Apêndice B . . . . .	159
Apêndice C . . . . .	165
Apêndice D . . . . .	173
Apêndice E . . . . .	175
Anexo A . . . . .	177

# 1 - INTRODUÇÃO

A modelagem e simulação de processos tem sido objeto de constantes estudos, principalmente na última década.

Um modelo é uma maneira muito compacta e útil de se resumir o conhecimento sobre um fenômeno ou processo. HALLSTRÖM & TRÄGARDH (1987) dizem que, especialmente no que se refere a alimentos, o conhecimento físico e físico-químico do processo nunca é suficientemente detalhado para que se faça uma boa descrição do mesmo. Por isto é necessário que o modelo contenha equações descrevendo o processo físico e equações descrevendo as reações cinéticas que ocorrem no próprio alimento.

É objetivo deste trabalho modelar e simular a secagem em secador a leito deslizante. Este tipo de secador é usado para alimentos particulados e neste trabalho, o estudo foi feito para o caso específico de proteína texturizada de soja. Com o intuito de se verificar a validade do modelo, os resultados simulados são comparados aos experimentais obtidos por TELIS (1988). A influência da distribuição de tempos de residência foi analisada. A obtenção e determinação das principais propriedades físicas do material para o desenvolvimento do modelo são descritas. Todos estes itens estão tratados no Capítulo 3.

A simulação do secador a leito deslizante foi feita para escoamentos concorrente, contracorrente, contra-corrente com reciclo de ar e secador misto com reciclo de ar. A influência de algumas variáveis de processo, como temperatura de entrada do gás, comprimento do leito, relação vazão de gás/vazão de sólido foi analisada. Os Capítulos 5, 6 e 7 mostram os resultados encontrados.

Um outro objetivo deste trabalho é avaliar o desempenho do secador, ao operar com diferentes condições, com o intuito de posteriormente otimizá-lo. Procede-se a uma avaliação energética e exergética do mesmo. O Capítulo 4 discute então, os critérios de avaliação energética e a análise da destruição da exergia em processos de secagem. Os resultados das análises energética e exergética para cada uma das condições de fluxo são apresentados nos Capítulos correspondentes: 5, 6 e 7.

## 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 - Introdução

A indústria de processamento de alimentos promove uma importante ligação entre os agricultores e consumidores. O uso de operações unitárias que ampliem a vida útil de alimentos tornam esta indústria vital, para assegurar o suprimento constante de alimentos durante o ano. Operações como esterilização, congelamento e secagem auxiliam na minimização das perdas de produtos durante colheita e estocagem.

A secagem é um método de eliminação de água energeticamente intensivo. Há uma grande necessidade de energia para retirada de 1 kg de água por evaporação, comparativamente a outros métodos usados para a remoção de umidade como, por exemplo, a prensagem. Além disso, a utilização da energia para secagem é relativamente ineficiente. Segundo GUNASEKARAN (1986), aproximadamente 25% do total da energia consumida na secagem de grãos nos EUA é perdida, devido ao uso de práticas ineficientes.

Fatores como características físicas da matéria prima, temperatura do ar de secagem e requisitos específicos de qualidade são importantes na decisão do método de secagem mais indicado, pois tem influência direta na taxa de secagem e no consumo de energia.

Em consequência da ponderação de aspectos econômicos na secagem de materiais alimentícios constata-se o aparecimento de um crescente número de trabalhos, procurando obter a otimização de secadores. Este enfoque levou a modificações em sistemas já existentes e ao desenvolvimento de novos projetos e conceitos de secadores. Alguns desenvolvimentos a se destacar são secadores múltiplo estágio, uma combinação de secagem a altas e baixas temperaturas, secagem com períodos intermitentes de descanso, recirculação do ar de saída e secagem em leito móvel.

GUNASEKARAN (1986), ao fazer uma análise da secagem de grãos nos Estados Unidos, mostra que, embora esse processo venha ocorrendo há mais de 100 anos, os principais desenvolvimentos aconteceram nos últimos 50 anos. A Figura 2.1 representa a evolução do processo de secagem de grãos desde 1950.

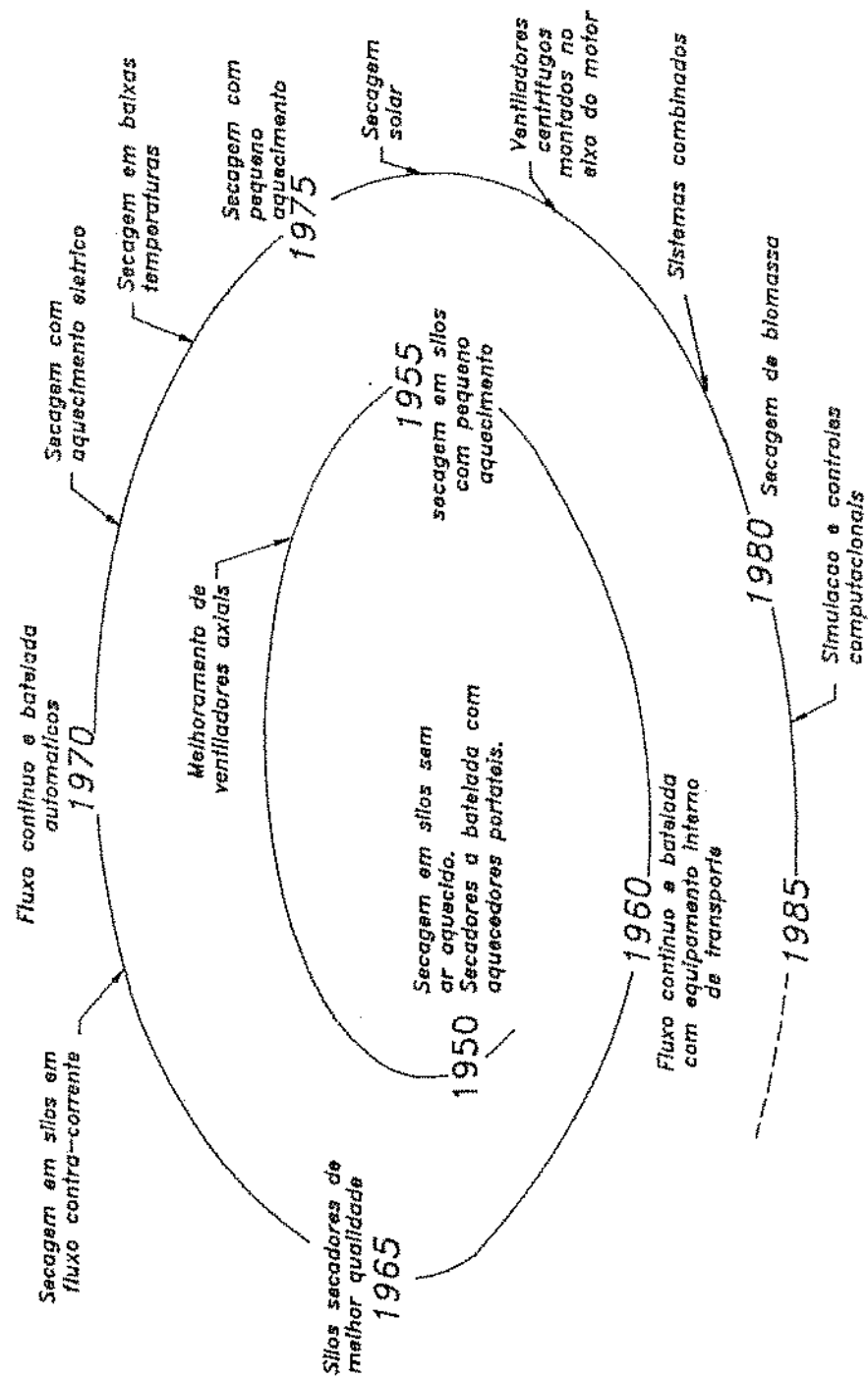


Figura 2.1 - Evolução do processo de secagem de grãos.

(Fonte: GUNASEKARAN, CRC Critical Reviews in Food Science and Nutrition, Vol. 25, 1986.)

RINGER & MOLLEKOPF (1987), ao analisarem os progressos ocorridos na área de secagem, no período de 1976 a 1986 na Alemanha, relatam pesquisas com secadores convectivos, secadores de contato, secagem de produtos umidificados com misturas (secagem seletiva) e aplicação das descobertas na construção de equipamentos. No melhoramento de processos, os autores mostram o aparecimento de um novo equipamento, o secador/resfriador de uma mistura à base de soja. O equipamento é composto de um secador de leito fluidizado, acoplado a um resfriador e o sistema é dividido em 6 células térmicas, que garantem os diferentes requisitos específicos de transferência de calor e massa na secagem e resfriamento.

Dentro da área de secagem, outro setor que registrou avanços foi o de modelagem e simulação de secadores e do processo de secagem. Isto pode ser atestado pelo grande número de trabalhos que se registram nesta área.

## **2.2 - Modelagem e Simulação dos Processos de Secagem**

Os modelos matemáticos podem ser classificados em dois grupos: determinísticos e probabilísticos. Os modelos determinísticos são obtidos a partir de balanços fundamentais de massa, momento e energia, enquanto que os probabilísticos através de dados experimentais e tratamento estatístico. HIMMELBLAU & BISCHOFF (1968) e HIMMELBLAU (1970) descrevem detalhadamente os dois tipos. A grande diferença entre eles é que o modelo determinístico representa um modelo da realidade física, permitindo saber até quando os resultados fornecidos por ele são extrapoláveis. Na elaboração do modelo probabilístico (ou empírico), é necessário que o equipamento esteja operando, para realização de vários ensaios, para que o tratamento de dados e análise estatística sejam realizados. Estes modelos não podem ser extrapoláveis fora do contexto de medida. Em contraposição, a obtenção de resultados qualitativos importantes, para a análise do sistema a partir do modelo determinístico não está condicionada a experimentos práticos, possibilitando uma exploração prévia do processo, através de simulação em computador. Isto não significa, porém, que ao usar um modelo determinístico, não se avaliem dados experimentais.

Na área de modelagem e simulação de processos de secagem, registra-se um grande número de artigos publicados, principalmente na última década.



PARROUFE & MUJUMDAR (1988) apresentam uma grande lista sobre a bibliografia que surgiu nas últimas décadas, tratando de modelos matemáticos em secagem e secadores. Citamos a seguir, alguns trabalhos relativos aos sistemas de secagem mais representativos.

O modelo global aplicável à secagem de um leito fixo estacionário de partículas é fornecido por BROOKER *et alii* (1974), baseado em idéias de SCHUMANN (1929), VAN ARSDEL (1955), KLAPP (1961) e BAKKER-ARKEMA *et alii* (1967). Os balanços de massa e energia são escritos para um elemento diferencial de volume ( $Sdz$ ), localizado numa posição arbitrária. O elemento de volume é apresentado na figura 2.2.

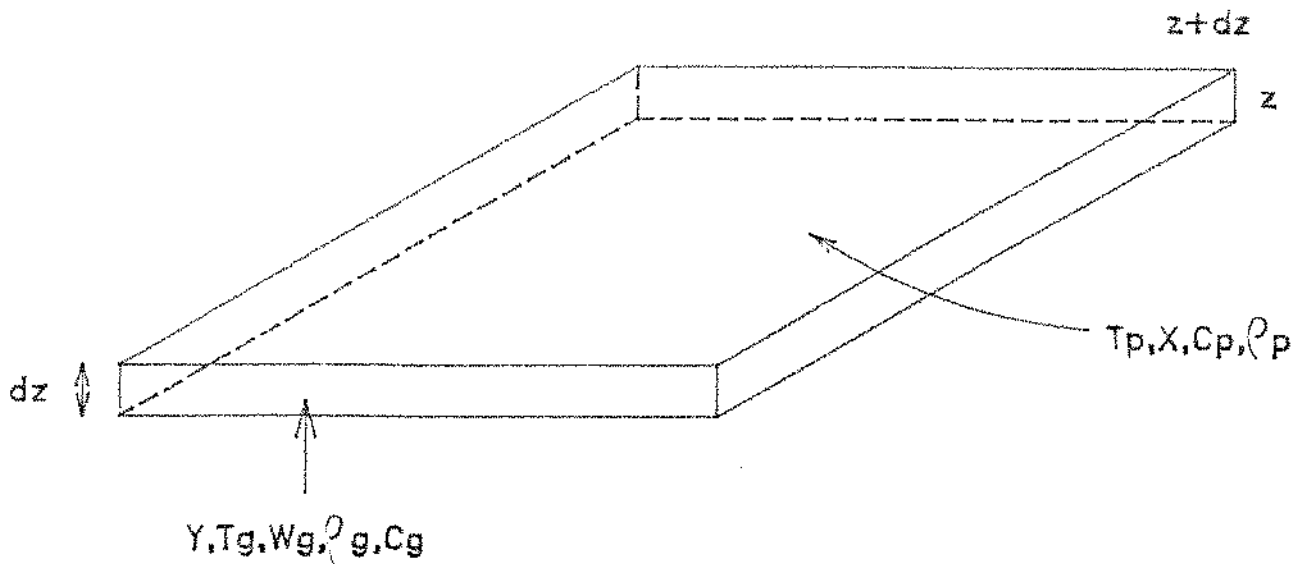


Figura 2.2 - Representação esquemática do elemento diferencial de volume considerado nas equações de calor e massa.

Segundo os autores, são válidas as seguintes hipóteses para o desenvolvimento do modelo:

- (1) o encolhimento é desprezível durante o processo de secagem;
- (2) a temperatura da partícula é uniforme;
- (3) a água no interior do sólido encontra-se na forma líquida;
- (4) o gás e o sólido apresentam fluxo do tipo tubular ideal;
- (5) as variações de umidade e temperatura, para a fase gasosa e fase sólida, ocorrem apenas em  $\partial \bar{z}$
- (6) as paredes do secador são adiabáticas, com capacidade calorífica desprezível;
- (7) as capacidades caloríficas do ar úmido e do grão são constantes durante curtos intervalos de tempo.

Existem 4 incógnitas nesta análise:  $\bar{X}$ , o conteúdo médio de umidade do produto;  $Y$ , a umidade do gás;  $T_g$ , a temperatura do gás e  $T_p$ , a temperatura da partícula. Consequentemente 4 balanços são necessários, resultando em 4 equações. São elas:

Para a entalpia do gás:

$$\frac{\partial T_g}{\partial z} = - \frac{h_c}{w_g C_{pg} + w_g C_{pav} Y} (T_g - T_p) \quad (2.1)$$

Para a entalpia do grão:

$$\frac{\partial T_p}{\partial z} = \frac{h_c}{\rho_p C_p + \rho_p C_{pal} \bar{X}} (T_g - T_p) + \frac{\lambda + C_{pav}(T_g - T_p)}{\rho_p C_p + \rho_p C_{pal} \bar{X}} W_a \frac{\partial Y}{\partial z} \quad (2.2)$$

Para a umidade do gás, é válida a seguinte equação, estabelecida através de balanços de massa:

$$\frac{\partial Y}{\partial z} = - \frac{w_s}{w_g} \frac{\partial X}{\partial t} \quad (2.3)$$

Para o conteúdo de umidade do grão: a mudança de umidade do produto pode ser expressa por uma equação teórica de difusão (equação de Fick) ou por alguma relação empírica, obtida pela determinação da cinética de secagem. Assim, para a taxa de secagem expressa pela lei de Fick, considerando-se o grão uma esfera tem-se:

$$\frac{\partial X}{\partial t} = D_L \left[ \frac{\partial^2 X}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial X}{\partial r} \right] \quad (2.4.a)$$

onde  $r$  é o raio; e para a taxa de secagem determinada experimentalmente, normalmente chega-se a uma equação do tipo exponencial.

$$M = \frac{X-X_e}{X_o-X_e} = A e^{(-Bt)} \quad (2.4.b)$$

- onde:
- $h_c$  = coeficiente convectivo de transferência de calor
  - $w_g$  = vazão mássica de gás
  - $w_s$  = vazão mássica de sólido
  - $\rho_p$  = densidade da partícula
  - $Cp_a$  = calor específico da água
  - $Cp_g$  = calor específico do gás
  - $Cp_p$  = calor específico do produto
  - $A$  e  $B$  = constantes cinéticas, dependentes da temperatura de secagem

As três equações diferenciais 2.1, 2.2, 2.3 e a equação 2.4a ou 2.4b constituem o modelo para secagem de um produto em leito fixo. Como uma solução analítica deste sistema de equações é impossível, técnicas de solução numérica devem ser empregadas.

A modelagem e otimização de sem secador de túnel para frutas é feita por BERTIN & BLAZQUEZ (1986) e a condição ótima de operação é estabelecida pela capacidade de

produção máxima que satisfaça a qualidade final do produto. O modelo é obtido por balanços de calor e massa a dois níveis, o do produto e o do secador. A mudança de umidade do lado do produto é modelada pela lei de Fick. Correções são introduzidas para considerar o encolhimento do material. O sistema de equações diferenciais é resolvido pelo método de Runge-Kutta de 4ª Ordem.

A secagem de produtos biossintéticos (levedura) é descrita matematicamente por STRUMILLO *et alii* (1989), em secadores de leito fluidizado contínuo, considerando a existência de dispersão axial longitudinal, que segundo os autores, é comum neste tipo de equipamento. A cinética de secagem do material é determinada e no caso de produtos biossintéticos, há necessidade também de se considerar a cinética de degradação da atividade enzimática, que é função da temperatura e da umidade do produto. Os autores exemplificam a aplicabilidade do modelo.

ZURITZ & SINGH (1980) desenvolveram um modelo, baseado nas equações de transferência de calor e massa para um meio contínuo, para descrever o controle difusivo da secagem de arroz, num secador a leito de jorro a batelada. A determinação do conteúdo de umidade de equilíbrio e do coeficiente de difusividade efetivo são descritos pelos autores. As equações são resolvidas numericamente e o modelo foi testado com experimentos em escala laboratório, onde se secou arroz em leito de jorro. Um ajuste do modelo aos resultados experimentais foi verificado.

PARRY (1985) apresenta uma extensa revisão sobre os modelos de equações diferenciais parciais que foram usados na simulação de secagem de grãos em leitos espessos, analisando as principais diferenças entre eles. Modelos para determinação de umidade de equilíbrio também são descritos.

### **2.2.1 - Modelagem e Simulação de Secadores de Leito Fixo e Deslizante**

Os secadores convectivos podem ser divididos em duas categorias: batelada e contínuo, segundo o escoamento do sólido. Os secadores a batelada se caracterizam pelo fato de que o material é seco, tanto em camadas finas, com menos de 1 m de espessura como em leito de vários metros de profundidade, sempre em estado não estacionário. Os secadores contínuos

são classificados de acordo com as direções relativas de fluxo de ar e material e podem ser do tipo concorrente, contra-corrente e fluxo cruzado.

Serão analisados a seguir alguns trabalhos em leito fixo e móvel, que poderão ser utilizados como antecedentes para modelagem em leito móvel.

Com o intuito de obter dados precisos e representativos para avaliar a perda de umidade durante o processo de secagem, HUTCHINSON & OTTEN (1983) projetaram e construíram um equipamento para secagem em camada fina. O desempenho do secador foi avaliado e o comportamento de grãos de soja e feijão branco, quando secos em camada fina, é reportado, apresentando comportamentos semelhantes.

A secagem de nozes normalmente é realizada em secadores de leito fixo, com circulação forçada de ar a temperaturas nunca superiores a 43<sup>o</sup>C. RUMSEY & THOMPSON (1984) simulam a secagem deste material, usando as equações básicas para secagem em leito fixo, apresentadas no início deste capítulo (equações 2.1 a 2.4). Porém, como a baixas vazões de ar, as temperaturas do sólido e do gás são praticamente as mesmas, na secagem deste produto a bateladas, os autores resolvem apenas três equações, pela técnica de diferenças finitas. A perda de umidade do produto era determinada a cada passo através de uma cinética experimental, descrita por ANIGBANKPU *et alii* (1980). Os tempos de secagem e os perfis de umidade preditos pelo modelo mostraram bom ajuste aos resultados experimentais.

O sistema de equações diferenciais parciais (e.d.p.) para a transferência de calor e massa em secagem em leito fixo requer um grande tempo de computação, quando se emprega um método de solução convencional. COSTA & FIGUEIREDO (1990) discretizam as e.d.p., através de uma redução de variáveis, chegando a um sistema de equações diferenciais ordinárias, no qual os termos  $\partial/\partial t$  permanecem. O pacote empregado para a solução das 4 equações chama-se LSODI ("Livermore Solver for Ordinary Differential Equations", HINDMARSH & PAINTER, 1981).

A modelagem de secadores de leitos móveis é bem mais recente, mas alguns trabalhos sobre secadores contínuos são encontrados.

BRUCE (1984) descreve um modelo para simulação de leitos múltiplos contínuos, com

fluxos de ar concorrente, contra-corrente e mistos, aproximando os secadores a uma sucessão de leitos, onde os fluxos de ar e grãos são paralelos. O modelo, baseado nas equações de transferência de calor e massa descritas por BROOKER *et alii* (1974), prediz a temperatura do produto e do gás e a umidade do grão em cada leito, em estado estacionário. Como o material passa por uma sucessão de leitos, as condições em um leito devem ser levadas ao próximo, enquanto as condições do ar e direção do fluxo devem ser especificadas independentemente para cada leito. Como o programa é projetado para fornecer informações sobre o secador no estado estacionário, cada leito é calculado no estado estacionário antes que o próximo seja considerado e apenas as condições de descarga do grão no estado estacionário são levadas para o próximo leito. Isto evitou o uso de grande quantidade de memória para estocar as condições do produto e do gás através do secador, porém, forneceu resultados um pouco distorcidos. Enquanto para o primeiro leito as condições de tempo para atingir o estado estacionário são reais, para leitos múltiplos isto não foi válido porque, na prática, a secagem começa simultaneamente em todos os leitos e não sequencialmente, como modelado. O método de integração usado foi o de Euler, não envolvendo nenhum recálculo das integrais. Discrepâncias entre valores calculados e experimentais foram encontradas, sendo atribuídas ao inadequado cálculo da transferência de massa. Uma equação empírica de cinética é empregada e a umidade de equilíbrio é a mesma ao longo dos leitos sucessivos.

NELLIST (1987) modela um secador de grãos de fluxo cruzado, resolvendo as equações de balanço de massa e energia pelo mesmo método discutido no artigo anterior. Tenta porém, validar o modelo, empregando cinco diferentes equações de cinética de secagem (empíricas) e compara os resultados simulados a resultados experimentais disponíveis. A equação cinética, que fornece a melhor correlação entre resultados experimentais e calculados, passa então a ser utilizada para predição do desempenho do secador, através da avaliação da influência da temperatura da partícula, espessura do leito e relação entre área de secagem e área de resfriamento.

Secadores de grãos circulares, nos quais o fluxo do grão é contínuo e o fluxo de ar é radial, são modelados matematicamente por CENKOWSKI & SOKHANSANJ (1988). Equações diferenciais ordinárias para transporte de calor e massa são resolvidas analiticamente por diferenças finitas, supondo a temperatura do sólido constante, em volumes de controle circulares. Considera-se uniforme a distribuição radial do ar ao longo da câmara onde ficam os grãos. Resultados simulados para trigo e milho são comparados a valores

experimentais, usando-se cinética descrita por NELLIST (1978). O coeficiente volumétrico de transferência de calor  $h_v$ , desenvolvido por STRUMILLO (1975), usando o número de Nusselt modificado, foi usado. Valores de temperatura de gás e produto e umidade do gás e produto foram calculados, encontrando-se boa correlação entre valores preditos e experimentais.

PLATT *et alii* (1991) desenvolvem um modelo dinâmico para um secador de fluxos cruzados, a partir das equações fundamentais de balanço. A perda de umidade do produto é calculada em função de cinética determinada em camada fina, para arroz. Uma correlação para o coeficiente convectivo volumétrico de transferência de calor em leito empacotado de arroz é usada (WANG *et alii*, citado por PLATT *et alii*, 1991). Seis grupos adimensionais que governam o processo são definidos e as equações adimensionais resultantes são resolvidas pelo método de linhas, usando o software "Advanced Continuous Simulation Language", ACSL (1986). Neste tipo de secador, com as situações de secagem empregadas, os autores concluíram que, para necessidades práticas, pode-se assumir que as condições do ar ao longo do secador não variam, eliminando, portanto, as derivadas em relação ao tempo de sua umidade e temperatura. Fazem ainda um estudo de recirculação do ar de secagem, economizando energia, mas aumentando a umidade de saída. Para um secador com recirculação no centro, a taxa de reciclo ótima encontrada foi 0,5.

No estudo da secagem de bagaço de cana, MEDEIROS & MASSARANI (1982) apresentam uma modelagem do processo, para fluxo cruzado de ar e sólido, em leito deslizante. As equações de balanço de quantidade de momento, calor e massa, são resolvidas numericamente no tempo, pelo método de Runge-Kutta, com ordem variável de 1 a 4. A diferença entre este modelo e o que vai ser discutido e utilizado nesta tese, reside no cálculo da taxa local de umidade. Esta é expressa por um modelo de resistência em filme, onde a umidade interfacial de transferência relaciona-se com a umidade da matriz sólida, por meio da equação de equilíbrio de Langmuir, sendo os coeficientes de transferência estimados pela equação de Lewis.

A configuração da secagem em fluxos cruzados de gás e grãos é simulada por MEDEIROS *et alii* (1983). O modelo empregado é o mesmo do artigo anterior, resolvido numericamente por dupla discretização nos eixos  $x$   $y$ , reduzindo o problema à solução de um conjunto de equações algébricas não lineares. Com esta modelagem simplificada, foi possível

avaliar mais quantitativamente, certas características de variantes do processo de secagem em fluxos cruzados. Foram estudadas configurações com reciclo de gás e com alimentação distribuída de gás.

PINTO & MASSARANI (1987) realizam uma análise do desempenho de diferentes configurações do secador de fluxos cruzados, com auxílio de um modelo matemático em duas fases e de dados experimentais obtidos em laboratório. As equações do modelo são as descritas por MEDEIROS & MASSARANI (1982, 1983) e sua resolução foi feita numericamente, através do método de colocação ortogonal e de uma rotina de integração Runge-Kutta Gill de 4ª Ordem. Foram analisadas 7 configurações diferentes de secadores de fluxo cruzados e através dos resultados de simulações e práticos, a melhor configuração foi escolhida. A mais adequada foi a que apresentou o menor pico de temperatura, a menor dispersão na umidade final do grão e a maior capacidade de secagem, dentre os equipamentos alimentados com a mesma quantidade de ar.

Para a modelagem de leitos móveis, são necessários dados de coeficiente de transferência de calor gás-partícula. SARTORI (1986) realizou a determinação experimental do coeficiente de transferência de calor entre sólido e fluido em leito deslizante, nas configurações de escoamento contra-corrente, concorrente e cruzado, em situações de aquecimento ou resfriamento de sólido. Foram utilizadas partículas de areia e vidro e grãos de milho, arroz e soja, empregando-se o ar como fluido percolante. Os valores do coeficiente de transferência de calor são crescentes na ordem dos escoamentos concorrente, cruzado e contracorrente, tendendo assintoticamente a um mesmo valor, para altos  $Re$ . O autor desenvolveu um algoritmo, que permite o cálculo dos valores de  $h$  para diferentes materiais e diversas condições de operação e chegou a três correlações para determinação de  $h$ , com base nas três configurações de escoamento estudadas.

PEREIRA & MASSARANI (1988) determinam o coeficiente de transferência sólido-fluido, modelo a duas fases, com auxílio de um equipamento que opera em leito deslizante com fluxos cruzados, recirculação pneumática e regime permanente. As experiências foram conduzidas com ar e soja, milho e partículas de polietileno. Verificou-se que, com o modelo proposto por SARTORI (1986), o coeficiente pode ser determinado, independente das condições de operação e do tipo de equipamento utilizado.



A análise preliminar do secador de leito deslizante, com recirculação pneumática, realizada por CALADO & MASSARANI (1988), permite combinar a excelente eficiência térmica do leito deslizante com a qualidade superior do produto final obtido no leito de jorro. Seu desempenho é superior ao do secador de leito de jorro estudado por CREMASCO *et alii* (1987).

SCHEIBER & SARTORI (1990) realizam um estudo experimental, para analisar a influência da umidade do ar em um secador de leito deslizante e escoamentos cruzados, operando na secagem de sementes de soja. O objetivo dos autores é desenvolver técnicas de secagem que preservem as características das sementes, em padrões pré-estabelecidos.

Outros fatores importantes na secagem de sementes, como velocidade do fluido, umidade do sólido e efeitos mecânicos sobre as sementes foram posteriormente analisados (ARNOSTIJR. & SARTORI, FLAUZINO & SARTORI e MERGUIZO & SARTORI, 1991).

Outros trabalhos em leito deslizante foram realizados, sendo que o de TELIS (1988) sobre secagem de proteína texturizada de soja, determinando a cinética de secagem do produto e características operacionais do secador, servirá como base ao desenvolvimento desta tese.

### **3. SECADORES A LEITO DESLIZANTE**

#### **3.1 - Introdução**

A secagem em leito deslizante vem sendo usada para alimentos e resíduos de indústrias de alimentos, principalmente na última década.

VALENÇA & MASSARANI (1982, 1984) descrevem a construção de um secador deste tipo para a secagem de bagaço de cana. MEDEIROS & MASSARANI (1992) apresentam, para esse tipo de secador, uma modelagem do processo de secagem para bagaço de cana. SARTORI (1986) determinou o coeficiente de transferência de calor entre sólido e gás em leito deslizante, para diversas configurações de escoamento, com sólidos como areia, vidro, grãos de milho, arroz e soja. Mais recentemente TELIS (1988) propôs a secagem de proteína texturizada de soja nesse tipo de equipamento, em fluxo contra-corrente, em substituição aos tradicionais secadores de esteira empregados para esse produto.

O secador a leito deslizante empregado por TELIS (1988) e depois utilizado em algumas etapas do desenvolvimento deste trabalho é um secador em contra-corrente, de secção quadrangular (0,15 x 0,15 m) de 0,60 m de altura. Nesse trabalho, o autor mediu os perfis de umidade do sólido, temperatura do gás e do sólido ao longo do secador para diversas vazões de gás e sólido, com temperaturas do gás variando na faixa de 60 a 90<sup>o</sup>C.

Com base no trabalho de TELIS (1988), propõe-se a modelagem e simulação de um secador a leito deslizante, para secagem de proteína texturizada de soja, para duas configurações de escoamento: contra-corrente e concorrente.

#### **3.2 - Modelo Matemático para o Processo de Secagem em Leito Deslizante**

Na modelagem e simulação de secadores contínuos, de escoamento pistão, aplicam-se as equações que governam a transferência de calor e massa, aliadas à cinética de secagem do material, para determinação da perda de umidade do sólido. Os balanços para a fase gasosa e sólida são desenvolvidas a parte das seguintes hipóteses:

- (1) o secador está operando em regime estacionário;
- (2) as partículas de sólido não se contraem durante a secagem e sua temperatura varia somente ao longo do comprimento do secador. A umidade, no entanto, varia também ao longo da secção transversal do mesmo;
- (3) o gás de secagem é constituído por uma mistura ideal de um componente inerte e vapor de água, cujo perfil de velocidade plano apresenta temperatura e umidade uniformes na secção transversal do secador e cujas variações ocorrem apenas no sentido do comprimento do leito;
- (4) as áreas para transferência de calor e massa entre gás e sólido são constantes;
- (5) a água no interior do sólido encontra-se na forma líquida;
- (6) os efeitos de transferência de calor por radiação ou condução no interior do sistema são desprezíveis.

As equações para secagem em leito deslizante, para escoamento contracorrente e concorrente, podem ser escritas como:

$$\frac{dY}{dt} = \pm \frac{w_p}{w_g} \frac{dX}{dt} \quad (3.1)$$

$$\frac{dX}{dt} = (X_0 - X_e) \left( -B \exp\left(-\frac{\Delta E}{RT_g}\right) \right) \quad (3.2)$$

$$\frac{dT_p}{dt} = \frac{\lambda}{C_{p_p}} \frac{dX}{dt} + \frac{h}{C_{p_p}} \hat{a}_e (T_g - T_p) \quad (3.3)$$

$$\frac{dT_g}{dt} = \pm \frac{w_p}{w_g C_{p_g}} \left[ -\lambda \frac{dX}{dt} + C_{p_p} \frac{dT_p}{dt} \right] \quad (3.4)$$

Os sinais (+) referem-se a escoamento contracorrente.

- onde:
- $Y$  = umidade absoluta do ar, kg água/kg ar seco
  - $X$  = umidade do sólido, base seca
  - $w_p$  = vazão de sólido, kg sólido seco/s
  - $w_g$  = vazão de gás, kg ar/s
  - $X_0$  = umidade inicial do sólido, base seca
  - $X_e$  = umidade de equilíbrio, base seca
  - $B$  = constante cinética,  $s^{-1}$
  - $\Delta E/R$  = energia de ativação do sólido/constante universal dos gases
  - $T_p$  = temperatura da partícula,  $^{\circ}C$
  - $\lambda$  = calor latente de vaporização, kcal/kg água
  - $Cp_p$  = calor específico do sólido úmido/kg s.s
  - $Cp_g$  = calor específico do gás úmido/kg ar seco
  - $h$  = coeficiente convectivo de transferência de calor gás-sólido (kcal/sm<sup>2</sup>  $^{\circ}C$ )
  - $\hat{a}_e$  = área específica do sólido (m<sup>2</sup>/kg)

Este sistema de equações diferenciais ordinárias pode ser resolvido através de algoritmo de Runge Kutta de 4ª Ordem e as condições de contorno específicas para cada tipo de secador são:

- (1) para escoamento contra-corrente

$$\begin{aligned}T_g(t) &= T_g \text{ entrada } (T_{g2}) \\T_p(0) &= T_p \text{ entrada } (T_{p1}) \\Y(t) &= Y \text{ entrada } (Y_2) \\X(0) &= X \text{ entrada } (X_1)\end{aligned}$$

- (2) para escoamento concorrente

$$\begin{aligned}T_g(0) &= T_g \text{ entrada } (T_{g1}) \\T_p(0) &= T_p \text{ entrada } (T_{p1}) \\Y(0) &= Y \text{ entrada } (Y_1) \\X(0) &= X \text{ entrada } (X_1)\end{aligned}$$

O ponto 1 refere-se ao ponto de entrada do sólido no secador e  $t$  é o tempo total de secagem.

O uso deste modelo permite que sejam estimadas a umidade e temperatura da partícula, temperatura e umidade do gás, em função das variáveis de processo como vazão de gás, vazão de sólido e temperatura do gás. Todas essas equações são válidas quando o escoamento do sólido e do gás é do tipo pistão ou tubular ideal, ou seja, se supõe que não existem gradientes radiais de temperatura do gás, sólido e umidade do gás e sólido.

Na prática, porém, não foi este o tipo de escoamento verificado. Em virtude do dispositivo de saída do sólido, do atrito nas paredes e do nivelamento deficiente, o secador a leito deslizante utilizado apresentou um escoamento que se afasta do ideal tipo pistão. Entre os diversos tipos de escoamento que podem ser encontrados devido às condições operacionais, dois tipos eram verificados experimentalmente.

TELIS (1988) trabalhando a altas vazões de sólido, estudou a distribuição de tempo de residência e encontrou um fluxo do tipo pistão com dispersão axial, mas a determinação foi feita com uma única vazão de sólido. Assim, com o intuito de se completar o estudo iniciado pelo autor, determinou-se a distribuição do tempo de residência, neste tipo de secador, para várias faixas de vazão de sólido. Verificou-se um segundo tipo de escoamento no equipamento: uma combinação de escoamento pistão em série com tanque agitado e uma certa proporção de volume morto.

A distribuição de tempos de residência para a fase sólida tem sido estudada em alguns tipos de secadores: em secadores "spray" (ADE-JOHN & JEFFREYS, 1978), em rotatórios (HIROSUE & SHINOHARA, 1982 e KAMKE & WILSON, 1986) em leito fluidizado (VANECEK *et alii*, 1966 e LAI *et alii*, 1986), em leito deslizante (HUBINGER & MENEGALLI, 1989), pela técnica de estímulo-resposta, onde se avaliaram os modelos de escoamento propostos em função de variáveis como vazão de gás, sólido, etc.

Na modelagem de secadores de leito fluidizado, a distribuição de tempo de residência foi considerada por dois autores. STRUMILLO & ADAMIEC (1991) a introduziram como um termo de difusividade axial do sólido nas equações de balanço. Já VANDERSCHUREN & DELVOSALLE (1982) consideram a função  $E(t)$  que descreve a distribuição de tempo de

residência e a cinética de secagem para cálculo da umidade na saída do secador, mas nesse caso o equipamento é tratado como isotérmico.

Quando ocorrem diferentes distribuições de tempo de residência do sólido, é necessário que se faça uma série de considerações e correções no modelo anteriormente descrito, válido para escoamento pistão (tubular ideal). Outra solução é se escrever as equações de balanço de modo adequado, em relação a duas variáveis, quando a configuração do secador assim permitir.

A formulação do problema em leitos deslizantes se torna complexa, visto que existe uma variação de temperatura ao longo do leito. Portanto a relação entre a secagem num sistema real, com distribuição do tempo de residência (*DTR*), em comparação a um sistema ideal, com fluxo pistão, para uma dada secção de leito, dependerá não só da distribuição de tempos de residência e da temperatura local, como também da distribuição de umidades de entrada no intervalo de leito considerado. Esta distribuição, por sua vez, tanto depende da *DTR* como da história de temperatura que cada partícula sofreu anteriormente.

A distribuição dos tempos de residência pode ser descrita pela função  $E(t)$  (LEVENS-PIEL, 1974), definida de maneira que  $E(t)dt$  é a fração de partículas na saída do secador, cujo tempo de residência está entre  $t$  e  $t+dt$ .

De acordo com o discutido por este autor, para escoamento pistão em série com tanque agitado, a equação que descreve a função distribuição de tempo de residência na saída, para o modelo exposto é:

$$E(\theta) = R e^{-R(\theta-u)} \text{ para } \theta > u \quad (3.5)$$

$$e E(\theta) = 0 \text{ para } \theta < u \quad (3.6)$$

onde:  $\theta = t/t_m$   
 $t_m =$  tempo de residência médio  
 $R = V/V_m$   
 $u = V_p/V$

$V$  = volume total do reator

$V_p$  e  $V_m$  = volume do pistão e do tanque agitado

A curva característica da distribuição de tempo de residência em função da média das vazões de sólido pode ser vista no Apêndice A. Lá apresenta-se ainda o modelo inicial proposto por HUBINGER & MENEGALLI (1989), onde se encontra a *DTR* característica de um fluxo pistão em série com tanque agitado e volume morto.

Para o caso de fluxo pistão com dispersão axial, o desvio do fluxo pistão idealizado leva ao uso do número de dispersão axial (número de Peclet), que é definido como:

$$Pe = \frac{D_p}{Lv} \quad (3.7)$$

onde:  $D_p$  = coeficiente de dispersão da partícula

$L$  = comprimento do leito

$v$  = velocidade do sólido

Para pequenos desvios da idealidade ( $Pe < 0,1$ ), a função distribuição de tempo de residência na saída é descrita, segundo LEVENSPIEL (1974), por:

$$E(\theta) = \frac{1}{2\sqrt{\pi Pe}} e^{-(1-\theta)^2/4Pe} \quad (3.8)$$

### 3.3 - Equações Diferenciais de Calor e Massa para a Secagem em Leito Deslizante com Distribuição de Tempo de Residência

Como o modelo de equações diferenciais de calor e massa é válido para escoamento tubular ideal, algumas considerações e correções devem ser feitas, para que as mesmas sejam válidas, quando ocorram distribuições de tempo de residência.

Para avaliar a influência da *DTR* nos perfis reais de umidade, temperatura do gás e do sólido, estabeleceu-se um fator de desvio do escoamento pistão (HUBINGER & MENEGALLI, 1992).

Este fator de desvio ( $N$ ) foi definido como a relação entre a umidade real da partícula e a umidade que a partícula apresentaria, caso o escoamento do secador fosse do tipo pistão, com relação à umidade de equilíbrio.

Assim:

$$N = \frac{\bar{X}_r - X_e}{X_p - X_e} \quad (3.9)$$

onde:  $N$  = fator de desvio

$X_r$  = umidade real do sólido

$X_p$  = umidade do sólido caso o fluxo fosse empistonado

$X_e$  = umidade de equilíbrio

A umidade média do material na saída do secador pode ser calculada como:

$$\bar{X} = \int_0^{\infty} X(t) E(t) dt \quad (3.10)$$

$$= \int_0^{\infty} X(\theta) E(\theta) d\theta \quad (3.11)$$

sendo que  $X(t)$  é função das condições de secagem.

Para temperatura constante, pode-se calcular a umidade em função do tempo de residência, usando-se uma cinética do tipo exponencial, com um único período de velocidade decrescente. Essa cinética foi observada experimentalmente por TELIS & MENEGALLI (1988) para proteína texturizada de soja, secando em camada fina em leito fixo, num secador de batelada. Esse tipo de cinética é aplicável a uma grande quantidade de substâncias:

$$\begin{aligned} \frac{X - X_e}{X_0 - X_e} &= A e^{-Bt} \\ &= A e^{-D\theta} \end{aligned} \quad (3.12)$$

onde  $A$  e  $B$  são constantes cinéticas determinadas experimentalmente e  $D = Bt_m$ .

Considerou-se que o secador é dividido em  $i$  intervalos iguais de comprimento  $\Delta Z$ , tal



que:

$$\Delta Z = L/i \quad (3.13)$$

onde:  $L$  = comprimento do leito

e que a distribuição de tempo de residência para cada intervalo do leito é igual à determinada na saída do secador. A Figura 3.2 apresenta um esquema das considerações efetuadas.

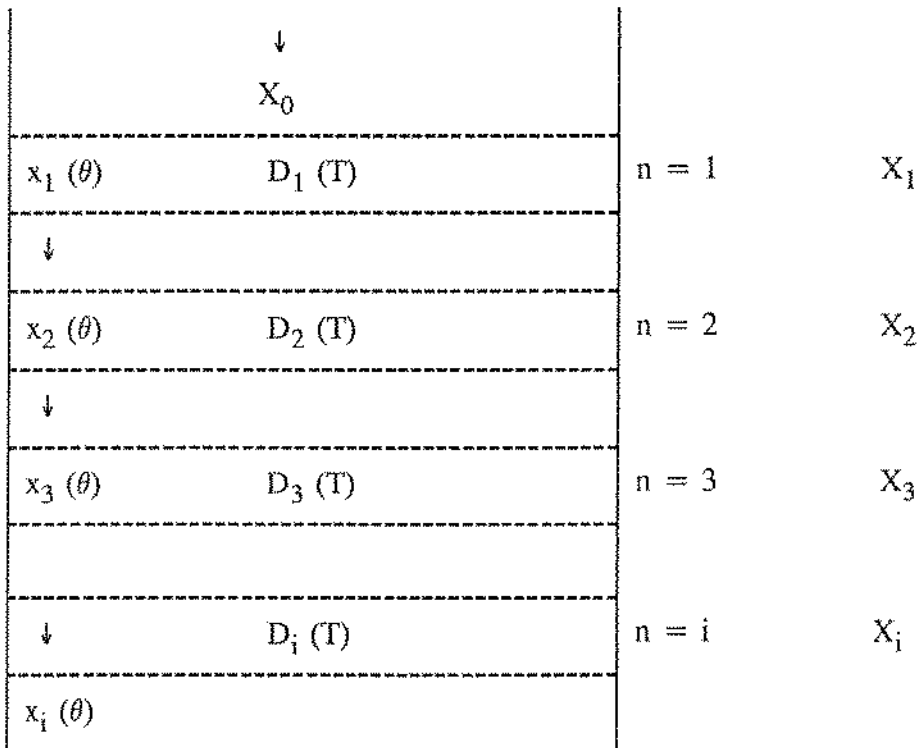


Figura 3.2 - Representação esquemática do secador a leito deslizante, dividido em  $i$  intervalos

Considerou-se também que o escoamento é segregado, ou seja, que cada elemento de volume possui um certo tempo de residência característico ( $t$ ). Ainda pode-se definir  $t'$  e  $t'_m$ , que são, respectivamente, o tempo de residência da partícula e tempo de residência médio em cada intervalo.

$$t' = \frac{t}{i} \quad (3.14)$$

Resulta então:

$$t_m^i = \frac{t_m}{i}$$

$$\theta = t/t_m = t'/t_m' = \theta'$$

onde:  $\theta'$  = tempo de residência em cada intervalo

Portanto, na saída de cada intervalo, ter-se-á a mesma distribuição de tempos de residência e igual à medida na saída do equipamento. Assim:

$$E(t)dt = E(\theta) d\theta = E(\theta') d(\theta') \quad (3.15)$$

onde:  $E(\theta')$  é a distribuição de tempo de residência de cada intervalo.

A umidade média de saída do sólido no intervalo  $n$  pode ser calculada como:

$$\bar{X}_n = \int_0^{\infty} X_n(\theta') E(\theta') d\theta' \quad (3.16)$$

Supondo que a temperatura em cada intervalo  $i$  é constante, porém varia de intervalo a intervalo, tem-se a umidade de saída de cada elemento de sólido de tempo de residência  $\theta'$  no intervalo, aplicando a equação (3.12), para o intervalo  $i=1$  até  $i-1$ :

$$(X_1(\theta) - X_e) = (X_0 - X_e) A e^{-D_1 \theta'} \quad (3.17 (1))$$

$$(X_{i-1}(\theta) - X_e) = (X_{i-2}(\theta) - X_e) e^{-D_{(i-1)} \theta'} \quad (3.17(i-1))$$

$$(X_i(\theta) - X_e) = (X_{i-1}(\theta) - X_e) e^{-D \theta'} \quad (3.17.i)$$

onde  $D_i = B_i t'_m$

Substituindo as (i-1) equações de secagem dos intervalos prévios na equação (3.17.i),  $\theta'$  por  $\theta$  e considerando  $X_e$  no intervalo  $i$  aproximadamente igual a  $X_e$  no intervalo (i-1), chega-se a:

$$(X_i(\theta) - X_e) = (X_0 - X_e) A e^{-\sum_{n=1}^i D_n \theta} \quad (3.18)$$

Através da equação 3.11, pode-se obter a seguinte relação:

$$\bar{X}_i - X_e = \int_0^{\infty} (X_i(\theta) - X_e) E(\theta) d\theta \quad (3.19)$$

Substituindo-se (3.18) em (3.19), pode-se calcular a umidade média de saída de cada intervalo:

$$\bar{X}_i - X_e = \int_0^{\infty} (X_0 - X_e) A e^{-\sum_{n=1}^i D_n \theta} E(\theta) d\theta \quad (3.20)$$

onde os  $D_n$  são função da temperatura de cada intervalo.

Para o escoamento pistão, com o mesmo perfil de temperatura, pode-se calcular a umidade de saída como:

$$X_p - X_e = (X_0 - X_e) A e^{-\sum_{n=1}^i D_n} \quad (3.21)$$

Desta forma, substituindo as equações (3.20) e (3.21) em (3.9), que calcula o fator de desvio, chega-se à seguinte equação:

$$N_i = \frac{\int_0^{\infty} (X_0 - X_e) A e^{-\sum_{n=1}^i D_n \theta} E(\theta) d\theta}{(X_0 - X_e) A e^{-\sum_{n=1}^i D_n}} \quad (3.22)$$

válida para qualquer secção  $i$  do secador, com qualquer distribuição de tempo de residência.

Torna-se possível, então, o cálculo do fator de desvio do escoamento pistão para os dois tipos de fluxo verificados experimentalmente: o escoamento pistão em série com tanque agitado e uma certa proporção de volume morto e o escoamento pistão com dispersão axial.

Para o primeiro caso, substituindo-se o modelo para a função  $E(\theta)$ , descrito em (3.5), nas equações (3.20) e (3.22), é possível se obter, respectivamente, a umidade de saída e o fator de desvio para cada intervalo  $i$  do secador. Chega-se então, à expressão que descreve a umidade de saída em cada intervalo  $i$ , após eliminação dos termos comuns e integração da equação resultante:

$$\bar{X}_i - X_e = \frac{(X_0 - X_e) A R e^{-\sum_{n=1}^i D_n u}}{\sum_{n=1}^i (D_n + R)} \quad (3.23)$$

A equação para cálculo do fator de desvio é:

$$N_i = \int_0^{\infty} R e^{-\sum_{n=1}^i (D_n + R)(\theta - 1)} e^{Ru} d\theta \quad (3.24)$$

Mas, como pelo estabelecido no modelo de *DTR* para fluxo pistão em série com tanque agitado,  $E(\theta) = 0$  se  $(\theta) < u$ , fica válida a seguinte equação:

$$N_i = \int_u^{\infty} R e^{-\sum_{n=1}^i (D_n + R)(\theta - 1)} e^{Ru} d\theta \quad (3.25)$$

Integrando-se, obtém-se a fórmula generalizada para o cálculo do fator de desvio, para o modelo de *DTR* em questão:

$$N_i = R \frac{e^{-\sum_{n=1}^i D_n(1-u)}}{\sum_{n=1}^i (D_n + R)} \quad (3.26)$$

Para o segundo tipo de escoamento de sólido observado experimentalmente, usando-se a equação 3.8, que descreve o modelo válido para a função distribuição de tempo de residência para fluxo pistão com dispersão axial e substituindo-a na equação 3.19, tem-se que para uma secção qualquer de secador, a umidade de saída é dada por:

$$X_i - X_e = \int_0^{\infty} (X_0 - X_e) A e^{-\sum_{n=1}^i D_n \theta} \frac{1}{2\sqrt{\pi Pe}} e^{-\frac{(1-\theta)^2}{4Pe}} d\theta \quad (3.27)$$

Colocando-se os termos constantes fora da integral, tem-se que:

$$X_i - X_e = (X_0 - X_e) \frac{A}{2\sqrt{\pi Pe}} \int_0^{\infty} e^{-\sum_{n=1}^i D_n \theta} e^{-\frac{(1-\theta)^2}{4Pe}} d\theta \quad (3.28)$$

A resolução da integral leva à seguinte equação para cálculo da umidade real em relação à umidade de equilíbrio:

$$X_i - X_e = (X_0 - X_e) \frac{A}{2} e^{Pe \sum_{n=1}^i D_n^2 - \sum_{n=1}^i D_n} \operatorname{erfc} \left[ \frac{2Pe \sum_{n=1}^i D_n - 1}{2\sqrt{Pe}} \right] \quad (3.29)$$

Através da equação (3.21) tem-se a umidade de saída para o escoamento pistão. Substituindo-se esta equação e a equação (3.27) em (3.22), que é a fórmula generalizada para o fator de desvio, tem-se:

$$N_i = \frac{\int_0^{\infty} (X_0 - X_e) A e^{-\sum_{n=1}^i D_n \theta} \frac{1}{2\sqrt{\pi Pe}} e^{-\frac{(1-\theta)^2}{4Pe}} d\theta}{\left[ (X_0 - X_e) A e^{-\sum_{n=1}^i D_n} \right]} \quad (3.30)$$

Integrando-se e eliminando-se os termos comuns, tem-se que para um intervalo  $i$  qualquer, num secador com escoamento pistão com dispersão axial, o cálculo do fator de desvio é dado por:

$$N_i = 0,5 e^{\left( Pe \left( \sum_{n=1}^i D_n \right)^2 \right)} \operatorname{erfc} \left[ \frac{2Pe \sum_{n=1}^i D_n - 1}{2\sqrt{Pe}} \right] \quad (3.31)$$

Desta forma, de posse do fator de desvio, é possível se calcular a umidade real em qualquer intervalo do secador, desde que se conheça a cinética de secagem da partícula e a umidade do sólido quando o escoamento é empistonado, para um dado perfil de temperatura.

### 3.3.1 - Adequação das equações diferenciais do modelo à *DTR* encontrada no secador

Com a existência de distribuição de tempo de residência do sólido no secador, é necessário que se façam algumas correções no modelo de equações diferenciais ordinárias, válidas para o escoamento empistonado (Equação 3.1 - 3.4).

Assim, supôs-se, no desenvolvimento da modelagem, que a temperatura do sólido, do gás e umidade do gás não variam radialmente, ou seja, tem um valor constante em cada uma das secções em que foi dividido o secador. Apenas a umidade do sólido apresenta variações ao longo do raio do secador. Desta forma, a umidade de saída do sólido em cada intervalo  $i$  do secador poderia ser calculada, usando-se o fator de desvio descrito no item anterior, o que resultaria num perfil da umidade do sólido no secador real, porém com o perfil de temperatura do secador com escoamento pistão.

Portanto, para se obter os perfis reais de umidade e temperatura, na integração numérica das equações do modelo, a equação 3.2 deve ser substituída pela taxa de variação da umidade média real com o tempo de residência médio. Isto é obtido através da derivação das equações que calculam a umidade média de saída do intervalo  $i$ . Para cada uma das distribuições de tempo de residência encontradas vai se obter uma equação diferencial, para cálculo da perda de umidade do sólido.

A umidade média de saída do intervalo  $i$ , para escoamento pistão em série com tanque agitado, é descrita pela equação (3.23).

Na equação (3.23) a  $\sum_{n=1}^i D_n = \sum_{n=1}^i B_n t'_m$  onde  $D_n$  é a constante cinética adimensionalizada e  $B_n$  a constante cinética, para cada intervalo do secador. Pelo exposto na equação (3.14) sabe-se que  $t'_m = \frac{t_m}{i}$  onde  $i$  é o número de intervalos em que se dividiu o secador e  $t_m$ , o tempo de residência médio ao longo do secador. Substituindo-se os termos dependentes do tempo de residência médio na equação (3.23) tem-se:

$$\bar{X}_i - X_e = \frac{(X_0 - X_e) AR e^{-\sum_{n=1}^i u \frac{B_n}{i} t_m}}{\left[ \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m + R \right]} \quad (3.32)$$

Derivando-se a equação (3.32) com relação ao tempo de residência médio, chega-se a:

$$\frac{d\bar{X}_i}{dt_m} = (X_0 - X_e) AR \left[ \frac{-u \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} e^{-u \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m}}{\sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m + R} - \frac{e^{-u \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m} \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i}}{\left[ \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m + R \right]^2} \right] \quad (3.33)$$

Distribuindo-se os termos, tem-se:

$$\frac{d\bar{X}_i}{dt_m} = \frac{(X_0 - X_e) AR \left[ -u \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} e^{-u \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m} \right]}{\left[ \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m + R \right]} - \frac{(X_0 - X_e) AR e^{-u \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m} \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i}}{\left[ \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m + R \right]^2} \quad (3.34)$$

Substituindo-se a equação (3.32) em (3.34) e eliminando-se os termos possíveis, tem-se:

$$\frac{d\bar{X}_i}{dt_m} = (\bar{X}_i - X_e) \left[ -u \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} \right] - \frac{(\bar{X}_i - X_e) \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i}}{\left[ \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m + R \right]} \quad (3.35)$$

Colocando-se os termos comuns em evidência, obtém-se a seguinte equação para cálculo da taxa diferencial de umidade média, para escoamento pistão em série com tanque agitado, para um intervalo  $i$  do secador:

$$\frac{dX_i}{dt_m} = (X_{i-1} - X_e) \left[ - \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} \right] \left[ u + \frac{1}{\sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m + R} \right] \quad (3.36)$$

Da maneira análoga, sabe-se que para fluxo pistão com dispersão axial, é válida a equação (3.28) para cálculo da umidade real do sólido no intervalo  $i$ .

De acordo com o exposto anteriormente, sabe-se que  $\sum_{n=1}^i D_n = \sum_{n=1}^i B_n t_m$  e  $t_m' = \frac{t_m}{i}$ .

Substituindo-se, então, os termos dependentes do tempo de residência médio na equação (3.28), chega-se a:

$$X_i - X_e = (X_0 - X_e) \frac{A}{2} \left[ \left[ e^{Pe \sum_{n=1}^i \frac{B_n^2}{i} t_m^2 - \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m} \right] \operatorname{erfc} \left[ \frac{2Pe \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m^{-1}}{2\sqrt{Pe}} \right] \right] \quad (3.37)$$

Derivando-se a equação (3.37) em relação ao tempo de residência médio e eliminando-se os termos possíveis, tem-se que:

$$\frac{dX_i}{dt_m} = (X_0 - X_e) \frac{A}{2} \left[ - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \sqrt{Pe} \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m e^{-\frac{1}{4Pe}} \operatorname{erfc} \left[ \frac{2Pe \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m^{-1}}{2\sqrt{Pe}} \right] \right] \left[ e^{Pe \sum_{n=1}^i \left( \frac{B_n}{i} \right)^2 t_m^2} e^{\sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m} \left[ Pe \sum_{n=1}^i \left( \frac{B_n}{i} \right)^2 2t_m - \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} \right] \right] \quad (3.38)$$

Pela definição de fator de desvio para o fluxo pistão com dispersão axial (equação (3.31)), a equação apresentada previamente pode ser simplificada, pois:



$$\operatorname{erfc} \left[ \frac{2Pe \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m^{-1}}{2\sqrt{Pe}} \right] e^{\left[ Pe \sum_{n=1}^i \left[ \frac{B_n}{i} t_m \right]^2 \right]} = 2N_i \quad (3.39)$$

Substituindo-se (3.39) em (3.38) e colocando-se termos comuns em evidência, chega-se

a:

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{X}_i}{dt_m} = & (X_0 - X_e) \frac{A}{2} \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} \left[ -\frac{2}{\sqrt{\pi}} \sqrt{Pe} t_m e^{-\frac{1}{4Pe}} \right] \\ & + 2N_i e^{-\sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m} \left[ 2Pe \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m^{-1} \right] \end{aligned} \quad (3.40)$$

Substituindo a equação (3.21) em (3.40), tem-se:

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{X}_i}{dt_m} = & -\frac{(X_p - X_e)}{2} \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} e^{-\sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m} \left[ \left[ \frac{-2}{\sqrt{\pi}} \sqrt{Pe} t_m e^{-\frac{1}{4Pe}} \right] + \right. \\ & \left. 2N_i e^{-\sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m} \left[ 2Pe \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m^{-1} \right] \right] \end{aligned} \quad (3.41)$$

Rearranjando:

$$\begin{aligned} \frac{d\bar{X}_i}{dt_m} = & -\frac{e^{-\sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m}}{2} \left[ -\frac{2}{\sqrt{\pi}} \sqrt{Pe} t_m e^{-\frac{1}{4Pe}} + \right. \\ & \left. 2N_i e^{-\sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m} \left[ 2Pe \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m^{-1} \right] \right] (X_p - X_e) \left[ -\sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} \right] \end{aligned} \quad (3.42)$$

$$\text{Mas como } X_p - X_e = \frac{X_i - X_e}{N_i}, \quad (3.43)$$

chega-se finalmente à taxa de variação da umidade média, para qualquer intervalo de secador, quando o escoamento é do tipo pistão com dispersão axial:

$$\frac{dX_i}{dt_m} = -e \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m \left[ \frac{\sqrt{Pe}}{\sqrt{\pi}} N_i e^{-\frac{1}{4Pe} + \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m} \right. \\ \left. \left[ 2Pe \sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} t_m^{-1} \right] \right] (X_{(t-1)} - X_e) \left[ -\sum_{n=1}^i \frac{B_n}{i} \right] \quad (3.44)$$

As equações (3.36) e (3.44), conjuntamente com as equações (3.1), (3.3) e (3.4), podem ser integradas pelo método de Runge-Kutta de 4ª Ordem, permitindo que sejam calculadas a umidade final e temperatura da partícula, temperatura e umidade do gás em função das variáveis de processo.

### 3.4. Obtenção das variáveis empregadas no modelo

A cinética de secagem é baseada em modelo proposto e valores obtidos por TELIS & MENEGALLI (1988). Os valores de  $B$  e  $\Delta E/R$ , que aparecem na equação 3.2 e nas demais que a substituem, são apresentados na Tabela 3.1, sendo  $B$  a constante cinética e  $\Delta E$  a energia de ativação para proteína texturizada de soja.

A obtenção dos demais parâmetros é descrita a seguir.

A atividade de água, em função da umidade absoluta do ar de secagem, pressão total do sistema e pressão de saturação à temperatura do gás pode ser calculada como segue:

$$a_w = \frac{YP}{P_{ws}(0,622 + Y)} \quad (3.45)$$

A pressão de saturação ( $P_{ws}$ ), para a faixa de temperatura de 0 a 200°C, pode ser calculada, segundo ASHRAE (1985), pela seguinte expressão:

$$\ln P_{ws} = C_8/T + C_9 + C_{10}T + C_{11}T^2 + C_{12}T^3 + C_{13} \ln T \quad (3.46)$$

$$C_8 = -5800,2206$$

$$C_9 = 1,3914993$$

$$C_{10} = -0,04860239$$

$$\begin{aligned}
C_{11} &= 0,41764 \times 10^{-4} \\
C_{12} &= -0,14452093 \times 10^{-7} \\
C_{13} &= 6,5459673 \\
T &= \text{temperatura em } K
\end{aligned}$$

A umidade de equilíbrio ( $X_e$ ), que aparece na equação 3.2 e nas que a substituem, é calculada em cada passo da simulação através da equação de *GAB*, equação que melhor representa os dados de equilíbrio para o par proteína texturizada de soja - água:

$$X_e = \frac{X_m C k a_w}{(1 - k a_w)(1 - k a_w + C k a_w)} \quad (3.47)$$

onde  $X_m$ ,  $C$  e  $k$  são, respectivamente, a umidade de monocamada, a constante de Guggenheim e a constante de monocamada.

Foram utilizadas para obtenção destes parâmetros, as isotermas de adsorção para proteína texturizada de soja, medidas nas temperaturas de 25, 40, 50, 60 e 70°C. Os dados relativos às temperaturas de 30, 80 e 90°C foram extrapolados graficamente, de acordo com o descrito em FALABELLA *et alli* (1989). As isotermas, a regressão não linear dos dados e a extrapolação são apresentadas no Apêndice B.

Substituindo-se (3.46) em (3.45) e (3.45) em (3.47), chega-se à equação para cálculo da umidade de equilíbrio do sólido em cada intervalo do secador, em função da umidade absoluta e temperatura do gás no intervalo anterior imediato.

A área específica do leito é calculada como:

$$\hat{a}_e = 6/d_p \rho_s (1 - \mathcal{E}) \quad (3.48)$$

Os coeficientes convectivos de transferência de calor gás-sólido para secadores a leito deslizante foram determinados por SARTORI (1986). O autor concluiu que para todas as configurações de escoamento é possível um ajuste do tipo:

$$N_u = P Pr^{1/3} Re^Q \quad (3.49)$$

sendo que  $P$  e  $Q$  assumem os valores de 1,54 e 0,57 para escoamento contra-corrente e 0,84 e 0,65 para fluxo concorrente.

O calor específico do sólido foi calculado através de uma correlação apresentada por *RHA* (1975), segundo a equação abaixo:

$$Cp_p = 1,0X_a + 0,5X_g + 0,3X_s \quad (3.50)$$

onde:  $X_a$  = fração de água  
 $X_g$  = fração de gordura  
 $X_s$  = fração de sólido

Este  $Cp$  é calculado por kg de sólido seco.

O calor latente de vaporização é o da água, considerado aproximadamente constante ao longo do secador.

Todas as propriedades físicas e químicas do sólido, indispensáveis ao desenvolvimento do trabalho, encontram-se na Tabela 3.1

**Tabela 3.1 - Características físico-químicas da proteína texturizada de soja**

Proteína (Nx 6,23)	50,0% b.s. min.
Matéria graxa	2,0% b.s. min.
Cinzas	6,5% b.s. min.
Umidade	7,0 - 8,0% b.s.
Fibras	4,0%
Densidade aparente do leite	0,3 - 0,35 g/cm <sup>3</sup>
Densidade aparente do sólido	0,57 g/cm <sup>3</sup>
Diâmetro médio de partícula	0,87 cm
Porosidade do leite	0,49
Constante cinética <i>B</i>	0,564 s <sup>-1</sup>
Energia de ativação da proteína texturizada de soja	5,89 Kcal/gmol
$\Delta E/R$	1,885 x 10 <sup>3</sup>

### 3.5 - Aplicação e verificação da modelagem

O modelo matemático desenvolvido no ítem 3.2 fornece importantes informações para se simular as condições de operação dos secadores contínuos. Com isso se evita que um grande número de ensaios experimentais seja realizado.

Porém, para se aplicar o modelo é necessário que se verifique se as equações propostas ajustam dados experimentais.

Além disso, é importante avaliar o efeito que a variação dos diversos parâmetros envolvidos no processo de secagem causa no desempenho do secador.

Para verificação do modelo foi utilizado um secador operando em escoamento contracorrente. O material sólido na entrada do secador contacta o gás de saída. Para execução da rotina de cálculo, são fornecidas a umidade e temperatura de entrada do sólido e a umidade e temperatura de saída do gás ( $T_{gI}$  e  $Y_I$ ). Para o sólido, aqueles valores são conhecidos enquanto que para o gás, fornecem-se valores, por tentativa e erro, avaliados ao final da simulação, através da temperatura e umidade do gás de entrada obtidos. As condições experimentais do gás de secagem são conhecidas; considera-se o processo de simulação concluído quando a temperatura e umidade do gás calculadas são iguais aos valores experimentais, alimentados como condições de contorno a serem obedecidas. No programa que realiza a simulação, estabeleceu-se como critério de convergência que a diferença entre temperatura calculada e temperatura de secagem não pode ser maior que  $0,5^{\circ}\text{C}$ . Não cumprido este critério, as novas condições do ar da saída são determinadas, através de um balanço global de massa e energia e é reiniciado o processo. Como podem ocorrer casos em que a umidade do gás de saída fornecida no início do simulação está acima do valor de saturação, foi introduzido no programa de cálculo uma sub-rotina, que determina a umidade de saturação do gás e reduz, se necessário, o valor inicial alimentado, a uma umidade abaixo da de saturação. As vazões de gás e de sólido também são fornecidas no início da simulação. Os demais parâmetros necessários ao desenvolvimento da simulação são determinados conforme procedimento descrito no ítem 3.4.

Quando se simula a operação de secadores em fluxo concorrente, o material sólido contacta o gás de entrada e não há necessidade de cálculos iterativos. A simulação termina quando é atingido o comprimento de leito desejado.

### 3.5.1 - Ajuste do modelo a dados experimentais

TELIS (1988) procedeu à secagem de proteína texturizada de soja em secador a leito deslizante, estudando o efeito da variação de diversas variáveis no desempenho do secador. O autor estudou a influência da variação da vazão de gás, vazão de sólido e temperatura do gás na secagem do produto. Estes dados experimentais foram obtidos para uma ampla faixa de vazões de sólidos. A Figura 3.1 apresenta um esquema do secador utilizado por TELIS (1988). Uma breve descrição do equipamento e as medidas experimentais realizadas pelo autor encontram-se descritas no Anexo A.

Para simulação dos resultados experimentais com o modelo descrito pelas equações 3.1 a 3.4, considerou-se que a distribuição de tempos de residência era a de fluxo pistão em série com tanque agitado e uma certa proporção de volume morto, que foi a *DTR* encontrada por HUBINGER & MENEGALLI (1989). A equação que descreve a função distribuição de tempo de residência na saída, para escoamento pistão em série com tanque agitado, é a equação 3.5, encontrada no item 3.2. A curva característica da distribuição de tempo de residência em função da média das vazões de sólido pode ser vista no Apêndice A e o ajuste da equação 3.5 aos dados experimentais foi feito através de um programa para ajustes não lineares. O programa, de nome comercial EUREKA, utiliza o método de passos descendentes (MARQUARDT, 1959, citado por DANIEL & WOOD, 1980). Os valores obtidos pelo ajuste são  $R = 5,65$  e  $u = 0,35$ , sendo que  $R$  é a relação entre volume total e volume do tanque agitado e  $u$  é a relação entre volume do pistão e volume total do secador (fração de secador que apresenta escoamento pistão), de acordo com o exposto nas equações (3.5) e (3.6).

Dados experimentais obtidos com escoamento do tipo pistão com dispersão axial também foram considerados e o ajuste do modelo a esses dados também foi verificado. O número de dispersão axial encontrado nas condições experimentais (número de Peclet, definido no item 3.2) foi de 0,025.

As Figuras 3.3, 3.4, 3.5, 3.6, 3.7 e 3.8 mostram os resultados simulados e os dados experimentais obtidos por TELIS (1988). As condições de operação do secador em cada um dos experimentos constam da própria figura. Para se estimar os desvios de cada ensaio, calcula-se o coeficiente da variação do desajuste. Esse coeficiente é obtido a partir da média dos quadrados dos resíduos, que segundo DANIEL & WOOD (1980) é calculado como segue:

$$MQR = \frac{1}{N} \sum (Y_e - Y_c)^2 \quad (3.51)$$

onde  $(Y_e - Y_c)$  é o resíduo, a diferença entre o valor experimental  $Y_e$ , e o simulado  $Y_c$  e  $N$  é o número de observações ou resíduos.

O coeficiente de variação do ajuste é obtido, então, pela expressão:

$$\gamma = \frac{(MQR)^{1/2}}{\bar{Y}} \quad (3.52)$$

onde  $\bar{Y} = \frac{1}{N} \sum Y_e$  ou seja, o valor médio dos valores experimentais observados.

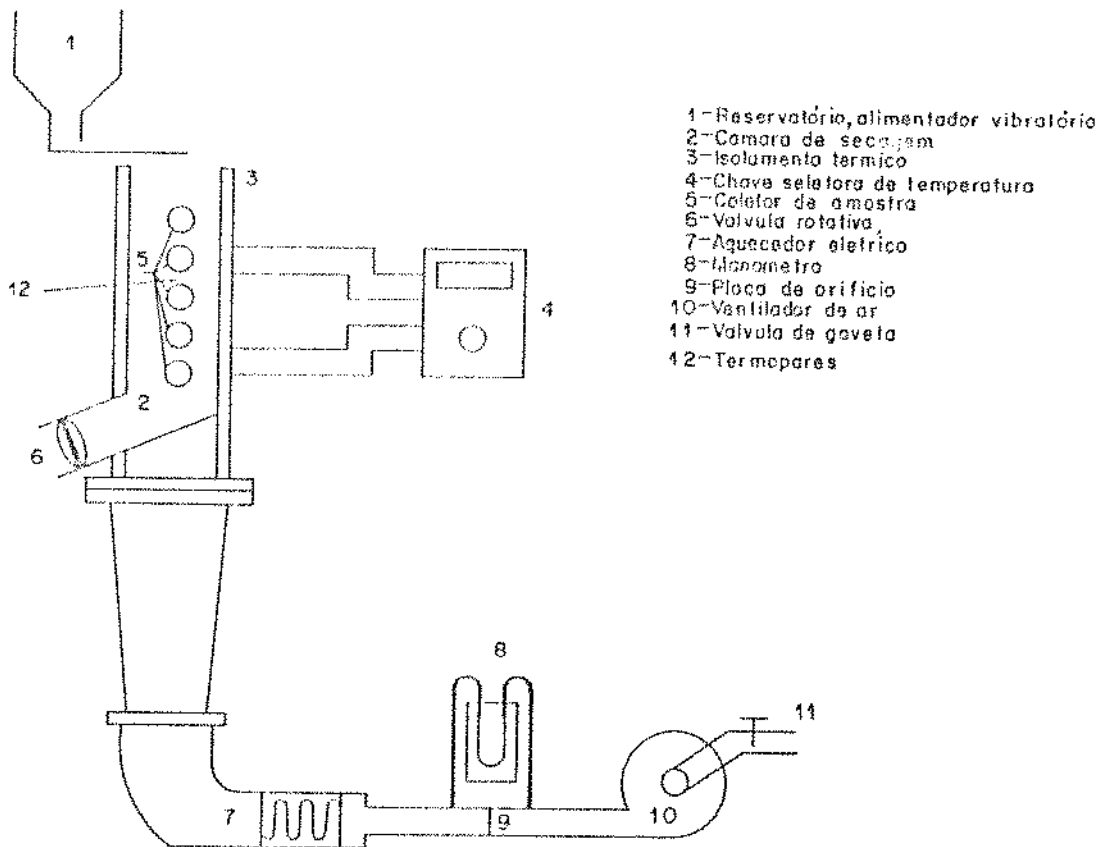


Figura 3.1 - Secador a leito deslizante empregado nos trabalhos experimentais

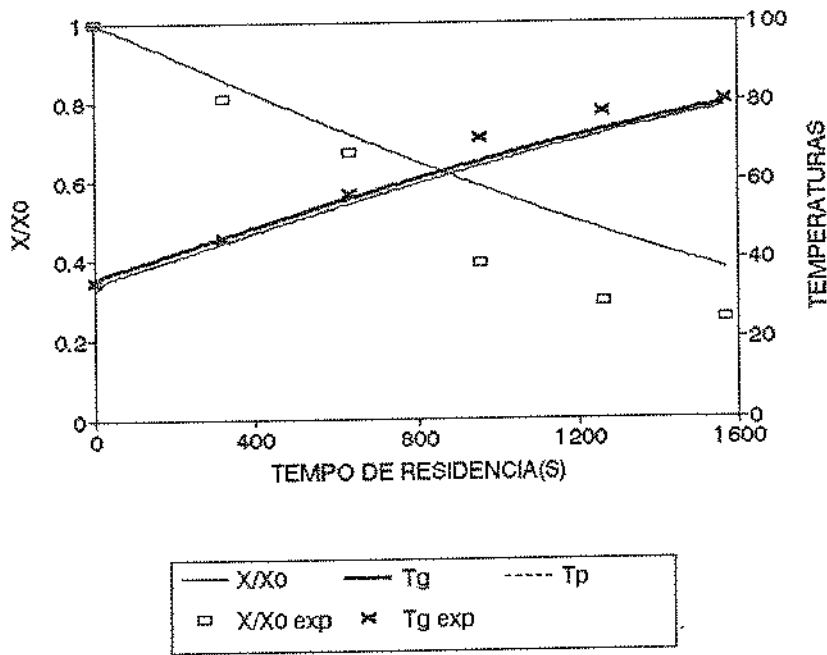


Figura 3.3 - Perfil de Umidade e Temperatura  $w_g = 3,03 \times 10^{-2}$   $w_p = 3,0 \times 10^{-3}$   $X_0 = 0,24$   $T_{ge} = 80^0C$

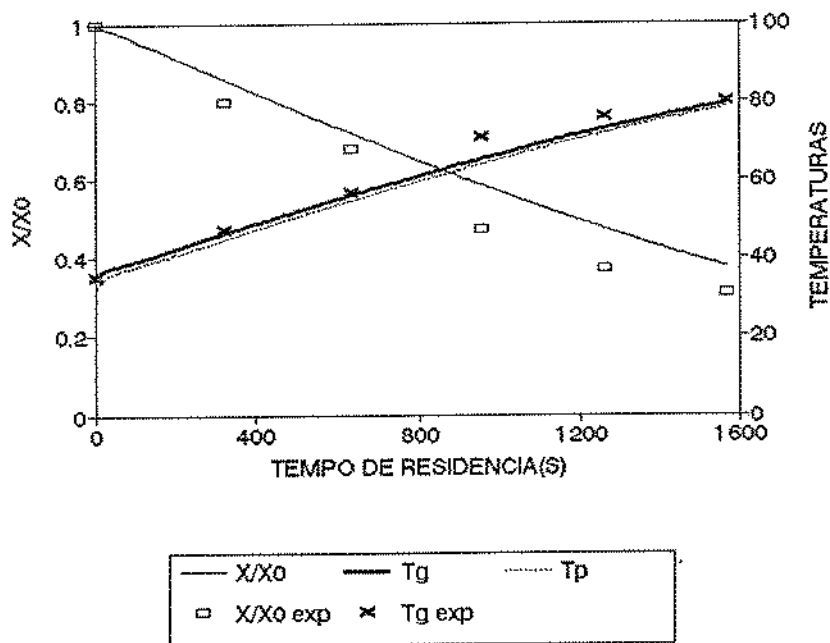


Figura 3.4 - Perfil de Umidade e Temperatura  $w_g = 3,03 \times 10^{-2}$   $w_p = 3,0 \times 10^{-3}$   $X_0 = 0,242$   $T_{ge} = 80^0C$



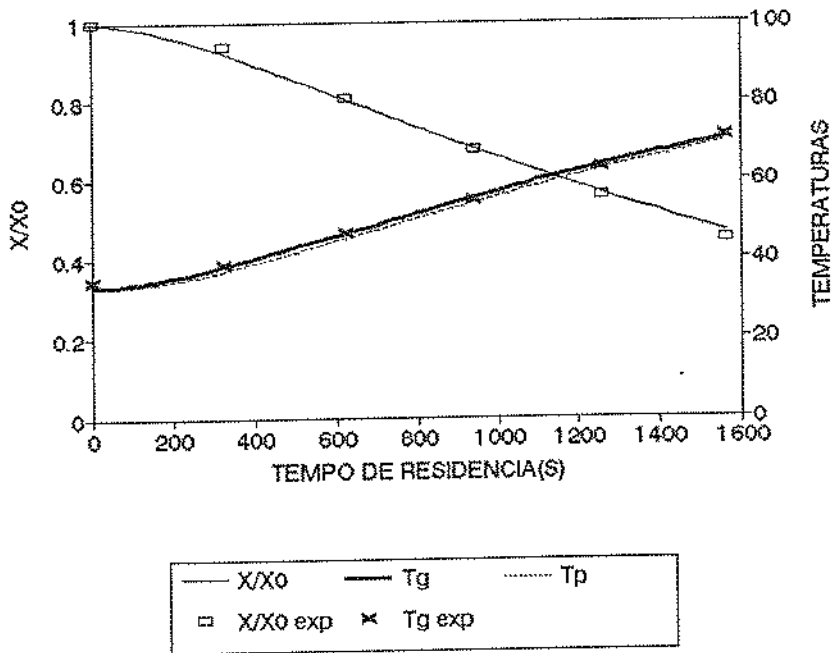


Figura 3.5 - Perfil de Umidade e Temperatura  $w_g = 3,03 \times 10^{-2}$   $w_p = 3,0 \times 10^{-3}$   $X_0 = 0,248$   $T_{ge} = 70^{\circ}C$

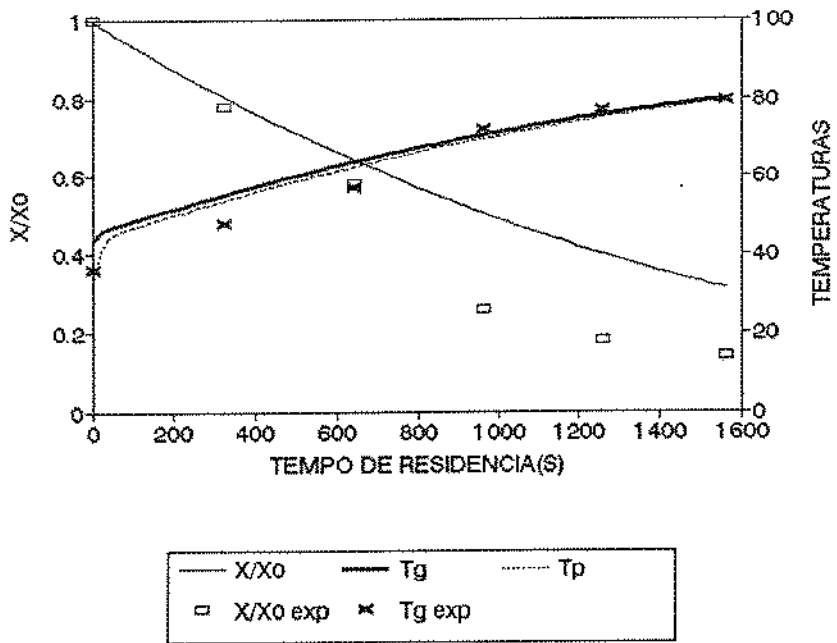


Figura 3.6 - Perfil de Umidade e Temperatura  $w_g = 4,0 \times 10^{-2}$   $w_p = 3,0 \times 10^{-3}$   $X_0 = 0,246$   $T_{ge} = 80^{\circ}C$

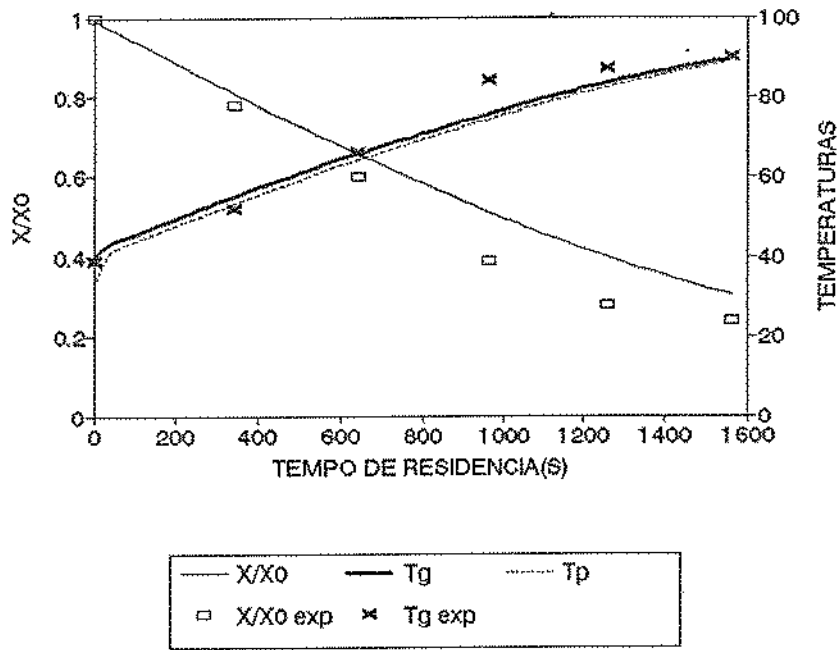


Figura 3.7 - Perfil de Umidade e Temperatura  $w_g = 3,0 \times 10^{-2}$   $w_p = 3,0 \times 10^{-3}$   $X_0 = 0,244$   $T_{ge} = 90^{\circ}\text{C}$

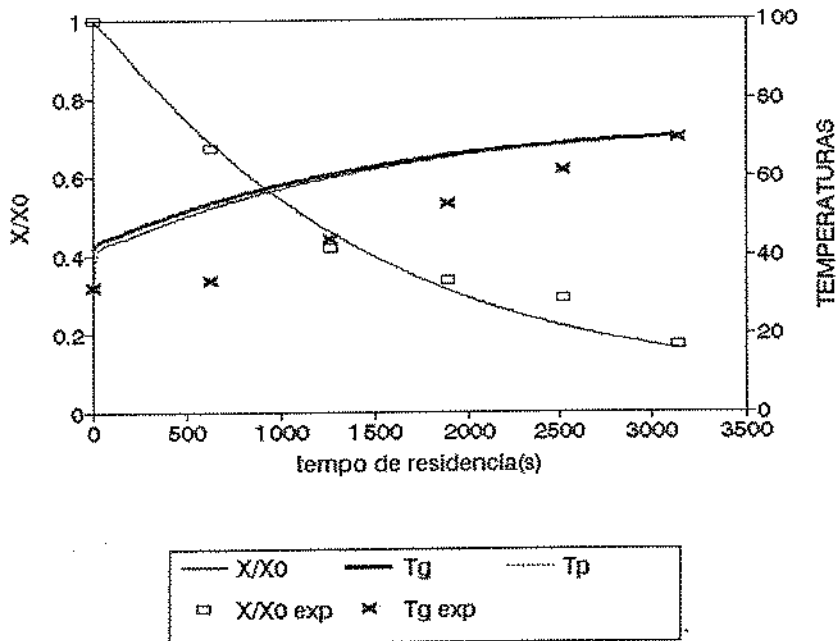


Figura 3.8 - Perfil de Umidade e Temperatura  $w_g = 3,0 \times 10^{-2}$   $w_p = 1,5 \times 10^{-3}$   $X_0 = 0,254$   $T_{ge} = 70^{\circ}\text{C}$

Os coeficientes de variação do ajuste para cada uma das situações analisadas são mostrados na Tabela 3.2.

**Tabela 3.2 - Coeficiente de Variação do Ajuste para Diferentes Situações Experimentais**

Situações Analisadas	Coeficientes de Variação (%)	$X/X_0$	Temperatura do gás ( $^{\circ}\text{C}$ )	Temperatura da Partícula ( $^{\circ}\text{C}$ )
Figura 3.3		21,8	5,07	6,2
Figura 3.4		11,7	8,74	8,56
Figura 3.5		1,6	1,7	10,3
Figura 3.6		31,0	8,5	10,5
Figura 3.7		12,16	5,8	9,2
Figura 3.8		8,0	25,3	25,6

Verifica-se pela análise dos coeficientes de variação, que os erros nos ajustes obtidos através do modelo proposto no item 3.2 não são grandes, exceto para duas situações. Na Figura 3.6, observa-se que o coeficiente de variação é de 31% no ajuste de  $X/X_0$  e na Figura 3.8, embora o desvio no ajuste de  $X/X_0$  seja pequeno, os coeficientes de variação para temperatura do gás e temperatura da partícula são altos (25%).

Muitas podem ser as causas desses dois desajustes consideráveis aparecerem, porém, a mais provável é a correção devida à distribuição de tempo de residência, que se introduz no cálculo da taxa diferencial de umidade média. Como se desconhece a distribuição de tempo de residência que se tinha nos experimentos realizados por TELIS (1988) e se considera a *DTR* obtida por HUBINGER & MENEGALLI (1989), os desajustes podem estar sendo causados por este fator. É importante esclarecer que o equipamento usado nos dois estudos era o mesmo. A maioria das figuras, porém, apresenta pequenos desvios entre os resultados experimentais e simulados, permitindo que se considere que o modelo ajusta bem

os dados experimentais.

Ajustes foram feitos no equipamento utilizado por TELIS (1988) e melhoras no escoamento do sólido puderam ser observadas. Assim outra situação de *DTR* foi observada experimentalmente, a de escoamento pistão com dispersão axial, as Figuras 3.9 e 3.10 apresentam os resultados simulados e os experimentais obtidos.

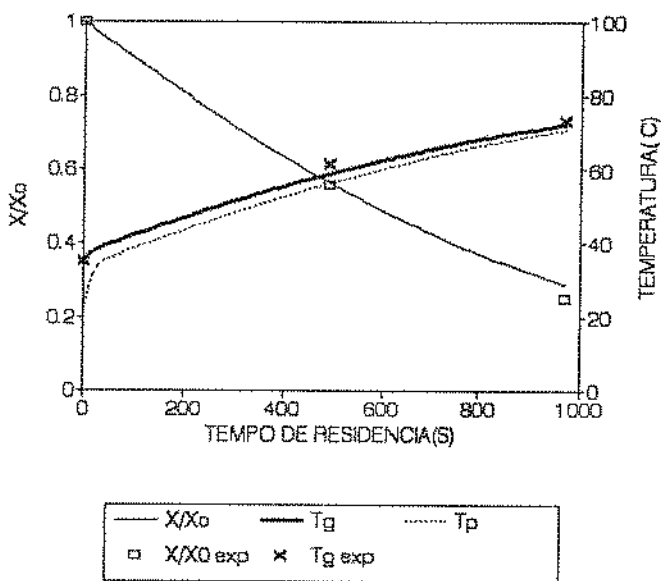


Figura 3.9 - Perfil de umidade e temperatura para fluxo pistão com dispersão axial  
 $T_g = 73^{\circ}\text{C}$   $w_g/w_p = 16$   $X_0 = 0,30$

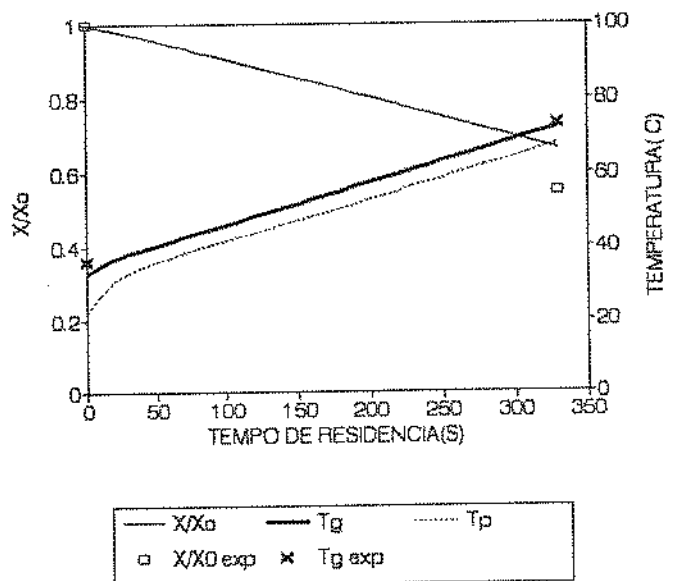


Figura 3.10 - Perfil de umidade e variação da temperatura para fluxo pistão com dispersão axial  
 $T_g = 72^{\circ}\text{C}$   $w_g/w_p = 8,3$   $X_0 = 0,29$

Os coeficientes de variação do ajuste para as duas situações analisadas para fluxo pistão com dispersão axial são mostrados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Coeficientes de variação do ajuste para a situação experimental de fluxo pistão com dispersão axial

Situação Analisada	Coefficiente de Variação (%)	$X/X_0$	Temperatura do gás ( $^{\circ}\text{C}$ )
Figura 3.9		3,8	5,7
Figura 3.10		9,1	4,6

As variações da temperatura da partícula não são avaliadas, pois não se dispõem de resultados experimentais. Pelos coeficientes de variação do ajuste encontrados para os valores de  $X/X_0$  e da temperatura do gás, pode-se afirmar que o modelo ajusta bem dados experimentais.

### 3.6 - Conclusões

- Apresenta-se um modelo para simulação da operação de secador a leito deslizante, baseado nas equações diferenciais de transporte de calor e massa.
- Como foram verificados experimentalmente dois tipos de escoamento do sólido, diversos do escoamento tubular ideal, calcula-se um fator de desvio para correção da umidade do sólido. Supôs-se que a temperatura do gás, temperatura da partícula e umidade do gás não foram afetadas pela distribuição de tempo de residência.
- A equação diferencial para cálculo da taxa de variação da umidade média foi estabelecida, supondo uma cinética de tipo exponencial, em união à função de distribuição de tempo de residência  $E(\theta)$ .
- Através desta metodologia, pode-se calcular a influência da  $DTR$ , independentemente do modelo de escoamento proposto, bastando para isso a medida da curva de  $E(t)$ , determinada experimentalmente.
- Para a aplicação e uso do modelo foi necessário determinar-se várias propriedades físicas e a descrição dos métodos empregados também é apresentada neste capítulo.
- Por fim, o ajuste do modelo a dados experimentais obtidos em secador a leito deslizante é verificado e pode-se afirmar que este ajuste é bom. É importante salientar que, no modelo desenvolvido, foram empregados dados de cinética obtidos em batelada, com dados de equilíbrio e do modelo de distribuição de tempo de residência encontrados em experiências realizadas independentemente.

## 4 - EXERGIA E EFICIÊNCIA TÉRMICA

### 4.1 - Introdução

Em consequência da escalada de preços do petróleo na década de 70, o setor industrial buscou formas de melhorar o aproveitamento energético em processos industriais. Grandes progressos foram feitos no sentido de melhorar as eficiências de conversão de energia e na institucionalização de políticas de conservação da mesma.

Na área de secagem, vários pesquisadores tentaram encontrar formas de aumentar a eficiência térmica do processo. STRUMILLO & KUDRA (1986) citam que na literatura disponível relativa à conservação de energia na indústria, cerca de 200 artigos são relacionados à secagem industrial. A importância do tema é tão grande, que um novo enfoque deve ser dado aos secadores e sua operação.

Como a desidratação é um método de eliminação de água energeticamente intensivo, ao se optar por um método de secagem, o aspecto econômico deve ser amplamente ponderado.

Podem ser mencionados alguns artigos que discutem as estratégias a serem implementadas para secadores específicos.

RICHARDT (1981) discute a eficiência e aplicações de diferentes princípios de recuperação de energia, para secadores "spray", com ênfase em sistemas que reaproveitam o ar de saída do secador. Um ábaco que possibilita determinar a eficiência térmica de um secador "spray" com reaproveitamento do ar de secagem, em função da eficiência do recuperador e de um fator de economia decorrente da instalação do sistema, é apresentado.

Já MASTERS (1984) apresenta uma revisão das opções disponíveis para projetar secadores "spray" e de leite fluidizado, com melhoramento da eficiência térmica. Consumos específicos de energia (kJ/kg água evaporada) para secadores com e sem recirculação parcial do ar de secagem são mostrados, com vantagens para os sistemas com reaproveitamento.

Para secadores de túnel, BERTIN & BLAZQUEZ (1986) e BERTIN & SROUR (1986) apresentam a simulação da secagem de frutas, com o objetivo de otimizar o processo de

secagem, através da procura da capacidade ótima de produção. Estudaram a produção de frutas em função da carga das bandejas e velocidade do ar, tendo como limite a máxima temperatura e o conteúdo final de umidade permitidos.

Nos diversos trabalhos, várias funções objetivo são escolhidas para otimização energética do processo. Os critérios são apresentados nos itens a seguir.

## 4.2 - Eficiência Térmica

Para a maioria dos secadores convectivos, a energia requerida para evaporação da umidade e, portanto, a energia perdida na corrente de ar de saída é o principal componente da demanda energética de um secador. A eficiência energética (ou térmica) de um secador (E.T.) ou eficiência baseada na Primeira lei da termodinâmica, pode ser definida pela equação:

$$E.T = \frac{\text{energia demandada para evaporar umidade a } T}{\text{energia total fornecida ao secador}}$$

onde  $T$  é a temperatura de alimentação do sólido.

A medida de consumo de energia e da avaliação da eficiência do secador são objeto de estudo de alguns autores. HILL & ASHWORTH (1981), BIMBINET (1982), STRUMILLO *et alii* (1986, 1989) propõem fórmulas para se determinar a eficiência térmica. Os primeiros autores sugerem a seguinte equação para determinação da eficiência, relativa à energia requerida para evaporação da umidade na temperatura de alimentação do sólido ( $T_{pl}$ ):

$$E.T. = \frac{\Delta H_s}{\{(\Delta H_s + C_{pav} (T_{g2} - T_{pl})) \left[ 1 + \frac{C_{pg}^2 (T_{g2} - T_a)}{C_{pg}^1 (T_{g1} - T_{g2})} \right] \}} \quad (4.1)$$

onde:  $C_{pg}$  = calor específico do gás

$C_{pav}$  = calor específico do vapor de água

$\Delta H_s$  = calor latente de vaporização à temperatura de entrada do sólido

$T_{g1}$  = temperatura de entrada do gás  
 $T_{g2}$  = temperatura de saída do gás  
 $T_{p1}$  = temperatura de entrada do sólido

Através desta equação, observa-se que a eficiência é maximizada a baixas temperaturas de saída do gás e altas temperaturas de bulbo úmido, quando a capacidade de carregar umidade deste ar é maior. Segundo o autor, para a maioria das operações de secagem, uma eficiência ideal de 80% e uma eficiência real de, no mínimo, 60% devem ser atingidas, se o secador opera adequadamente.

STRUMILLO *et alii* (1986) apresentam uma otimização multiobjetivo para secagem de fosfato de zinco em leito de jorro. Os autores analisaram a dependência entre critérios energéticos e de qualidade (eficiência térmica, consumo de energia unitária para água e produto seco) e determinaram a temperatura de entrada do ar, taxa de alimentação, conteúdo inicial de umidade e granulometria inicial do material, que satisfizessem os critérios apresentados. Neste trabalho, a eficiência térmica foi definida como:

$$E.T = \frac{w_a \Delta H}{w_g C_{pg} (T_1 - T_2)} \quad (4.2)$$

onde:  $w_a$  = vazão mássica de água evaporada  
 $\Delta H$  = entalpia de vaporização da água na temperatura de secagem (a  $T_1$ )  
 $w_g$  = vazão mássica de gás  
 $C_{pg}$  = calor latente do gás, a pressão constante  
 $T_1$  = temperatura de entrada do gás de secagem  
 $T_2$  = temperatura de saída do gás de secagem

Esta eficiência térmica relaciona a energia gasta na evaporação de água com o calor sensível fornecido pelo gás e não avalia, na realidade, toda a energia dispendida para aquecer o gás, fornecendo valores de eficiência térmica maiores que os reais.

KAMINSKI *et alii* (1989), ao otimizarem um processo de secagem de lisina, pelo mesmo método multiobjetivo empregado no artigo citado anteriormente, analisam apenas um critério energético, também denominado de eficiência térmica, mas com algumas diferenças



em relação ao apresentado anteriormente. A nova equação apresentada pelos autores mostra que:

$$E.T = \frac{w_a \Delta H}{w_g C p_g (T_1 - T_a)} \quad (4.3)$$

onde  $T_a$ , neste caso, é a temperatura ambiente. Têm-se, então, uma avaliação muito mais real da eficiência do secador, visto que toda energia necessária para aquecer o gás, da temperatura ambiente até a temperatura de secagem, está sendo considerada, embora não se tenha levado em conta as perdas no próprio processo de aquecimento do gás.

Critérios para a avaliação do desempenho de secadores convectivos são fornecidos também por BIMBINET (1982). O autor define, primeiramente, o consumo específico de energia, que é a energia térmica dispendida para operar o secador dividida pela massa de água removida, no mesmo período de tempo:

$$C.C.E. = \frac{\dot{Q}_h}{w_a} \quad \text{em } J \text{ ou } kJ/kg \text{ água} \quad (4.4)$$

onde:  $\dot{Q}_h = w_g C p_g (T_1 - T_a)$

A partir deste critério, outro foi definido como a razão de consumo energético a uma temperatura  $T^{\circ}C$ .

Assim:

$$R.C.E. = \frac{C.C.E.}{\Delta H_{v1\theta}} \quad (4.5)$$

Esse índice se refere à necessidade de comparar o consumo de energia àquele que seria necessário, se calor fosse usado apenas para evaporar água a uma dada temperatura  $T$ . Neste caso, o valor de  $R.C.E.$  seria o inverso do valor de eficiência térmica definida pela equação (4.3).

Neste artigo, valores aceitáveis são apresentados para secadores, operando sem sistemas especiais de recuperação de calor, e para evaporadores na indústria de alimentos.

Tabela 4.1 - Valores de *C.E.E*, *R.C.E* e *E.T*. para secadores e evaporadores (Fonte: *Criteria of Energetic Performance for Convection - Type Dryers*, J.J. BIMBINET, *Drying's* 1982).

	C.C.E. (kJ/kg)	R.C.E.	Eficiência Térmica
Secadores convectivos	3.300-6.500	1,5 - 3	0,3 - 0,7
Secadores evaporativos	2.500-3.300	1,1 - 1,5	0,7 - 0,9
Evaporadores múltiplos efeito	250 a 1210	0,13 - 0,5	2 - 8
Evaporadores com recompressão mecânica	70 a 150	0,03 - 0,07	15 - 30

Torna-se possível, com esses valores, comparar resultados práticos obtidos e verificar se são aceitáveis.

## 4.3 - Exergia

### 4.3.1 - Introdução

A avaliação exérgica dos processos que envolvem transferência de calor tem sido objeto de estudo na última década. A revitalização do conceito de exergia ocorreu devido ao crescente interesse no uso eficiente de energia, reforçado pelo papel crítico que passou a desempenhar nos processos industriais, resultado do aumento notável e continuado no preço dos combustíveis.

A partir de idéias desenvolvidas por Sir Walter Thompson, Tail e Maxwell foi, provavelmente, GOUY (1889) o primeiro a escrever uma análise extensa sobre exergia e seu uso prático. A primeira menção explícita do nome da propriedade foi feita por MAXWELL (1871) (em inglês é chamada de "thermodynamic availability" ou "exergy"). Posteriormente GIBBS (1931) discute a exergia do sistema e vizinhanças, com análise da representação

geométrica das propriedades termodinâmicas das substâncias por meio de superfícies. KEENAN (1949) propôs-se a definir e discutir a propriedade do ponto de vista de suas aplicações a sistemas fechados e a processos de fluxo em estado estacionário.

Uma revisão crítica e histórica dos teoremas da exergia e sua aplicação a processos físicos foi realizada por HAYWOOD (1974). A análise exérgica permite dizer o que ocorre com um sistema, conhecendo-se suas interações com as vizinhanças, o que implica não ser necessário conhecer com detalhes o que ocorre no seu interior (ROTSTEIN & FORNARI, 1984).

Embora o conceito não seja novo, apenas dos anos 70 em diante, vem sendo aplicado mais sistematicamente a processos que incorrem em grandes consumos de energia, com o objetivo de otimização da troca e recuperação interna da energia térmica entre as diversas etapas de um processo. Outros usos tem sido na análise do consumo de energia em operações unitárias, seleção de novas tecnologias e avaliação de processos de obtenção de produtos químicos (SUSSMAN, 1980 e ROTSTEIN & FORNARI, 1984).

Um trabalho muito mencionado é o realizado por EVANS & TRIBUS (1965), que aplicaram a análise de destruição de exergia ao tratamento de água do mar, procurando as condições em que o custo de obtenção de água fresca é mínimo.

KOTAS (1986) propõe o uso da análise de destruição de exergia para indústrias químicas e avalia os processos de criogenia e destilação, em particular.

ROTSTEIN e TRÄGARDH, em capítulos distintos de um livro editado por SINGH (1986), analisam exérgicamente unidades processadoras de alimentos, com enfoque específico em unidades processadoras de tomate e derivados de amido.

A análise exérgica aplicada a equipamentos, com o objetivo de encontrar o número ótimo de unidades de transferência para todas as configurações elementares de fluxo (contra-corrente, paralelo e cruzado) é feita para trocadores de calor por EVANS & VON SPAKOVSKY (1991). Em publicação anterior, BRZUSTOWSKI & GOLEM (1977) calculam uma eficiência integrada para trocadores de calor de fluxo paralelo e contra-corrente, através de uma análise exérgica do sistema. BEJAN (1988) faz o mesmo para equipamentos de

refrigeração.

Para processos que envolvem transferência de calor e massa, como é o caso da secagem, poucos trabalhos são encontrados, com enfoque em projeto de equipamentos e análise da destruição da exergia.

SIENIUTYCZ *et alii* (1978, 1979, 1982, 1983, 1984 e 1990) propõem a otimização de secadores, baseada no cálculo do custo mínimo econômico, para secadores de leito fluidizado. Em seu trabalho mais abrangente (1984), o autor propõe um tratamento consistente para determinar a poupança de energia na secagem, com base em um balanço exergético num secador qualquer. A importância de se procurar um processo ótimo, minimizando a soma dos custos de energia e investimentos, como referência para determinar a função "capacidade de poupança" ("saving ability"), é estabelecida e o procedimento de otimização de vários processos de secagem de sólidos granulares é desenvolvido. Em seu último artigo, é apresentada a otimização de um secador de leito fluidizado multiestágio, tomando como variáveis de decisão a entalpia do gás, sua umidade e o fluxo de gás de entrada.

#### 4.3.2 - Cálculo da função exergia para sistemas de adsorção

ROTSTEIN & FORNARI (1984) recordam que as mudanças de um sistema também podem ser avaliadas conhecendo-se as mudanças em sua vizinhança, ou seja, pode-se dizer o que ocorre com um sistema, conhecendo-se suas interações com as vizinhanças, sem necessidade de conhecer com detalhe o que ocorre no seu interior. Para avaliar a destruição de exergia de um sistema, é conveniente considerar o seguinte sistema aberto:

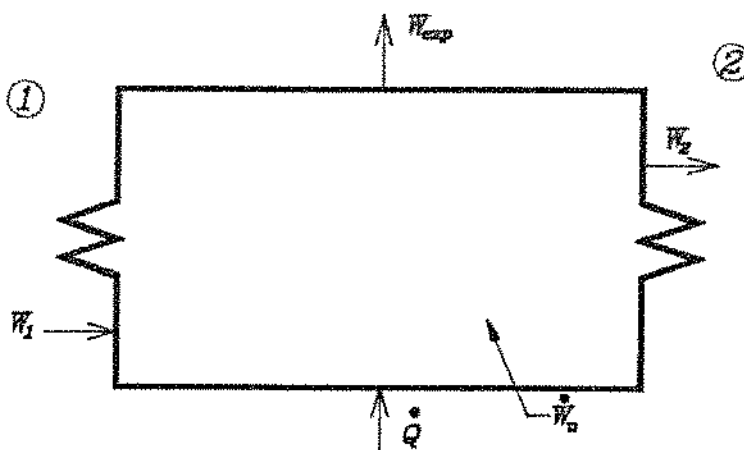


Figura 4.1 - Sistema aberto com uma linha de entrada e uma de saída

Este sistema está em estado estacionário e seu balanço de energia é expresso pela equação:

$$w(\hat{H}_2 - \hat{H}_1) = \dot{Q} + \dot{W}_u \quad (4.6)$$

onde:  $w$  = vazão mássica (kg/h)

$H$  = entalpia (J)

$Q$  = calor trocado com o meio (J)

$W_u$  = trabalho útil (J)

e o balanço de entropia para o mesmo sistema, tem como expressão a equação:

$$w(\hat{S}_2 - \hat{S}_1) = \int \frac{\delta \dot{Q}}{T} + \dot{R}_s \quad (4.7)$$

onde:  $S$  = entropia (J/K)

$T$  = temperatura (K)

$\dot{R}_s$  = geração de entropia (J/K s)

As vizinhanças do sistema mantêm um estado constante e uniforme, ou seja, a temperatura das vizinhanças  $T^0$ , não se modifica com o tempo e tem o mesmo valor em todos os pontos e a transferência de calor para as vizinhanças é suposta reversível. Nestas condições, podem-se expressar as mudanças de calor e entropia do sistema em função das vizinhanças, reescrevendo as equações (4.6) e (4.7). Assim:

$$w(\hat{H}_2 - \hat{H}_1) = -|\dot{Q}_v| + \dot{W}_u \quad (4.8)$$

e

$$w(\hat{S}_2 - \hat{S}_1) = -\frac{|\dot{Q}_v|}{T^0} + \dot{R}_s \quad (4.9)$$

onde  $\dot{Q}_v$  é o calor perdido para o ambiente.

Portanto:

$$w[\hat{H}_2 - \hat{H}_1 - T^0(\hat{S}_2 - \hat{S}_1)] = -\dot{Q}_v + \dot{W}_u + \dot{Q}_v - T^0\dot{R}_s \quad (4.10)$$

O sub-índice  $v$  refere-se às vizinhanças do sistema.

Eliminando os termos comuns:

$$w[\hat{H}_2 - \hat{H}_1 - T_v(\hat{S}_2 - \hat{S}_1)] = \dot{W}_u - T^0\dot{R}_s \quad (4.11)$$

A equação (4.11) é interessante porque reúne o primeiro e segundo princípio da termodinâmica. A expressão entre colchetes no lado esquerdo da equação é definida como mudança de exergia. A exergia ou trabalho útil disponível pode ser definida como a máxima quantidade de trabalho que pode ser extraída de uma massa unitária, enquanto esta massa entra em equilíbrio com as condições ambientes. Assim a exergia  $\hat{B}$  é:

$$\hat{B} = \hat{H} - T^0 \hat{S} \quad (4.12)$$

onde:  $\hat{B}$  = exergia referida à unidade de massa

$\hat{H}$  = entalpia

$\hat{S}$  = entropia referida à unidade de massa

$T^0$  = temperatura de referência

e a variação entre a entrada e saída em um sistema aberto em estado estacionário resulta das equações (4.11) e (4.12):

$$w(\hat{B}_2 - \hat{B}_1) = \dot{W}_u - T^0\dot{R}_s \quad (4.13)$$

Como a exergia é uma combinação linear de funções de estado é, por sua vez, uma função de estado. Dividindo a equação (4.13) pela vazão mássica:

$$\hat{B}_2 - \hat{B}_1 = \dot{W}_u - T^0 \hat{R}_s \quad (4.14)$$

A exergia é sempre medida em relação a um estado de repouso ou referência. No caso, é a condição ambiente real média em Campinas:  $T^0 = 25^{\circ}\text{C}$ ,  $UR = 65\%$  e  $P_{\text{atm}} = 712 \text{ mm Hg}$ .

Para sistemas que não realizam trabalho útil ( $\dot{W}_u$ ), a equação (4.14), que permite determinar a variação de exergia, se reduz a:

$$\hat{B}_2 - \hat{B}_1 = -T^0 \hat{R}_s \quad (4.15)$$

Pode-se constatar que a destruição de exergia é diretamente proporcional à geração de entropia, ou seja, está se avaliando, no caso, a irreversibilidade do sistema.

Para um processo de secagem, a destruição de exergia de um sistema seria a diferença entre as exergias das correntes de saída e as exergias das correntes de entrada.

$$\Delta B = (\dot{w}_g \hat{B}_{ys} + \dot{w}_p \hat{B}_{ps}) - (\dot{w}_g \hat{B}_{ye} + \dot{w}_p \hat{B}_{pe}) \quad (4.16)$$

onde:  $B_y$  se refere à exergia do ar úmido  
 $B_p$  se refere à exergia do sólido  
 sub-índice  $s$  condições de saída  
 sub-índice  $e$  condições de entrada

As exergias das fases gasosa e sólida são funções do conteúdo de água e temperatura.

BEJAN (1988) apresenta a maneira clássica de descrever as propriedades termodinâmicas da mistura ar seco e vapor de água. O ar úmido é tratado como uma mistura ideal de gases, com dois componentes (ar seco e vapor de água) que exibem individualmente comportamento de gás ideal. O estado de qualquer mistura de ar seco e vapor de água é estabelecido por três propriedades, por exemplo, pela temperatura  $T$ , pressão  $P$  e composição. Esta última implica em especificar uma das duas frações molares,  $x_g$  ou  $x_{av}$ , porque sua soma é igual a 1:

$$x_g + x_{av} = 1 \quad (4.17)$$

Existem alternativas para não se usar frações molares. Uma delas é especificar a razão mássica, chamada de umidade absoluta:

$$y = \frac{m_{av}}{m_g} \quad (4.18)$$

que representa o número de quilogramas de água que corresponde a um quilograma de ar seco, na dada mistura. Outra maneira é especificar a razão de frações molares:



$$\bar{y} = \frac{x_{av}}{x_g} = \frac{n_{av}}{n_g} \quad (4.19)$$

que representa o número de moles de vapor de água correspondentes a 1 mol de ar seco na mistura.

A exergia de uma mistura pode ser calculada como:

$$B_y = \bar{B}_g + y \bar{B}_{av} \quad (4.20)$$

onde  $\bar{B}_g$  e  $\bar{B}_{av}$  são as exergias parciais do ar seco e da água na fase vapor. O Apêndice

C apresenta a dedução completa das equações para exergia do ar e do sólido. Como o ar úmido pode ser considerado como uma mistura ideal, as exergias parciais podem ser consideradas iguais às exergias dos componentes puros, medidas a  $T$  e  $P_i$ , que são a temperatura e pressão parcial presentes na solução. Portanto, a exergia de um componente com relação à sua condição de referência ( $T^0$ ,  $P_i^0$ ) pode ser calculada como:

$$B = \hat{C}_p(T-T^0) - T^0 C_p \ln \frac{T}{T^0} + \frac{R}{P.M.} T^0 \ln \frac{P_i}{P_i^0} \quad (4.21)$$

onde:  $T$  = temperatura do gás de secagem, em K  
 $T^0$  = temperatura de referência  
 $R$  = constante universal dos gases  
 $P.M.$  = peso molecular do componente  
 $P_i$  = pressão parcial do gás  
 $P_i^0$  = pressão parcial na condição de referência

Dessa forma, a exergia de ar úmido por quilo de ar seco pode ser escrita como:



$$\hat{B}_y = \hat{B}_g + y\hat{B}_{av} = (C_{pg} + yC_{pav})(T - T^0 - T^0 \ln T/T^0) + T^0 \left[ R_g \ln \frac{y^0 + \mathcal{E}}{y + \mathcal{E}} + yR_a \right. \\ \left. \ln \left[ \frac{y^0 + \mathcal{E}}{y + \mathcal{E}} \frac{y}{y^0} \right] \right] + T^0 (R_g + yR_{av}) \ln \frac{P}{P^0} \quad (4.22)$$

- onde:  $\hat{B}_g$  = exergia do ar seco, em kJ/kg ar seco  
 $\hat{B}_{av}$  = exergia do vapor de água, em kJ/kg água  
 $y$  = umidade absoluta, kg água/kg ar seco  
 $C_p$  = calor específico a pressão constante, em kJ/kg K  
 $R_g, R_{av}$  = constante universal dos gases para ar seco e água, em kJ/kmol K  
 $\mathcal{E}$  = relação entre peso molecular da água e peso molecular do ar seco.

Esta última equação foi aplicada por KATO (1985), ao realizar a avaliação exérgica de grãos, especialmente direcionada aos métodos de secagem de arroz.

O primeiro, segundo e terceiro termos da equação referem-se, respectivamente, à contribuição à exergia por mudança de temperatura com respeito à temperatura de referência, umidade e pressão total. A condição de referência é a condição ambiente média e no tipo de secador com que se trabalhou, o termo relativo à pressão total é igual a zero.

A Figura 4.2 mostra a exergia do ar úmido, calculada por esta equação, quando a condição de referência é a condição ambiente, em função da umidade do ar e da temperatura.

Observa-se que a condições próximas às condições de referência, a exergia tem um valor muito próximo de zero ou igual a zero e à medida que o gás se afasta dessa situação, ocorre um aumento da exergia. Nota-se ainda que a contribuição à exergia devido às mudanças de temperatura parecem ser significativas somente a condições distantes da condição de referência. A contribuição devida à umidade do gás é pequena, devendo-se notar, contudo, que aqui se está trabalhando numa faixa estreita de umidade do mesmo.

Para o sólido úmido, pode-se usar um método equivalente de cálculo de exergia. O sólido úmido pode ser considerado como uma solução homogênea composta pela água

adsorvida e o sólido adsorvente. Sua exergia por 1 kg de matéria seca pode, então, ser calculada como:

$$\hat{B}_p = \hat{B}_d + X \hat{B}_{al} \quad (4.23)$$

onde:  $\hat{B}_p$  = exergia do sólido, em kJ/kg sólido seco  
 $\hat{B}_d$  = exergia parcial específica da matéria seca, em kJ/kg m.s.  
 $\hat{B}_{al}$  = energia parcial específica da água líquida, em kJ/kg água  
 $X$  = conteúdo de umidade do sólido

Para o cálculo da função exergia se utiliza, como estado de referência, o sólido a umidade  $X^0$ , em equilíbrio com o ar ambiente e umidade relativa  $\phi^0$  e temperatura  $T^0$ . Assim, a exergia do sólido úmido pode ser calculada como:

$$\begin{aligned} \hat{B}_p(X, T) = & C_{pp}(T-T^0) - C_{pp}T^0R_A \ln \frac{T}{T^0} + \\ & + R_A T^0 \int_{x^0}^x \ln \frac{a_w(T^0, X)}{a_w(T^0, X^0)} dx \end{aligned} \quad (4.24)$$

Rearranjando:

$$\begin{aligned} \hat{B}_p(X, T) = & (C_{pd} + X C_{pal})(T-T^0) - T^0 \ln T/T^0 \\ & + R_{al} T^0 \int_{x^0}^x \ln \frac{a_w(T^0, X)}{a_w(T^0, X^0)} dX \end{aligned} \quad (4.25)$$

Esta última equação (Eq. 4.25) foi, então, usada para determinação da exergia da partícula. A condição de referência é a condição ambiente para Campinas,  $T^0 = 25^{\circ}\text{C}$  e umidade relativa de 65%. Para esta situação, a umidade absoluta de referência do ar é de 15 g de água/kg de ar seco, extraída do diagrama psicrométrico. Para a proteína texturizada de soja, a umidade de referência do sólido, ou seja, a umidade do sólido em equilíbrio com a condição ambiente é  $X^0 = 0,133$  kg água/kg sólido seco, extraída da isoterma deste material, construída a  $25^{\circ}\text{C}$ .

A exergia do sólido, no caso proteína texturizada de soja, calculada pela equação descrita anteriormente, é mostrada na figura 4.3, para diferentes temperaturas e umidades do sólido.

A figura mostra que altas temperaturas influenciam muito mais acentuadamente a exergia da partícula. Para temperaturas próximas ou não muito distantes da temperatura de referência, os valores de exergia se aproximam de zero. Consta-se que baixas umidades do sólido, à medida que se afastam da umidade de referência, fornecem considerável aporte ao valor da exergia. Não se verificou o mesmo fenômeno para altas umidades do sólido, acima do valor de referência. Sua contribuição é pequena, aparecendo neste caso apenas uma grande influência da temperatura. O efeito que as baixas umidades do sólido exercem na exergia mostram a influência da queda da atividade de água, à medida que cai a umidade.

Para o desenvolvimento dos cálculos foi necessário determinar-se, na equação para cálculo da exergia da partícula (Eq. 4.25), a atividade de água em função da umidade do sólido, à temperatura de referência. No caso de cálculos isolados a resolução da integral pode ser feita graficamente, através do cálculo da área da integral, num gráfico de  $\ln a_w$  vs umidade base seca, construída à temperatura de referência.

Como neste trabalho desenvolve-se um modelo e simulação para qualquer instante  $t$  do processo de secagem, resulta mais simples a introdução de uma função de  $\ln a_w = f(x)$ , para realizar a integração analítica da mesma. Com a isoterma determinada experimentalmente a  $25^{\circ}\text{C}$ , mostrada no Apêndice B, realizou-se um ajuste através da equação de Halsey onde:

$$\ln (a_w) = - C/(X^D) \quad (4.26)$$

$C$  e  $D$  são constantes e  $X$  é a umidade do sólido em base seca. Correlacionando os dados a  $25^{\circ}\text{C}$ , chegou-se aos valores de  $2,93 \times 10^{-2}$  e  $1,4127$  para  $C$  e  $D$ , respectivamente.

A equação de Halsey é empregada neste caso por ser uma equação simples, de fácil ajuste. A equação de GAB, embora correlacione melhor os dados, não pode ser usada com aquele propósito, pois nesta equação a atividade de água é uma função quadrática da umidade em base seca, tornando muito complicado o cálculo do logaritmo da atividade em qualquer instante  $t$ . (Para melhor avaliação, ver Capítulo 3, equação 3.47).

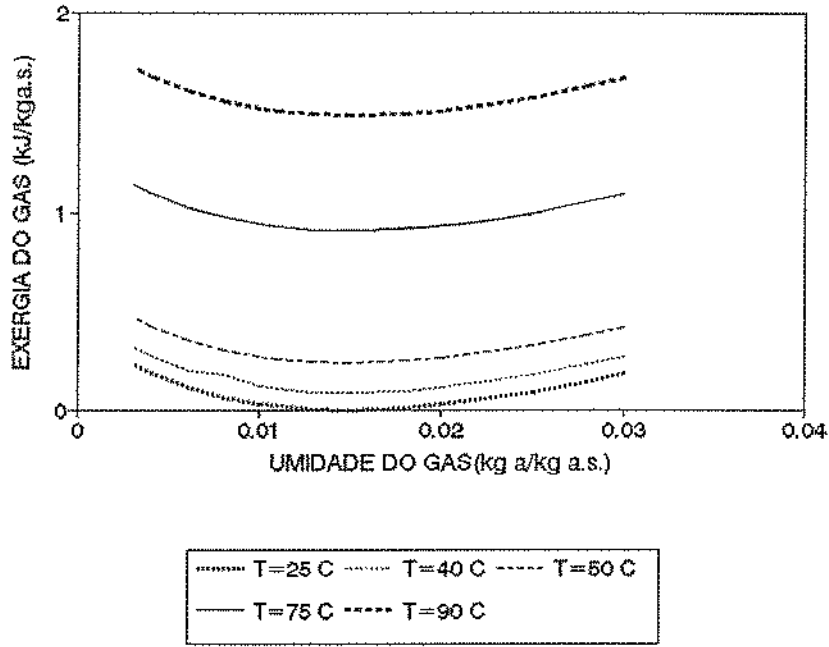


Figura 4.2 - Variação da exergia do gás em função da umidade e temperatura

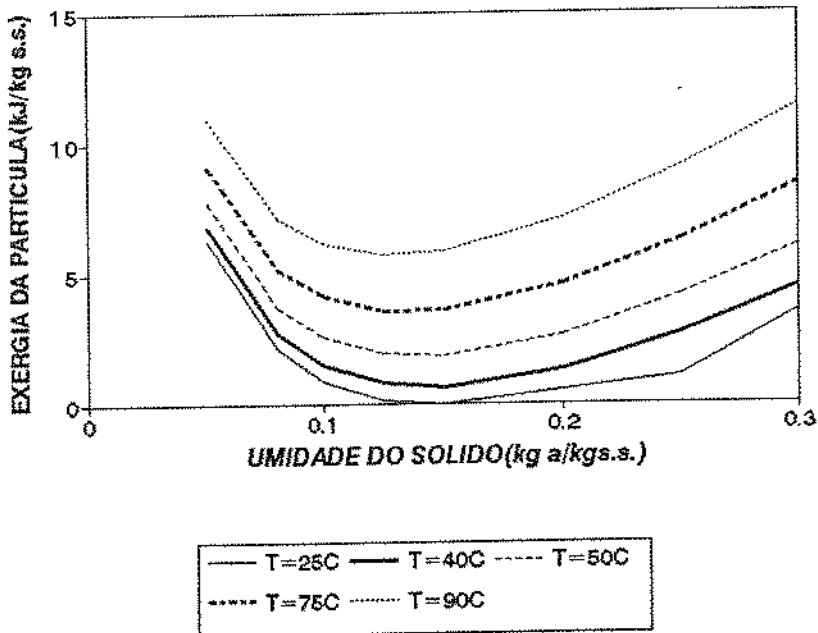


Figura 4.3 - Variação da exergia do sólido em função da umidade e temperatura

As equações apresentadas neste capítulo permitem que se avalie a eficiência energética e a perda de exergia do processo. As expressões para cálculo da destruição de exergia fornecem resultados em kcal ou kJ/kg de material seco (ar ou sólido). Nas avaliações a serem apresentadas nos capítulos subsequentes, outras condições para cálculos da perda de exergia serão consideradas. São elas:

Perda de exergia/tempo: é calculada multiplicando a perda (ou destruição) de exergia pela vazão de material (kJ/s). Três valores poderão ser observados para este item; um deles, chamado de  $\Delta\hat{B}_1$ , definido neste capítulo pela equação 4.16, que considera a exergia do ar de saída. O segundo, aqui chamado de  $\Delta\hat{B}_2$ , despreza a exergia do fluxo de ar de saída, nos casos em que este ar não é reaproveitado. O terceiro, designado por  $\Delta\hat{B}_3$ , despreza a exergia do ar de saída e desconsidera o termo relativo à temperatura do sólido, no cálculo da exergia do mesmo, visto que no processo interessa secar o sólido e normalmente é perdida a energia térmica que ele contém.

#### 4.4 - Conclusões

Neste capítulo são mostrados os critérios de avaliação energética e exergética que serão empregados nos capítulos subsequentes para avaliação de diferentes processos de secagem, em secador a leito deslizante.

A eficiência da Primeira Lei da Termodinâmica é estabelecida segundo STRUMILLO *et alii* (1989) e as equações para determinação da destruição de exergia para o ar de secagem e o material a ser seco apresentadas.

## 5 - SECADORES A LEITO DESLIZANTE OPERANDO EM CONTRA-CORRENTE

### 5.1 - Introdução

A secagem em secador contínuo em contra-corrente é a que se verifica na prática, com o tipo de secador esquematizado na Figura 3.1, no Capítulo 3.

Um secador contínuo com escoamento contra-corrente pode ser representado como na Figura 5.1. Os sólidos entram com um conteúdo de umidade  $X_1$  e temperatura  $T_{p1}$  e saem com um conteúdo de umidade  $X_2$  e temperatura  $T_{p2}$ . O gás entra com umidade  $Y_2$  e temperatura  $T_{g2}$  e sai com umidade  $Y_1$  e temperatura  $T_{g1}$ . Por conveniência, as correntes de sólido e gás são expressas em base seca e se considera a direção  $z$  positiva, no sentido de avanço do sólido.

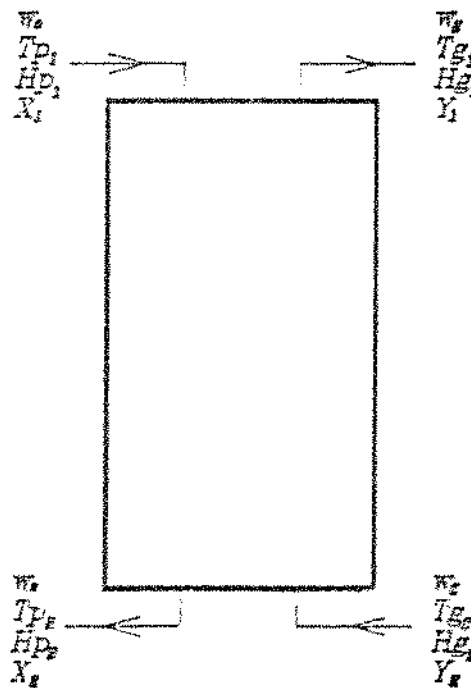


Figura 5.1 - Esquema para o secador em contra-corrente.

onde:

- $w_p$  = vazão de sólido seco (kg/s).
- $w_g$  = vazão de gás (kg/s).
- $T_{p1}$  = temperatura do sólido no topo de secador ( $^{\circ}\text{C}$ ).
- $T_{p2}$  = temperatura do sólido na base do secador ( $^{\circ}\text{C}$ ).
- $T_{g1}$  = temperatura do gás no topo do secador ( $^{\circ}\text{C}$ ).
- $T_{g2}$  = temperatura do gás na base do secador ( $^{\circ}\text{C}$ ).
- $H_{p1}$  = entalpia do sólido no topo do secador (kcal/kg).
- $H_{p2}$  = entalpia do sólido na base do secador (kcal/kg).
- $H_{g1}$  = entalpia do gás no topo do secador (kcal/kg).
- $H_{g2}$  = entalpia do gás na base do secador (kcal/kg).
- $X_1$  = umidade do sólido no topo do secador (kg/kg ss).
- $X_2$  = umidade do sólido na base do secador (kg/kg s.s.).
- $Y_1$  = umidade do gás no topo do secador (kg/kg a.s.)
- $Y_2$  = umidade do gás na base do secador (kg/kg a.s.).

O modelo matemático que descreve os balanços de calor e massa neste tipo de secador é o apresentado pelas equações 3.1 a 3.4 e será usado neste capítulo para a simulação do processo. Pelo exposto no Capítulo 3, a equação 3.2 do modelo deve ser substituída pelas equações (3.36) ou (3.44), quando se considera a distribuição de tempo de residência que o sólido apresenta no secador.

A execução da rotina de cálculo foi descrita também no Capítulo 3, quando se verifica o ajuste do modelo aos resultados experimentais. O diagrama de blocos detalhado com o processo de simulação dos secadores a leito deslizante, operando com escoamento de ar em contra-corrente, é apresentado no Apêndice D.

## 5.2 - Estudos de Casos

A influência de algumas variáveis de processo foi avaliada na secagem em contra corrente de proteína texturizada de soja. Estas variáveis são: distribuição de tempo de residência, temperatura de entrada do gás, relação vazão de gás/vazão de sólido e comprimento do leito.

Utilizando-se os dois modelos de distribuição de tempo de residência verificados experimentalmente e apresentados no Capítulo 3, determinaram-se os perfis de umidade do sólido e do gás e das temperaturas da partícula e do gás.

Os modelos simulados foram o do secador de fluxo pistão em série com um tanque agitado e o modelo de secador tubular com dispersão axial. No primeiro modelo foram variadas as proporções de escoamento tubular e volume morto e no segundo modelo variou-se o número de Peclet. Os números de Peclet estudados foram 0,025; 0,05; 0,075 e 0,1.

Para fluxo pistão em série com tanque agitado, variou-se a porcentagem do secador que apresenta escoamento pistão. Três situações foram analisadas: 35, 50 e 70% de fluxo pistão e 20% de volume de tanque agitado. A fração restante corresponde a volume morto.

A influência dos fatores citados anteriormente foi estudada, mantendo-se a temperatura de entrada do gás e da partícula e umidade e vazão de sólido constantes. Em alguns casos, variou-se a vazão de gás para verificar como eram afetados os perfis de umidade do sólido.

A seguir, escolhendo-se um caso de distribuição de tempo de residência mais viável de ocorrer em secadores industriais de médio e grande porte (70% de escoamento pistão e 20% de tanque agitado), estudou-se o efeito de outras variáveis tais como: temperatura de entrada do gás, a relação vazão de gás/vazão de sólido e o comprimento do leito.

A avaliação energética e exergética do processo feita nesta última etapa, permite que sejam encontrados alguns ótimos de operação do secador.

A secagem em contra-corrente com reciclo de ar também é analisada e comparada à operação sem reciclo.



## 5.3 - Resultados e Discussão

### 5.3.1 - Efeito da distribuição de tempo de residência

Os perfis de umidade do sólido e temperatura do gás em função do tempo de residência médio, ou seja, em função do comprimento do secador, encontram-se nas Figuras 5.2 e 5.3 para fluxo pistão e pistão com dispersão axial. A umidade inicial do sólido é de 0,246 b.s. para todos os casos, a temperatura da partícula na entrada do secador é de 32°C, a temperatura de entrada do gás é de 80°C, a vazão de gás é de  $3,0 \times 10^{-2}$  kg/s, a vazão de sólidos é de  $3,0 \times 10^{-3}$  kg/s e o comprimento máximo do secador é de 38 cm.

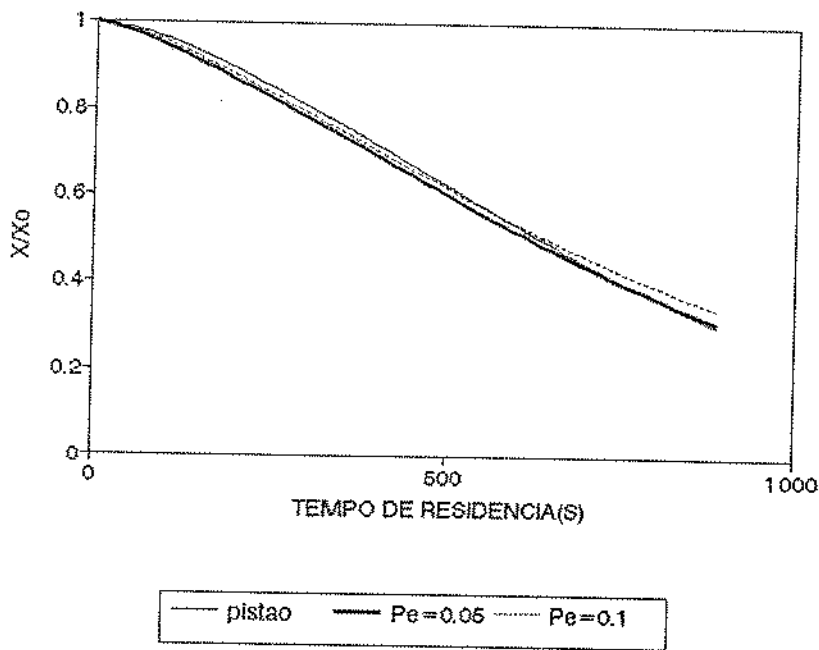


Figura 5.2 - Perfil de umidade do sólido para fluxo pistão e pistão com dispersão axial

$$W_g = 3,0 \times 10^{-2} \text{ kg/s} \quad X_0 = 0,245$$

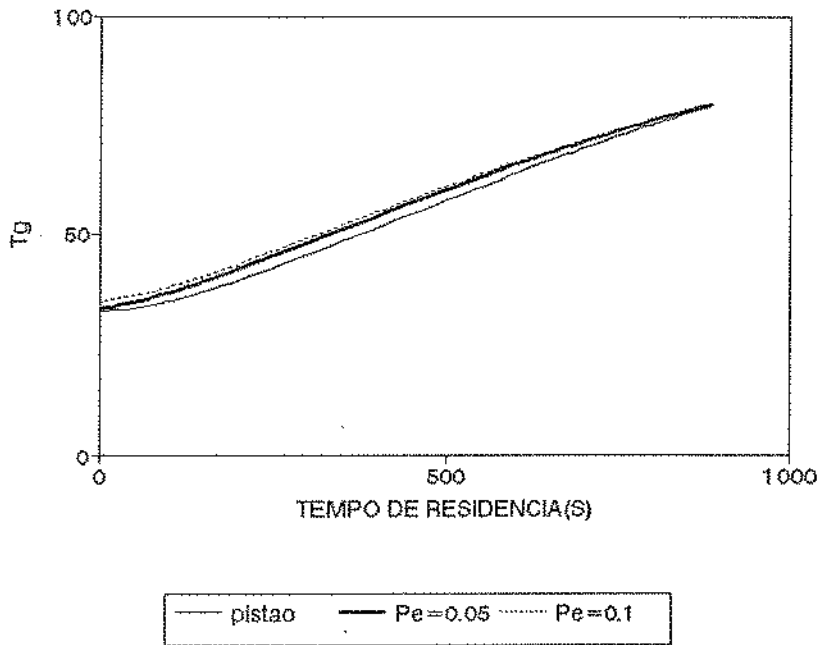


Figura 5.3 - Variação da temperatura do gás para fluxo pistão e pistão com dispersão axial

$$w_g = 3,0 \times 10^{-2} \text{ kg/s} \quad w_p = 3,0 \times 10^{-3} \text{ kg/s} \quad X_0 = 0,245$$

Pode-se observar que moderadas variações do número de dispersão axial influenciam muito pouco o perfil de umidade ao longo do secador e a relação  $X/X_0$  final é bastante próxima em todos os casos. Os valores desta relação, para um secador de 38 cm de comprimento, são, respectivamente, de 0,30; 0,305; 0,309 e 0,338, para a variação de número de  $Pe$  na faixa de zero até 0,1, mostrando que a existência de dispersão axial moderada no secador em questão afeta muito pouco a secagem do produto, ao redor de 10% no máximo.

A variação da temperatura do gás conseqüentemente, é muito semelhante para todos os casos analisados.

Analisando-se a eficiência térmica definida no Capítulo 4 pela equação 4.2, verifica-se que os valores são muito próximos e a melhor é a do caso pistão, estando por volta de 71%. O valor da eficiência térmica é aproximadamente 1,5% inferior ao valor encontrado para escoamento pistão e ocorre quando  $Pe = 0,1$ , atestando a pequena influência que moderadas

dispersões axiais exercem no processo de secagem da proteína texturizada de soja, em leitos deslizantes. Esse modelo de escoamento foi verificado em secador experimental de pequeno porte, trabalhando a altas vazões de sólido (TELIS, 1988).

Em virtude da pequena influência que o fluxo pistão com dispersão axial exerce nas eficiências de secagem, aproximando-o muito ao escoamento pistão, não se avaliou o efeito de outras variáveis.

Para a outra situação de distribuição de tempo de residência analisada, que é o escoamento pistão em série com tanque agitado, propõem-se maiores afastamentos do escoamento pistão ideal. O processo de secagem mostra-se bastante afetado em comparação ao escoamento pistão. As Figuras 5.4 e 5.5 mostram os perfis de umidade e temperatura do gás ao longo do secador, para fluxo pistão e escoamento pistão em série com tanque agitado com proporções de 70, 50 e 35 % de volumes de escoamento pistão e 20 % de tanque agitado. O valor de  $u$  citado no gráfico refere-se à relação volume do escoamento pistão/volume total do secador (Capítulo 3, equação 3.5). A umidade de saída do sólido aumenta cerca de 45 % para o caso em que apenas 50 % do material se comporta como pistão e com 35 % de volume de fluxo pistão, ocorre um aumento de 65 % em relação ao pistão. Com 70 % de fluxo pistão os desvios são menores, da ordem de 24 % para a umidade de saída do sólido.

Os perfis de umidade se cruzam a valores maiores de  $X/X_0$  (umidades mais altas do sólido) porque a maior eficiência de secagem do escoamento pistão faz com que um ar mais saturado contacte o sólido úmido na entrada do secador. Este fator ocasiona uma desaceleração no processo de secagem, cuja influência nas diferenças entre os valores finais de  $X/X_0$ , para as diversas porcentagens de escoamento tubular, poderia ser maior em secadores mais curtos.

As condições de secagem são as mesmas citadas anteriormente para escoamento pistão com dispersão axial. A umidade inicial do sólido é de 0,245 b.s. para todos os casos, a temperatura da partícula na entrada do secador é de 32<sup>o</sup>C, a temperatura de entrada do gás é de 80<sup>o</sup>C, a relação vazão de gás/vazão de sólido é de 10 e o comprimento máximo do secador é de 38 cm.

Os perfis de temperatura do gás ao longo do secador (figura 5.5) também são bastante influenciados pela *DTR* em questão, sendo que o aproveitamento da energia útil é muito menor e as temperaturas de saída do gás consequentemente muito maiores, para os casos de fluxo pistão parcial. A eficiência térmica, nestes casos, variou de 71% para o caso pistão ideal para 63% quando se tem 70% de fluxo pistão com tanque agitado, 57% para 50% de escoamento pistão e 50% de eficiência térmica para o caso de 35% de fluxo pistão.

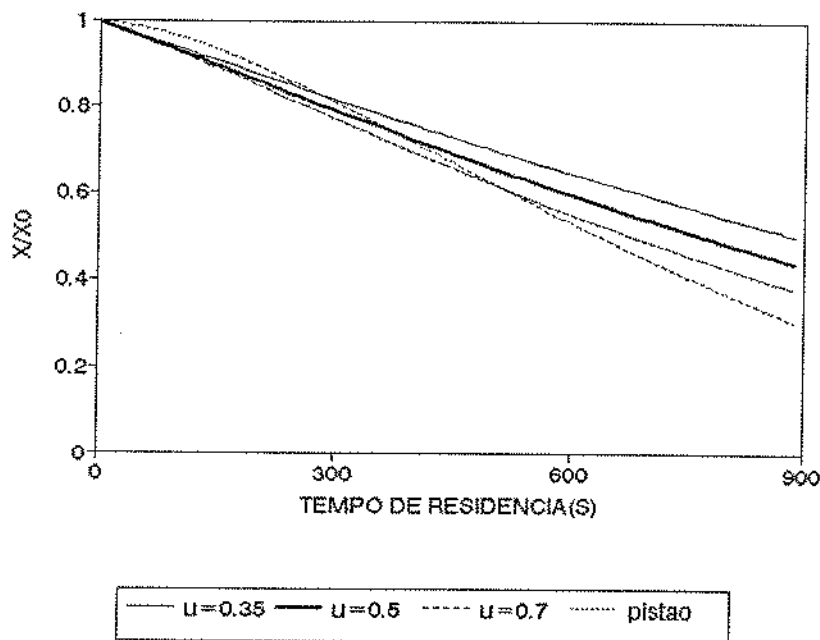


Figura 5.4 - Perfil de umidade para fluxo pistão e pistão com tanque agitado

$$W_g = 3,0 \times 10^{-2} \text{ kg/s} \quad W_p = 3,0 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

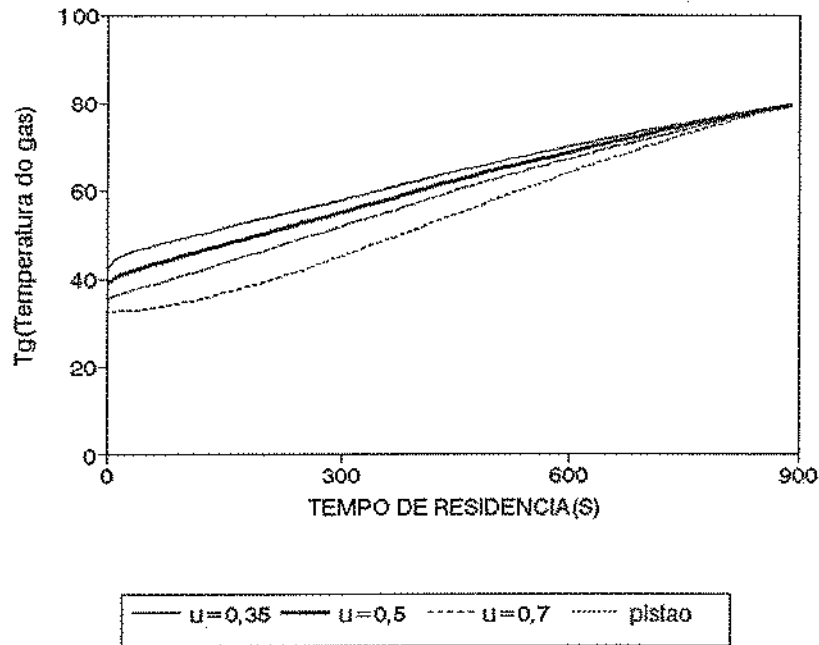


Figura 5.5 - Variação da temperatura de gás para escoamento pistão e pistão com tanque agitado

$$w_g = 3,0 \times 10^{-2} \text{ kg/s} \quad w_p = 3,0 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

A Figura 5.6, onde aparece a variação da temperatura da partícula, mostra que o sólido sai à temperatura de entrada do gás, em qualquer condição de escoamento. Nas piores condições aparece um efeito importante. A temperatura média do sólido se mantém superior ao longo do secador, aumentando o tempo de exposição da partícula a altas temperaturas, o que poderia levar à degradação do material, em caso de materiais termosensíveis.

Neste último modelo de distribuição tempo de residência, variou-se também a vazão de gás, visando avaliar sua influência no desempenho do secador.

O aumento das vazões de gás ( $w_g = 3,3 \times 10^{-2}$  e  $3,8 \times 10^{-2}$  kg/s) para a mesma vazão de sólido ( $w_p = 3,0 \times 10^{-3}$  kg/s) e temperatura de entrada do gás, resultou em pequena melhora na eficiência térmica do secador, com aumentos da ordem de 1% para todos os casos. As Figuras 5.7, 5.8 e 5.9 mostram a relação entre a umidade real do sólido  $X_r$  e a umidade do mesmo quando o escoamento é empistonado  $X_p$  para as três configurações aqui analisadas: 70, 50 e 35% de fluxo pistão.

Pode-se notar que as umidade finais do sólido vão se distanciando da situação de escoamento empistonado, à medida que se aumenta a vazão de gás. Essa diferença é maior para a situação em que apenas 35% do volume do secador apresenta fluxo pistão. Nas vazões mais altas de gás, o secador se aproxima de uma situação a temperatura mais constante (Figura 5.10 e 5.11), ocasionando uma influência maior de *DTR* na secagem do produto.

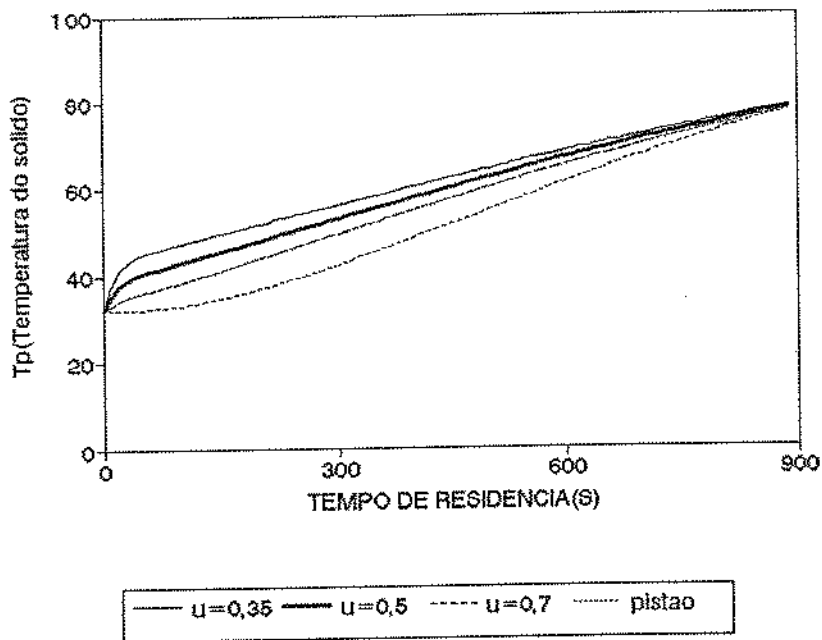


Figura 5.6 - Variação da temperatura da partícula para escoamento pistão com tanque agitado

$$w_g = 3,0 \times 10^{-2} \text{ kg/s} \quad w_p = 3,0 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

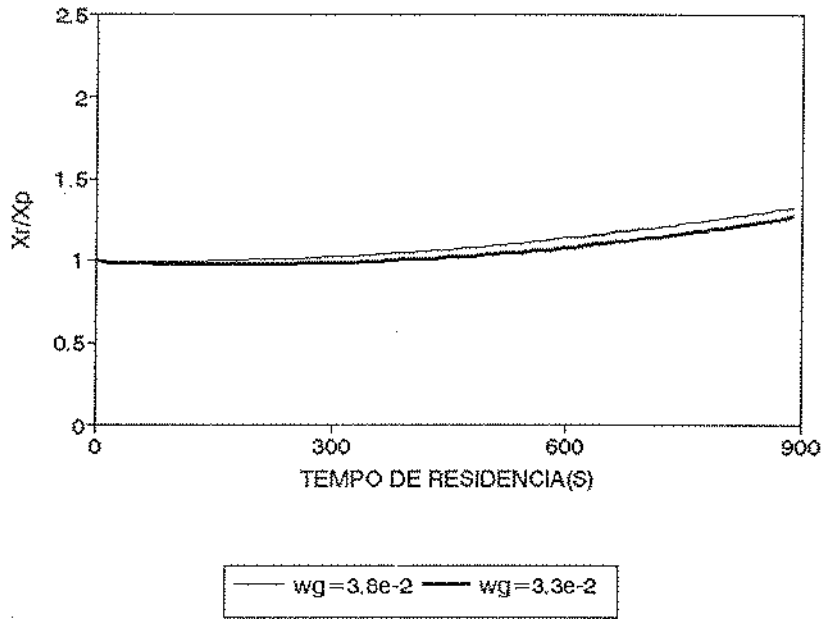


Figura 5.7 - Relação entre umidade real e umidade do escoamento pistão em função do tempo de residência para 70% de volume de escoamento pistão  $w_p = 3,0 \times 10^{-3}$  kg/s  $T_{ge} = 80^{\circ}\text{C}$

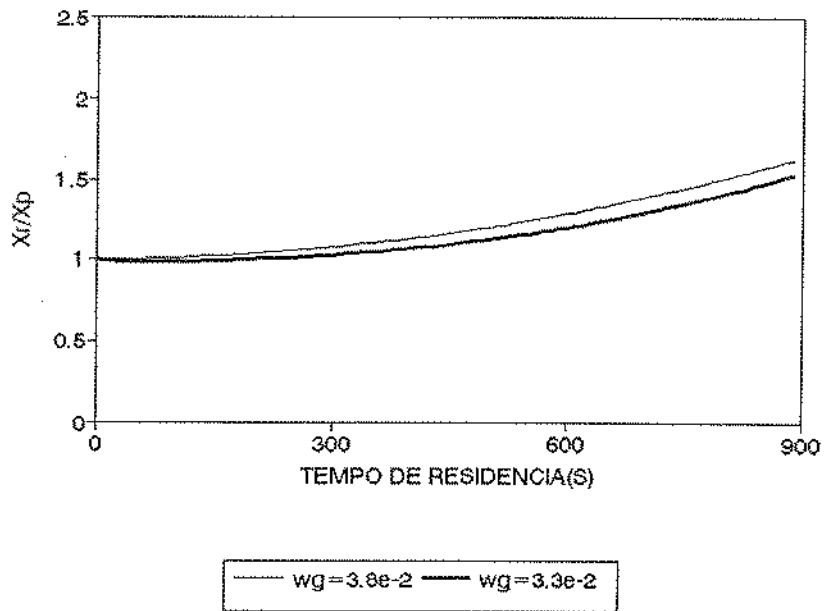


Figura 5.8 - Relação entre umidade real e umidade do escoamento pistão em função do tempo de residência para 50% de volume de escoamento pistão  $w_p = 3,0 \times 10^{-3}$  kg/s  $T_{ge} = 80^{\circ}\text{C}$

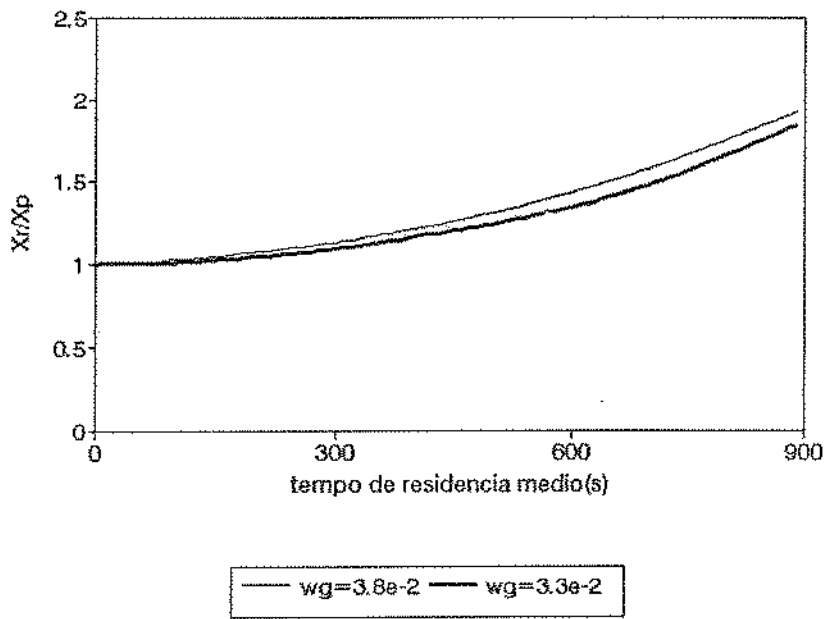


Figura 5.9 - Relação entre umidade real e umidade do escoamento pistão em função do tempo de residência para 35% de volume de escoamento pistão  $w_p = 3,0 \times 10^{-3}$  kg/s  $T_{ge} = 80^{\circ}\text{C}$

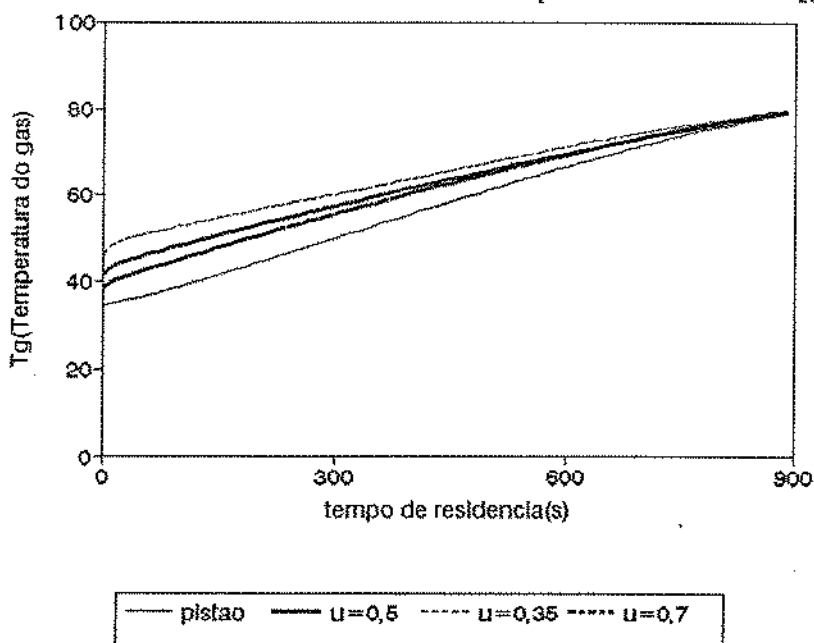


Figura 5.10 - Variação da temperatura do gás para diferentes proporções de escoamento pistão

$$w_g/w_p = 11 \quad T_{ge} = 80^{\circ}\text{C} \quad w_g = 3,3 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$$



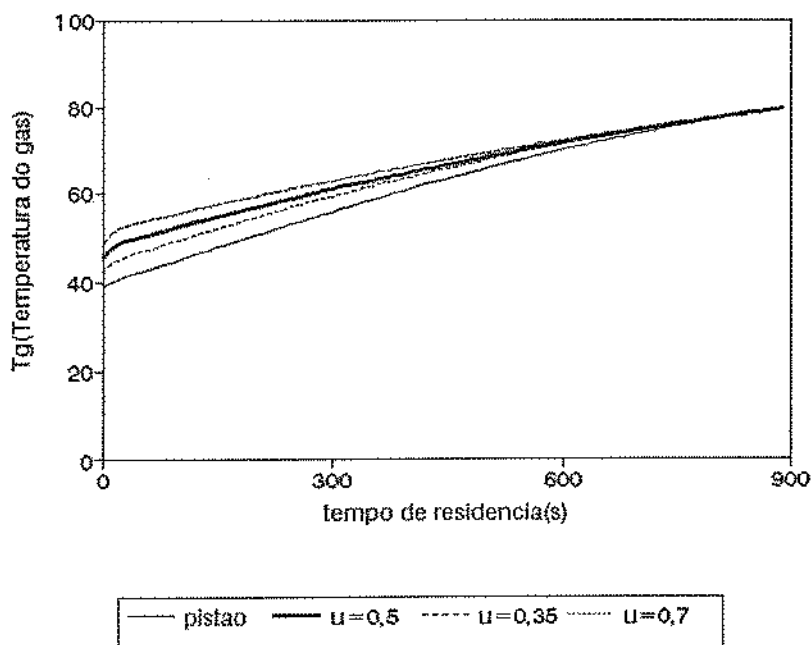


Figura 5.11 - Variação da temperatura do gás para diferentes proporções de escoamento pistão

$$w_g/w_p = 12,7 \quad T_{ge} = 80^{\circ}\text{C} \quad w_g = 3,8 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$$

### 5.3.2 - Efeito das variáveis de operação: temperatura do gás, relação vazão de gás/vazão de sólido e comprimento do leito

Avaliado o efeito da distribuição de tempo de residência no processo de secagem, procedeu-se à análise da influência de outras variáveis. Para esta análise, considerou-se que o escoamento para a fase sólida seria pistão com tanque agitado e volume morto e que as proporções seriam de 70, 20 e 10% respectivamente. Supõe-se que esta seja uma *DTR* razoável para secadores industriais. Foram variadas a temperatura de entrada do gás, a razão vazão de gás/vazão de sólido e o comprimento do leito, analisando sua influência sobre perfis de umidade e temperatura da fase gasosa e sólido. Os resultados das análises energética e exergética do processo são apresentados e discutidos posteriormente.

### 5.3.2.1 - Efeito da temperatura de entrada do gás

Quatro temperaturas de entrada de gás foram estudadas: 60, 70, 80 e 90<sup>0</sup>C. A relação vazão de gás/vazão de sólido foi mantida constante, sendo seu valor de 10 ( $w_g = 3,3 \times 10^{-2}$  kg/s e  $w_p = 3,3 \times 10^{-3}$  kg/s).

A Figura 5.12 mostra o perfil de umidades do sólido para estas quatro temperaturas. Às temperaturas de 60 e 70<sup>0</sup>C observa-se que o ar entra, rapidamente, em equilíbrio com o sólido, resultando em comprimentos de leito menores (20 e 33,5 cm, respectivamente), embora o sólido não atinja níveis satisfatórios de umidade final. Nessas condições, o comprimento do secador foi fixado de maneira que a temperatura do gás na saída fosse igual à do produto na entrada.

Para as condições próximas ao equilíbrio torna-se muito difícil a realização da simulação do contra-corrente. Para as temperaturas de 80 e 90<sup>0</sup>C, os comprimentos de leito podem ser maiores, sendo que a 80<sup>0</sup>C chega-se a um leito de 48 cm e a 90<sup>0</sup>C o ar chega próximo ao equilíbrio para um secador de 60 cm de comprimento. Porém, com esse comprimento de leito a 90<sup>0</sup>C, a umidade final do sólido atinge 5% base seca, que é um valor muito baixo. Comercialmente, o valor desejado para umidade da proteína texturizada de soja, se situa entre 7 e 8% base seca.

A umidade final do sólido encontrada a 60<sup>0</sup>C, com o comprimento máximo de leito de 20 cm é 0,157 b.s.; para 70<sup>0</sup>C, com o máximo comprimento de 33,5 cm, o valor da umidade final atinge 0,115 b.s.. A 80<sup>0</sup>C, o máximo comprimento possível é de 48 cm e a umidade final já alcança 0,08 b.s.. A 90<sup>0</sup>C, a umidade final do sólido apresenta um valor aceitável comercialmente (7,5% b.s.) com um comprimento de leito de 38 cm.

Os perfis de temperatura do gás para os casos anteriormente analisados podem ser observados na Figura 5.13. Para as temperaturas de 60, 70 e 80<sup>0</sup>C foram simuladas condições próximas ao equilíbrio. Nesses casos, a temperatura de saída do gás é muito próxima a de entrada do sólido. Quando não se atingiu a temperatura do sólido, foi porque faltaram alguns centímetros de comprimento do secador. Já a 90<sup>0</sup>C a temperatura de saída do gás, para o comprimento de leito simulado, é maior que a temperatura de entrada do sólido, mostrando um aproveitamento insatisfatório do potencial energético do gás de secagem.

### 5.3.2.2 - Efeito da relação vazão de gás/vazão de sólido

As relações vazão de gás/vazão de sólido estudadas foram quatro: 8,5; 9,0; 10,0 e 11,5 para as temperaturas de entrada de gás de 80 e 90<sup>0</sup>C. A vazão de sólido, em todas as simulações, foi mantida constante em  $3,3 \times 10^{-3}$  kg/s. Foi variada a vazão de gás, com valores de  $2,8 \times 10^{-2}$  kg/s,  $3,0 \times 10^{-2}$  kg/s,  $3,3 \times 10^{-2}$  kg/s e  $3,8 \times 10^{-2}$  kg/s.

A 60 <sup>0</sup>C o comprimento de leito possível de se simular foi de 20 cm (equivalente de 480s de tempo de residência). Para a razão de 8,5, mesmo para este pequeno comprimento de leito, não foi possível obter uma solução termodinamicamente aceitável, ou melhor, a temperatura de saída do gás deveria ser mais baixa que a temperatura de entrada do sólido. Em consequência, para a referida temperatura, são mostrados os perfis de umidade e variação da temperatura do gás apenas para três relações de vazão (Figura 5.14(a) e (b)).

Pode-se observar que a esta temperatura de secagem, as umidades finais de sólido são muito altas, resultando em altos valores de  $X/X_0$ . A faixa de variação da vazão de gás foi estabelecida de acordo com dados obtidos em experimentos práticos. Maiores valores não puderam ser simulados, pois como os leitos eram curtos, acabavam por ocasionar a fluidização de uma parte dos mesmos.

À temperatura de 70<sup>0</sup>C já foi possível trabalhar com maiores comprimentos de leito, chegando se a valores menores de  $X/X_0$  na saída. O comprimento máximo de leito avaliado para esta situação foi de 29 cm (equivalente a 700 s de tempo de residência médio) e a Figura 5.15 mostra os perfis de umidade para as diversas relações vazão de gás/vazão de sólido.

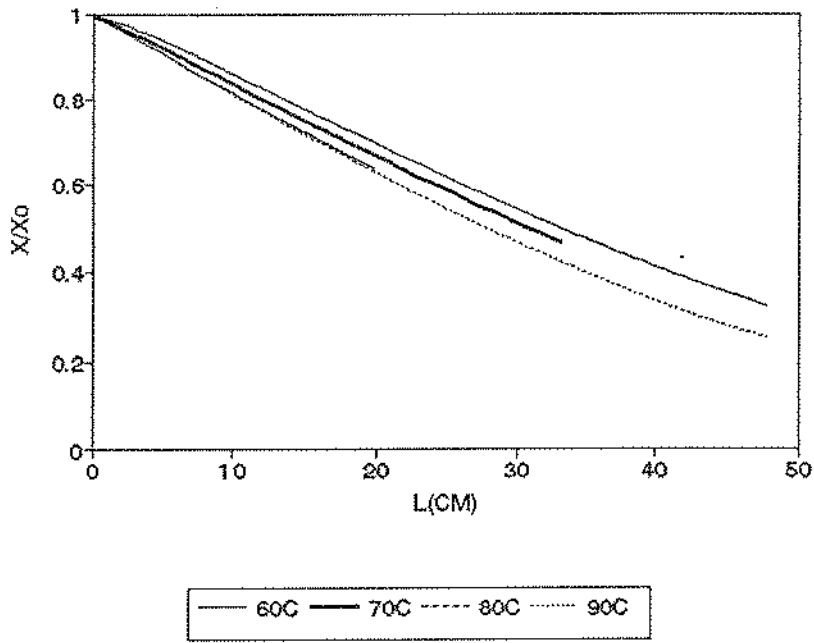


Figura 5.12 - Perfil de umidade do sólido para diferentes temperaturas de secagem  
 $w_g = 3,3 \times 10^{-2}$  kg/s     $w_p = 3,3 \times 10^{-3}$  kg/s

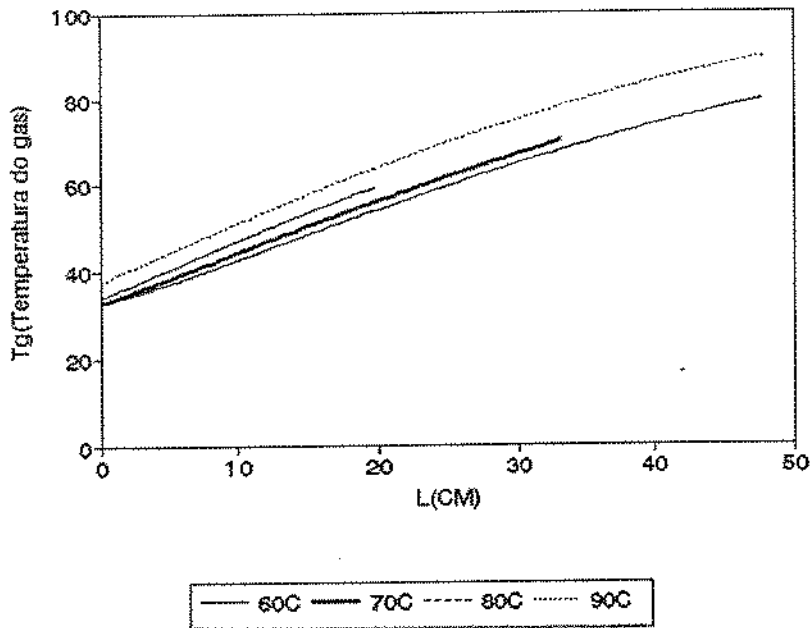


Figura 5.13 - Perfil de temperatura do gás durante a secagem a diferentes temperaturas  
 $w_g/w_p = 10$

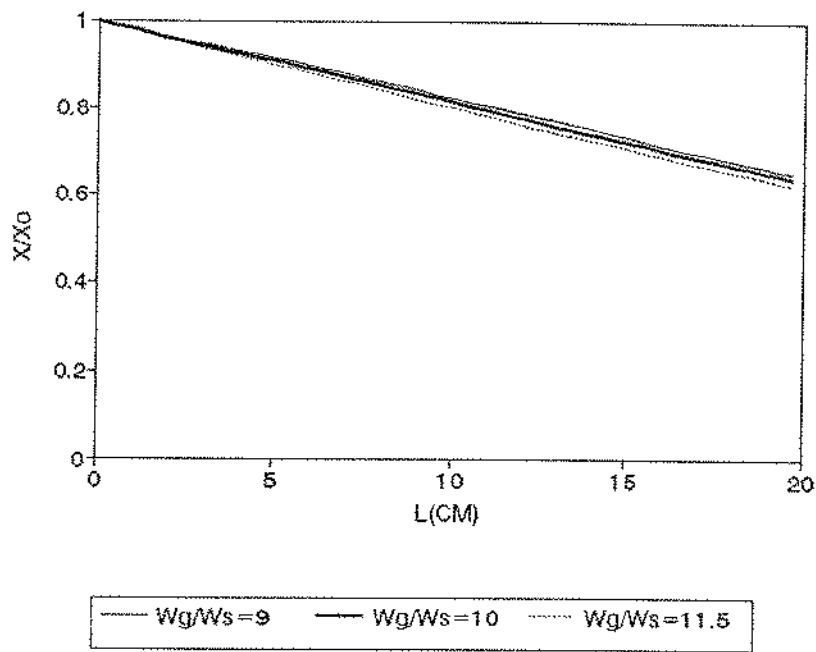


Figura 5.14(a) - Perfil de umidade para diferentes relações de vazão, à temperatura de secagem  $60^\circ\text{C}$

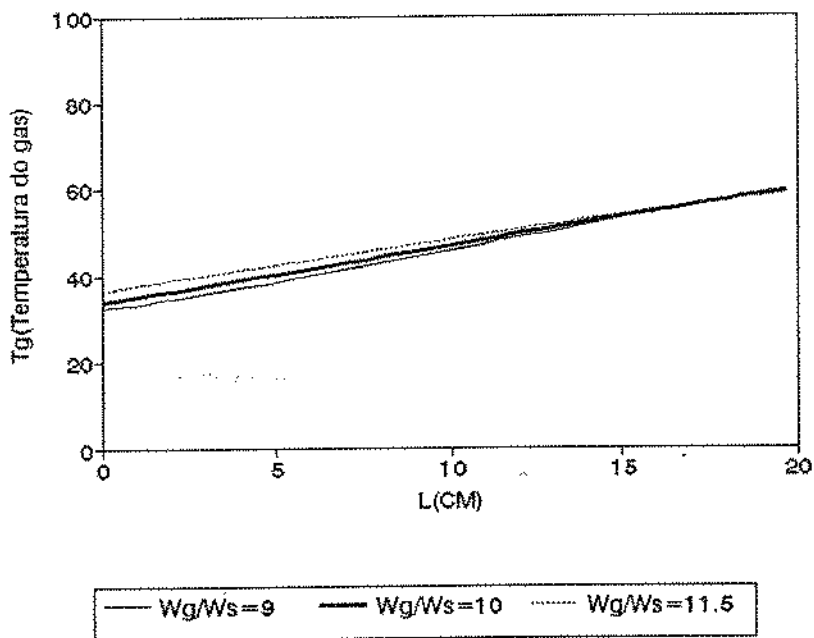


Figura 5.14(b) - Variação da temperatura do gás para diferentes relações de vazão à temperatura de  $60^\circ\text{C}$

As Figuras 5.16 e 5.17 mostram os perfis de umidade encontrados a 80 e 90<sup>o</sup>C, respectivamente, para as diferentes relações de vazão. Nota-se em todas as temperaturas, que com a diminuição da vazão de gás, o ar entra em equilíbrio mais rapidamente com o sólido e conseqüentemente, a fase sólida seca muito menos.

Os resultados simulados mostram somente o efeito que o aumento da vazão de gás produz na redução da umidade do gás ao longo do secador. Assim, com maiores vazões de gás, diminui a umidade do gás, aumenta a temperatura do gás de secagem próximo à saída do secador, diminui a umidade de equilíbrio do sólido e conseqüentemente, aumenta o grau de secagem. Esta é a causa das maiores separações entre as curvas para as temperaturas de secagem mais altas. Pode aparecer ainda mais um efeito neste sentido, que a cinética de secagem aqui empregada não considera. Com o aumento da velocidade de secagem, decresce a resistência externa, que não é levada em consideração na cinética de secagem determinada experimentalmente e a separação mostrada pelas curvas pode ser ainda maior.

Pode-se concluir que a influência do aumento da vazão de gás na eficiência de secagem pode ser considerada grande.

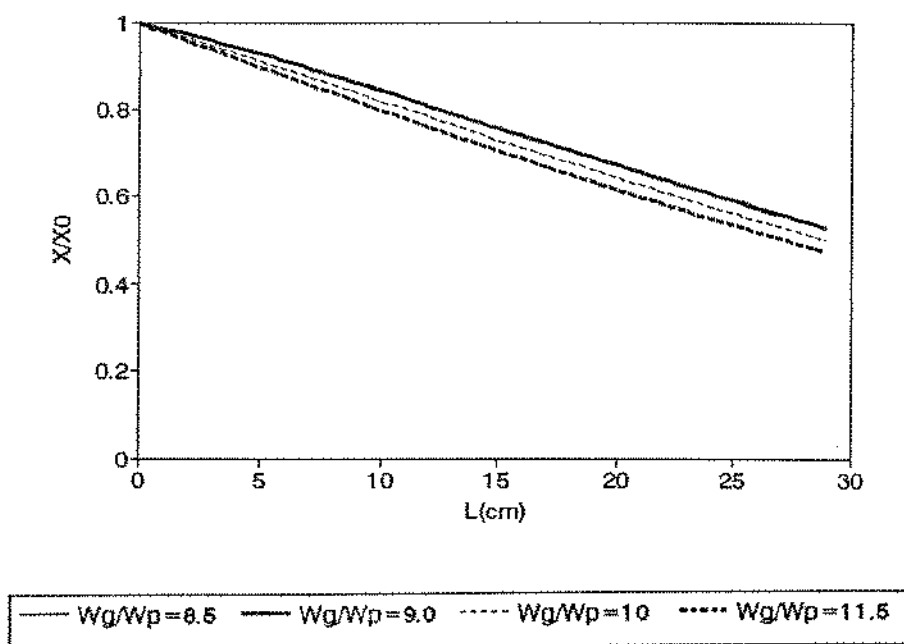


Figura 5.15 - Perfil de umidade para diferentes relações de vazão para temperatura de secagem de 70<sup>o</sup>C

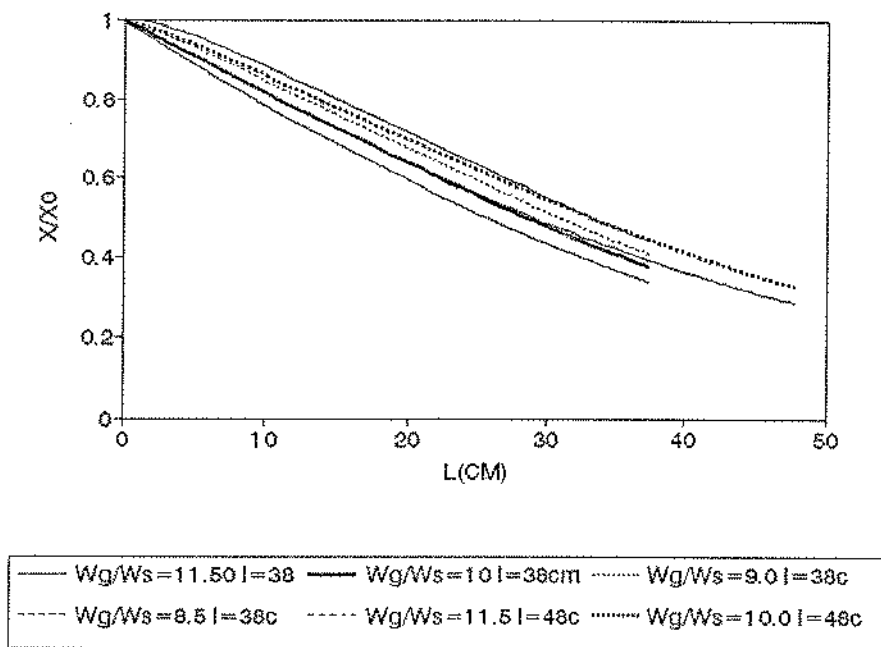


Fig. 5.16 - Perfis de umidade do sólido para diferentes relações vazão de gás/vazão de sólido  
 $T_g = 80^{\circ}\text{C}$      $X_0 = 0,245$      $T_{pi} = 32^{\circ}\text{C}$      $L = 38$  e  $48$  cm

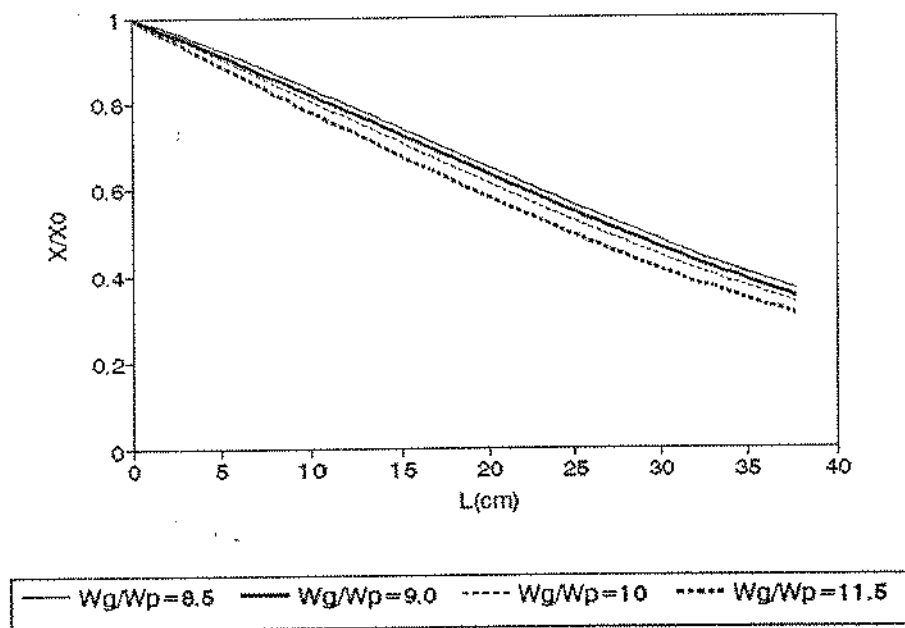


Fig. 5.17 - Perfis de umidade do sólido para diferentes relações vazão de gás/vazão de sólido  
 $T_{ge} = 90^{\circ}\text{C}$      $X_0 = 0,245$      $T_{pi} = 32^{\circ}\text{C}$

### 5.3.2.3 - Efeito do comprimento do leito

Nas duas secções anteriores (5.3.2.1 e 5.3.2.2), as consequências do aumento do comprimento do leito puderam ser notadas. Porém, é interessante discutir um pouco mais esta variável. Para a maioria das razões vazão de ar/vazão de sólido, a altas temperaturas do ar de secagem, quatro comprimentos de leito puderam ser estudados. Para a temperatura do gás de  $90^{\circ}\text{C}$  e relação vazão de gás/vazão de sólido de 10,0, os comprimentos avaliados foram de 20, 38, 48 e 60 cm, correspondendo, respectivamente, aos tempos de residência médios de 480, 910, 1150 e 1430 segundos. Observa-se pela Figura 5.18, que para maiores comprimentos de leito, diminuem os valores de  $X/X_0$  como, aliás, era esperado. As umidades finais são de 0,115 para um leito de 20 cm de comprimento, 0,069 para um comprimento de 38 cm; 0,055 para um leito de 48 cm e 0,042 para um leito de 60 cm de comprimento.

Pelos valores finais de umidade estabelecidos comercialmente, estes dois últimos comprimentos de leito, para uma temperatura de gás de  $90^{\circ}\text{C}$ , são maiores que o necessário, incorrendo em custos de investimentos desnecessários.

Um outro efeito da influência do comprimento do leito pode ser notado, se compararmos os perfis de umidade a  $70^{\circ}\text{C}$  e  $90^{\circ}\text{C}$ , para  $w_g/w_p$  igual a 11,5. Constata-se que com um leito 30% mais longo a  $90^{\circ}\text{C}$ , atinge-se uma umidade final 56% mais baixa.

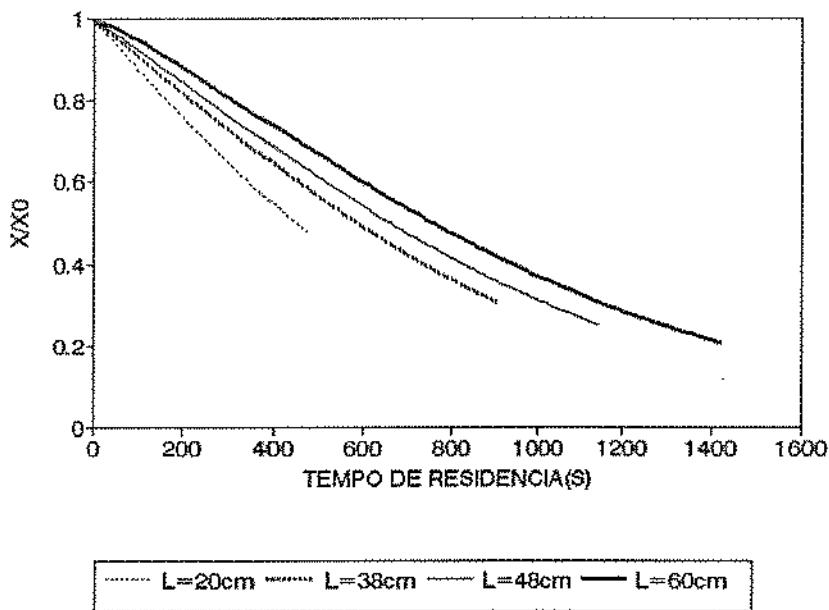


Figura 5.18 - Perfil de umidade do sólido para diferentes comprimentos de leitos e mesma relação de vazão  
 $T_g = 90^{\circ}\text{C}$      $X_0 = 0,245$      $T_{pi} = 32^{\circ}\text{C}$      $W_g/W_p = 10,0$



### 5.3.3 - Avaliação energética e exergética de secadores contra-corrente

Todas as condições de secagem simuladas foram avaliadas energeticamente e exergeticamente, mesmo para temperaturas de secagem consideradas insuficientes para se atingir a umidade final desejada.

De acordo com o descrito anteriormente no Capítulo 4, a avaliação energética foi feita através do cálculo da eficiência térmica, definida por STRUMILLO *et alii* (1989).

A avaliação exergética do processo de secagem é feita através de 4 índices, todos eles apresentados no Capítulo 4, secção 4.3.2. Apenas lembrando, são:  $\Delta\hat{B}_1$  (em kJ/s), que mede a irreversibilidade do processo, avaliando as diferenças entre as correntes de entrada e as correntes de saída;  $\Delta\hat{B}_2$  (também em kJ/s) que despreza a exergia de saída do gás, quando este gás não é reaproveitado;  $\Delta\hat{B}_3$  (em kJ/s), que despreza a exergia do ar de saída e desconsidera o termo referente à temperatura do sólido. É ainda calculado o valor de  $\Delta\hat{B}_2$  dividido pela vazão de água evaporada na secagem, o que leva à obtenção de exergia por quilo de água evaporada.

Os resultados serão graficados em função do tempo de residência médio no secador e tanto a análise exergética quanto a eficiência térmica serão sempre confrontados com a umidade final do sólido. Só são comparáveis condições de secagem que levem o sólido à mesma situação final.

Com base nas diferentes avaliações procurar-se-á estabelecer, dentre as condições simuladas, quais permitem a obtenção de ótimos operacionais.

Neste capítulo, dentro deste ítem, duas condições operacionais serão analisadas: um secador contra corrente propriamente dito e um secador contra corrente com reciclo de ar.

#### 5.3.3.1 - Secador contra corrente sem reciclo de ar

Neste ítem são avaliadas, do ponto de vista energético e exergético, todas as situações discutidas anteriormente, estudando-se a variação da temperatura do gás, variação da relação

vazão de gás/vazão de sólido e variação de comprimento do leito, quando o escoamento é do tipo pistão em série com tanque agitado e volume morto, com uma relação de volume do escoamento pistão/volume total do secador de 70%.

A Figura 5.20 (a, b e c) mostra os valores de  $\Delta\hat{B}_1$ ,  $\Delta\hat{B}_2$  e umidade final do sólido, obtidos para a temperatura de gás de secagem de 70°C e diversas relações vazão de gás/vazão de sólido, para vários comprimentos de leito. Todas as relações de vazão puderam ser simuladas e o comprimento máximo de leito foi de 38 cm (equivalente a um tempo de residência médio de 910 s), para a razão  $w_g/w_s$  de 11,5. Nas outras relações, o ar entrava em equilíbrio para leitos mais curtos. Na figura 5.21 (a e b) aparecem os valores de  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/kg água evaporada) e da eficiência térmica para as mesmas condições da figura anterior.

Os valores de  $\Delta\hat{B}_1$  e  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/s), que aparecem nas figuras 5.20 (a) e (b) são relativamente baixos, porque as exergias de entrada são baixas. Como o maior aporte exergético provém da corrente gasosa, neste caso ele se encontra afetado pela temperatura de secagem, que é de 70°C, fazendo com que as exergias sejam menores.

Observa-se que para baixas razões de  $w_g/w_p$  os valores são mais constantes, enquanto que para as maiores relações de vazão, a comprimentos de leito mais longos, é mostrada uma pequena tendência no crescimento da destruição da exergia. Este aumento pode, provavelmente, ser atribuído a um aporte maior de exergia no sólido de saída, que se encontra mais seco e também a valores da umidade do gás de entrada, estabelecidos pelas condições de simulação, nem sempre constantes, o que vem a afetar a exergia desta corrente gasosa. A umidade final do sólido, mostrada na Figura 5.20(c), cai à medida que se aumenta a relação de vazões e o comprimento do leito. A menores relações de vazão, esta queda é menos pronunciada, com valores de umidade muito próximos, em virtude do equilíbrio com o ar de secagem.

Os valores de  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/kg água evaporada), observados em 5.21 (a) são baixos e mostram que à medida que diminui a relação de vazões, ocorre um melhor aproveitamento da exergia do sistema, com valores decrescentes de  $\Delta\hat{B}_2$  em kJ/kg de água evaporada. Como o maior aporte de exergia é fornecido com a corrente gasosa, a altas vazões de gás (a vazão de sólido foi mantida constante em  $3,3 \times 10^{-3}$  kg/s), a destruição de exergia torna-se maior, não conseguindo ser compensada pelo aumento da exergia do sólido, que está a umidades

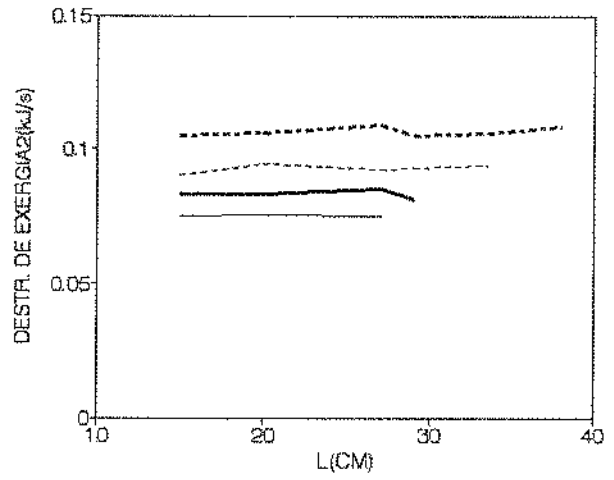
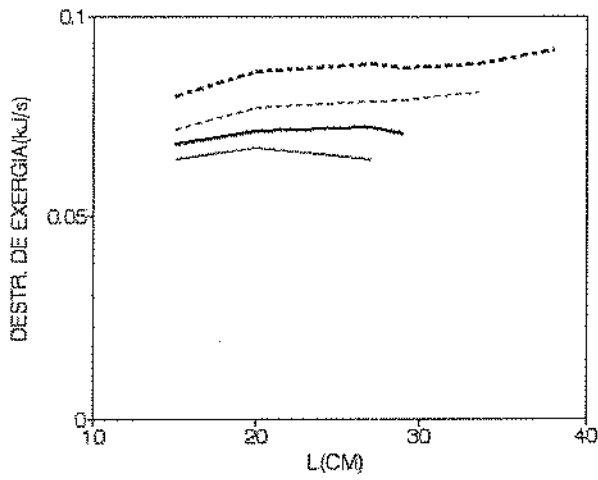
mais baixas e com um maior conteúdo de exergia. Porém, como a vazão de sólido é baixa comparada à vazão de gás, a exergia referida por unidade de massa daquele é bem menor.

As eficiências térmicas, que podem ser vistas na Figura 5.21 (b), calculadas segundo a equação 4.3, aumentam com o aumento do comprimento do leito, ou seja, com a diminuição da umidade final do sólido. Apresentam um valor ótimo para a razão  $w_g/w_p$  de 10, devido a junção de baixos valores de umidade do sólido com melhor aproveitamento da energia térmica do gás de secagem. Na razão de 11,5, embora as umidades do sólido sejam ainda mais baixas, a vazão de gás é muito alta e parte de seu potencial energético não é aproveitado, ou melhor, o aumento da vazão de gás não consegue compensar o aumento no grau de secagem.

Serão analisadas então as temperaturas de secagem de 80 e 90<sup>0</sup>C, que permitem que umidades finais de sólido mais baixas sejam alcançadas. Isto porque maiores comprimentos de leito podem ser simulados, sem que o ar atinja o equilíbrio.

As Figuras 5.22 e 5.23 mostram os resultados obtidos para as avaliações energética (Eficiência Térmica) e exergética ( $\Delta\hat{B}_1$  (kJ/s) e  $\Delta\hat{B}_2$  (kJ/s e kJ/kg água evaporada)) para a temperatura do gás de 80<sup>0</sup>C. Como à temperatura de 90<sup>0</sup>C, as tendências observadas são praticamente as mesmas, as figuras 5.24 e 5.25 serão avaliadas conjuntamente. Estas apresentam os valores  $\Delta B_1$  (em kJ/s), eficiência térmica, umidade final do sólido e os valores de  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/s e kJ/kg água evaporada) para a temperatura de 90<sup>0</sup>C e diversas relações de vazão.

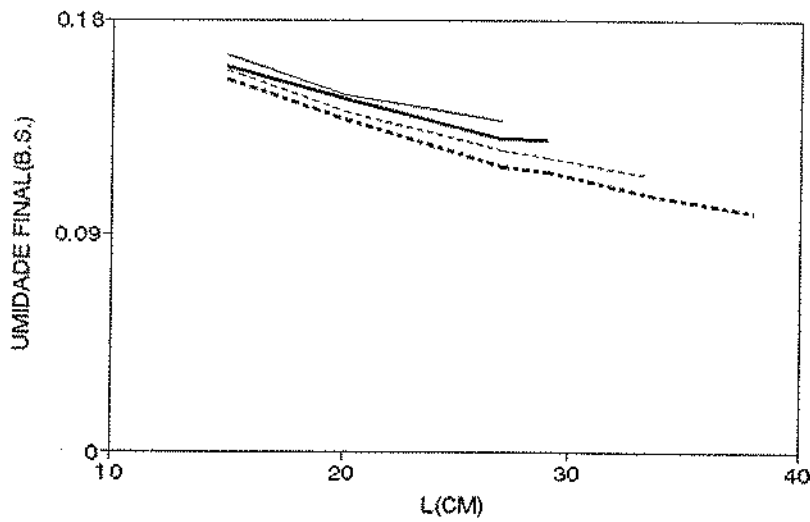
As figuras que mostram os valores de  $\Delta\hat{B}_1$  estão, em realidade, mostrando a irreversibilidade do processo. A tendência para as duas temperaturas é a mesma. A temperaturas mais altas observa-se uma maior destruição da exergia, ou seja, uma maior irreversibilidade do processo. As relações de vazões também influem nos valores de  $\Delta B_1$ , que vão aumentando, com o aumento da vazão de gás. Aparentemente, para uma mesma relação de vazão, os valores de destruição de exergia se mantém relativamente constantes. Alguns pontos de mínimo são observados nos gráficos, mas ocorrem devido à alteração nas condições de convergência de simulação, nem sempre constantes, mas dentro da faixa de valores admitida pelo programa.



— Wg/Wp=8.5 — Wg/Wp=9.0 - - - Wg/Wp=10 - - - - Wg/Wp=11.5

Figura 5.20 (a) - Variação de  $\Delta\hat{B}_1$  (kJ/s) para temperaturas do gás de  $70^{\circ}\text{C}$  e diferentes relações  $w_g/w_p$

Figura 5.20 (b) - Variação de  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/s) para temperatura de secagem de  $70^{\circ}\text{C}$  e várias relações  $w_g/w_p$



— Wg/Wp=8.5 — Wg/Wp=9.0 - - - Wg/Wp=10 - - - - Wg/Wp=11.5

Figura 5.20 (c) - Umidade final do sólido para temperatura de secagem de  $70^{\circ}\text{C}$  e várias relações  $w_g/w_p$

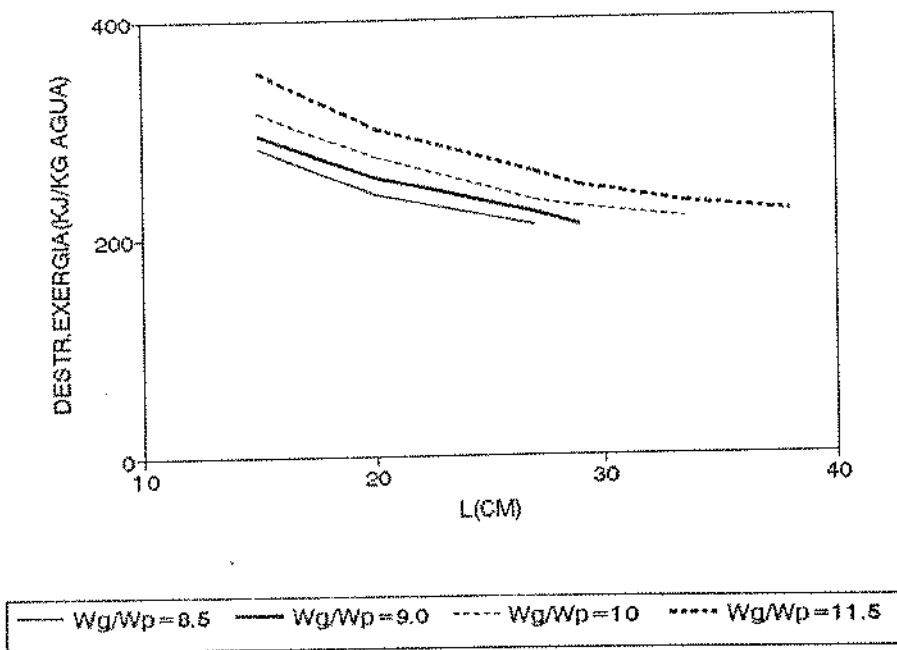


Fig. 5.21 (a) - Destruição de exergia  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/kg água) para temperatura de secagem de 70°C

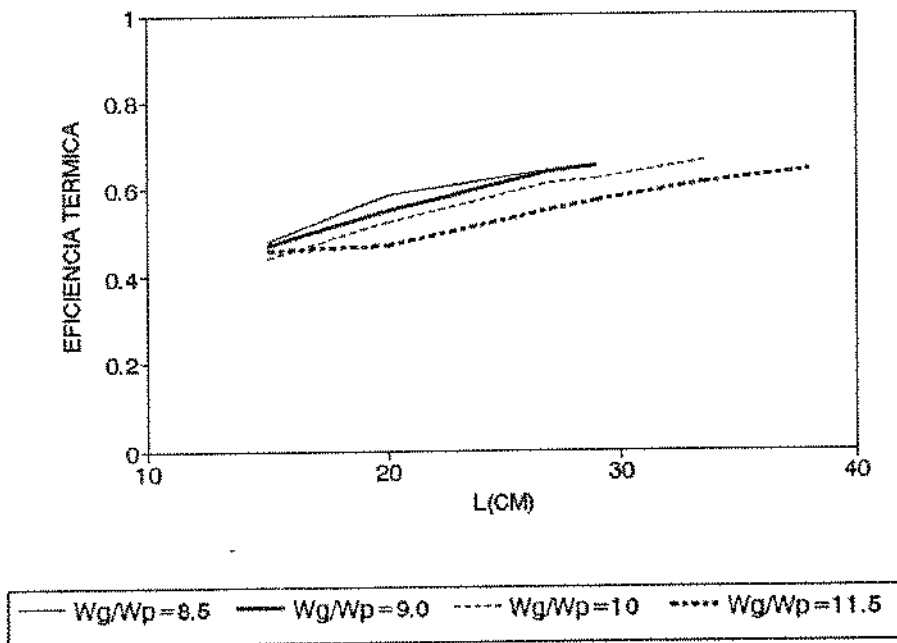


Fig. 5.21 (b) - Eficiência térmica para temperaturas de secagem de 70°C

As eficiências térmicas aumentam com o aumento do comprimento do leito, devido ao decréscimo na umidade do sólido. De maneira geral, diminuem com o aumento da relação de vazões, pois o acréscimo da vazão de gás não consegue compensar o aumento do grau de secagem, implicando em eficiências térmicas menores.

Os resultados obtidos desprezando-se a exergia do gás de saída ( $\hat{\Delta B}_2$  em kJ/s) são constantes, para a perda de exergia medida a uma mesma relação  $w_g/w_p$ . Embora o aporte de exergia individual do sólido cresça com o processo de secagem e diminuição da umidade, sua vazão é muito menor que a vazão de gás e este acaba, então, dominando a perda de exergia do processo. Daí, os valores relativamente constantes a uma mesma relação de vazão. A vazões de gás menores e temperatura de secagem menores, encontram-se menores valores de  $\hat{\Delta B}_2$  (em kJ/s).

A situação se inverte quando este último índice é calculado em função da vazão de água evaporada na secagem. A 80°C (Figura 5.23b) nota-se que, para a relação  $w_g/w_p$  de 10, são encontrados os menores valores de destruição de exergia por massa de água evaporada para um leito de 48 cm de comprimento. A combinação destes valores com os valores de eficiência térmica permite encontrar um ótimo operacional para esta temperatura (80°C),  $w_g/w_p$  de 10,0 e comprimento de leito de 48 cm, onde se obtém uma eficiência de 69%.

As mesmas tendências são observadas a 90°C, encontrando-se, porém, menores eficiências térmicas e maiores perdas de exergia.

Na avaliação destas duas temperaturas, há um outro aspecto a se considerar: para se atingir a mesma umidade final, com a mesma razão  $w_g/w_p$  de 10, a 80°C é necessário um leito 10 cm mais comprido que a 90°C. Uma análise de custos de investimentos versus custos operacionais permitiria conclusões mais confiáveis. Porém, pela simplicidade de construção do secador aqui empregado, a situação escolhida como ótima é a de menor custo operacional.

O cálculo de  $\hat{\Delta B}_3$  (em kJ/s), que desconsidera a exergia do ar de saída e o termo relativo à temperatura do sólido, também apresenta como vantajosa a operação a 80°C, por incorrer em valores menores para este índice. Na Figura 5.27 são mostrados os valores de  $\hat{\Delta B}_3$  (em kJ/s) para as temperaturas de 80 e 90°C, para todas as relações de vazão estudadas. Para atingir uma mesma umidade final do sólido, a operação a 80°C demanda uma menor perda

de exergia, revelando uma condição de operação mais eficiente, para um mesmo valor de  $w_g/w_p$ .

Ainda nesta condição de escoamento contra-corrente, sem reciclo de ar, analisou-se o valor de  $\Delta B_1$  (em kJ/s) em função do comprimento de leito e de uma mesma relação de vazões, para as várias temperaturas de secagem: 60, 70, 80 e 90°C. A razão vazão de gás/vazão de sólido avaliada foi de 11,5. Os resultados podem ser vistos na Figura 5.27. Observa-se que os valores de perda de exergia, são aproximadamente constantes para uma mesma relação de vazões, não sofrendo influência do comprimento do leito. À medida que aumentam as temperaturas de secagem, a perda de exergia também aumenta. Portanto, para a secagem em um estágio a temperatura a utilizar seria a mais baixa, que possibilitasse a obtenção da umidade final requerida, para um dado comprimento de leito.

Constata-se, portanto, que para se estabelecer as melhores condições para secagem de um produto, é necessário combinar eficiência térmica, destruição da exergia e umidade final que o sólido atinge.

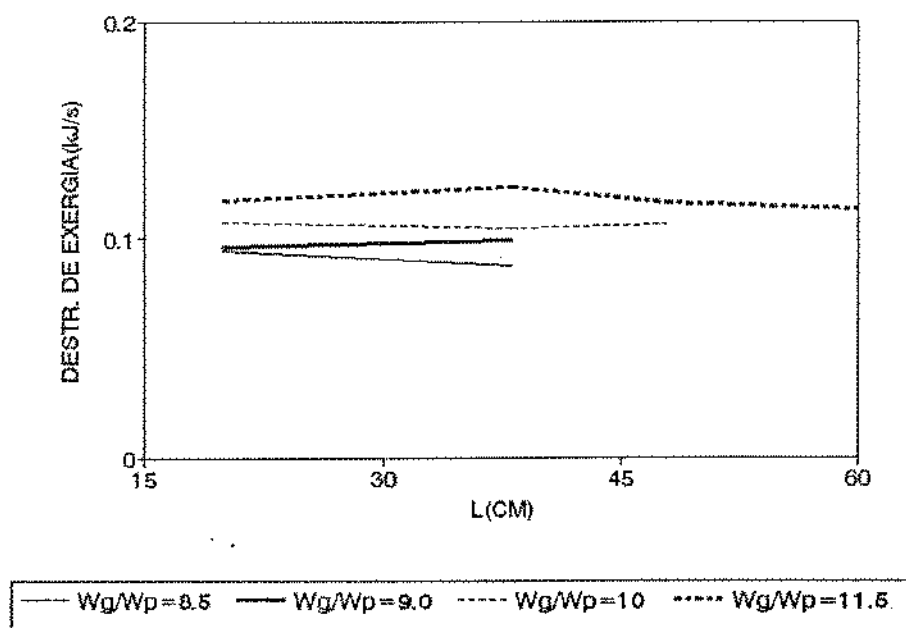


Figura 5.22 (a) - Variação de  $\Delta \hat{B}_1$  (kJ/s) para temperatura do gás de 80°C

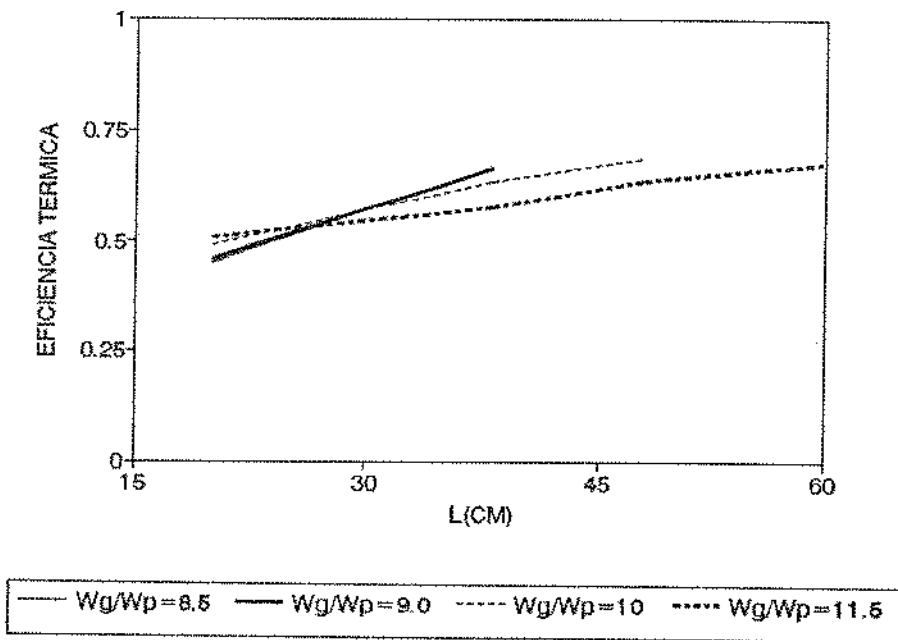


Figura 5.22 (b) - Variação da eficiência térmica para temperatura de secagem de 80<sup>0</sup>C

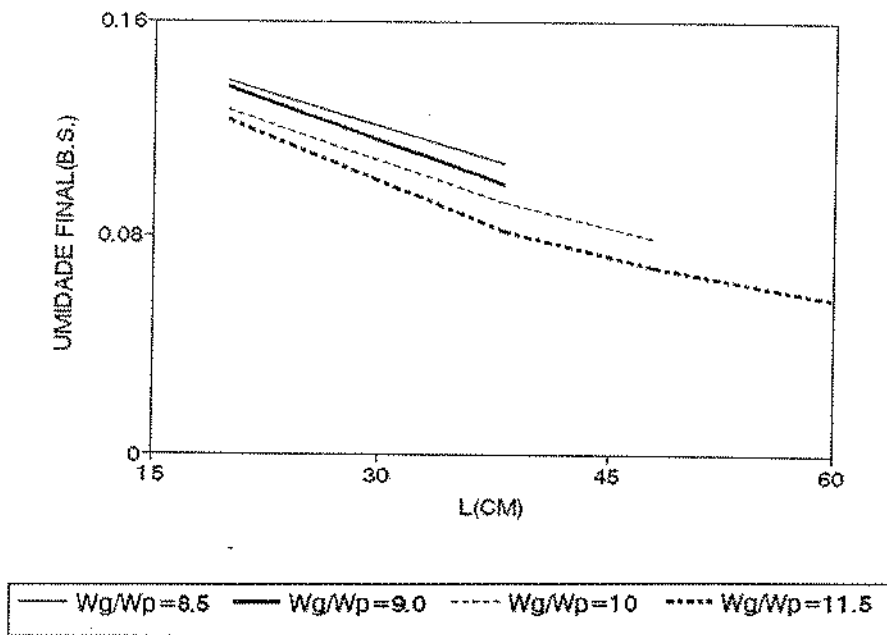
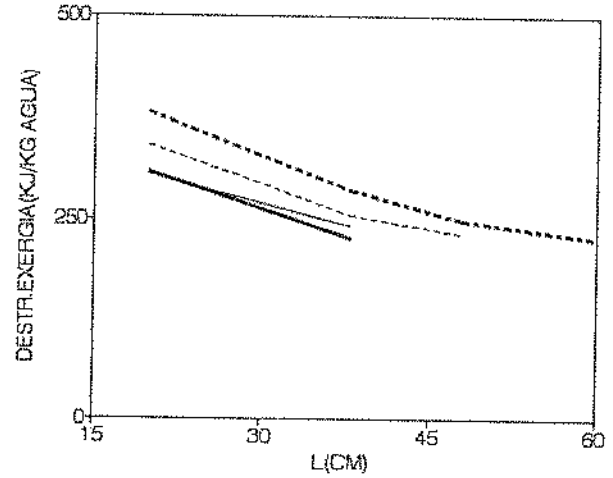
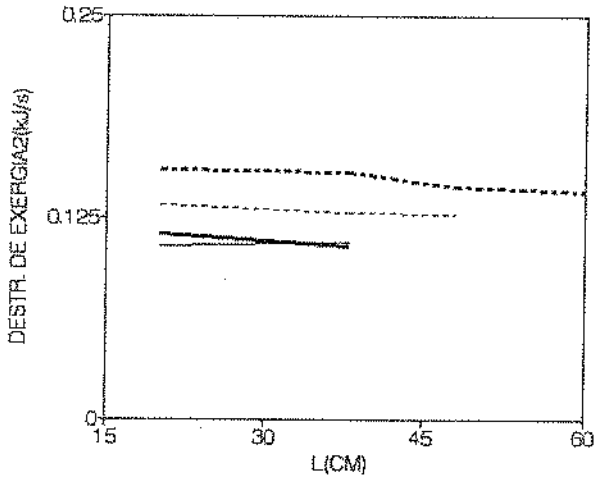


Figura 5.22 (c) - Umidade final do sólido para temperatura do gás de 80<sup>0</sup>C e várias relações  $w_g/w_p$

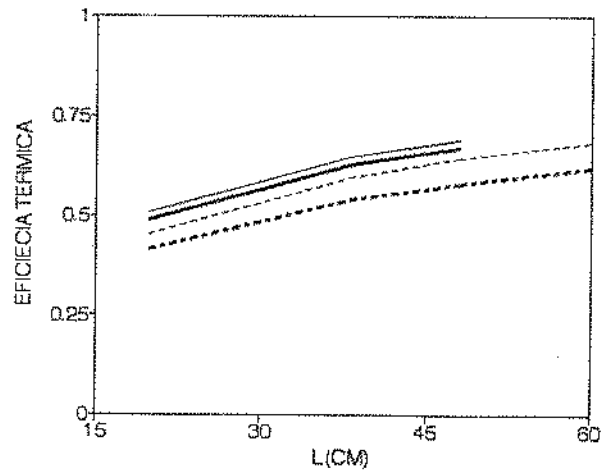
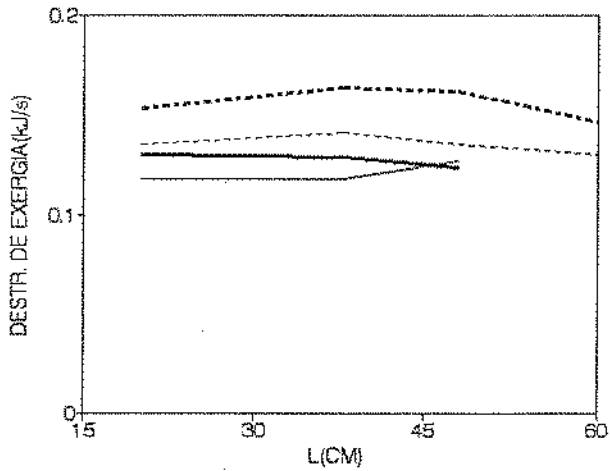




— Wg/Wp=8.5    - - - Wg/Wp=9.0    - · - · Wg/Wp=10    ····· Wg/Wp=11.5

Fig. 5.23 (a) - Destruição da exergia  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/s) para temperatura do gás de  $80^{\circ}\text{C}$

Fig. 5.23 (b) - Destruição da exergia  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/kg água) para temperatura de secagem de  $80^{\circ}\text{C}$



— Wg/Wp=8.5    - - - Wg/Wp=9.0    - · - · Wg/Wp=10    ····· Wg/Wp=11.5

Figura 5.24 (a) - Destruição da exergia  $\Delta\hat{B}_1$  (em kJ/s) para temperatura de secagem de  $90^{\circ}\text{C}$

Figura 5.24 (b) - Eficiência térmica para temperatura de secagem de  $90^{\circ}\text{C}$

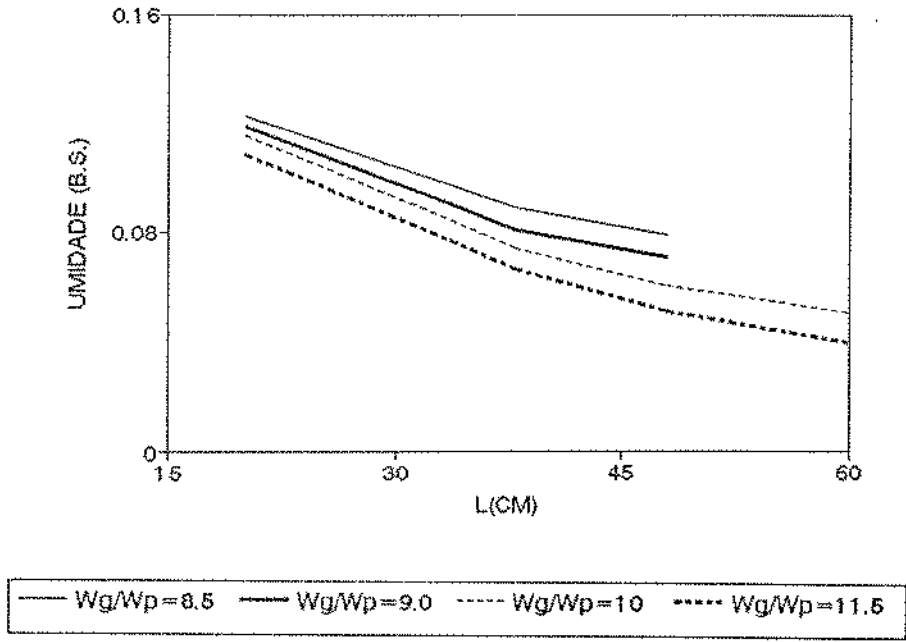


Figura 5.24 (c) - Variação da umidade do sólido para temperatura do gás de secagem de 90<sup>0</sup>C

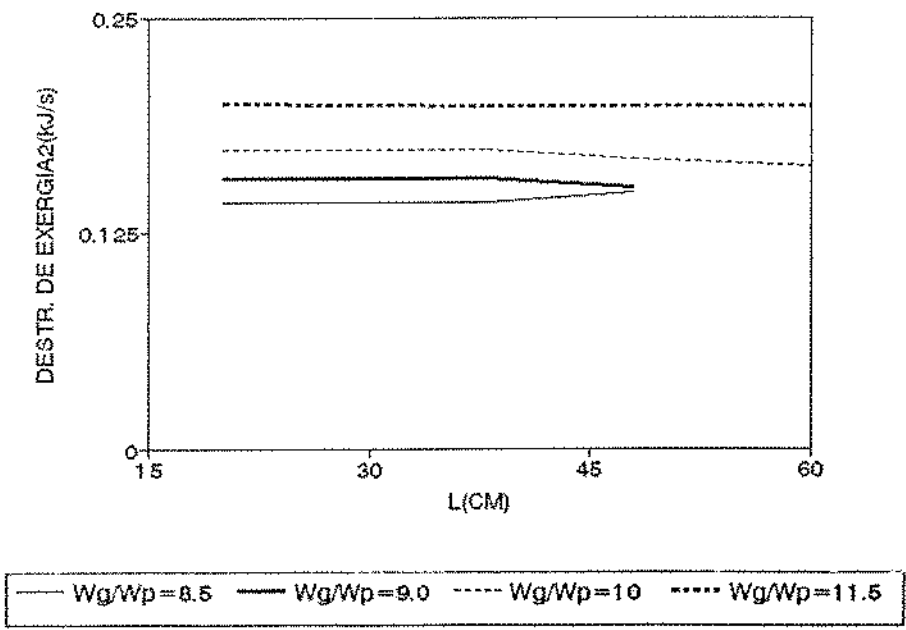


Figura 5.25 (a) - Destruição da exergia  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/s) para temperatura de secagem de 90<sup>0</sup>C

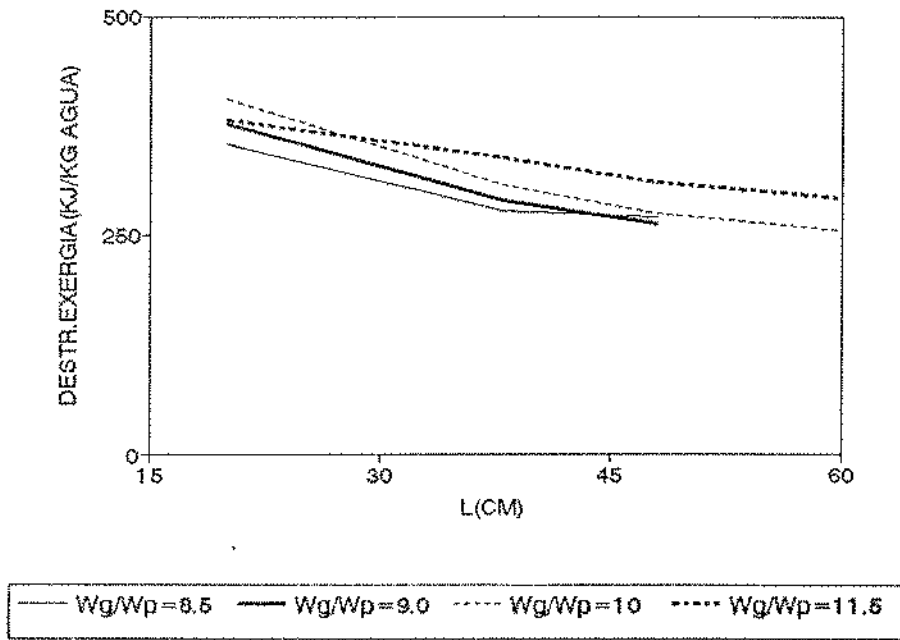


Fig. 5.25 (h) - Destruição da exergia  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/kg água) para temperatura de secagem de  $90^{\circ}\text{C}$

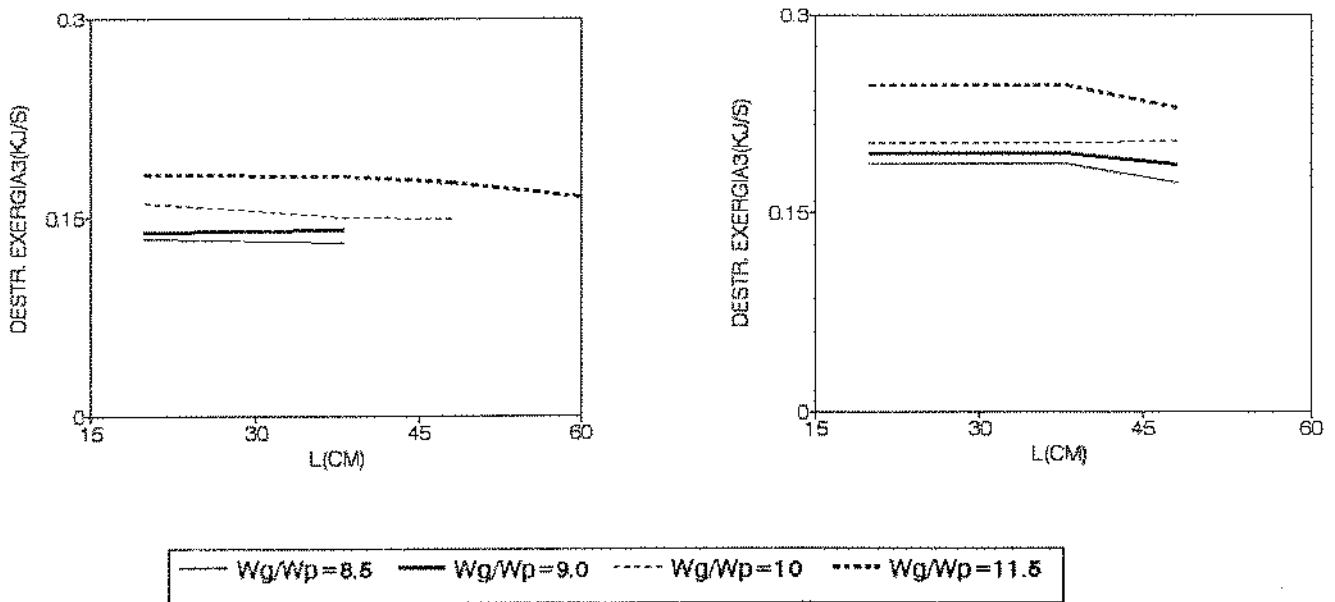


Figura 5.26 (a) - Destruição da exergia  $\Delta\hat{B}_3$  (em kJ/s) para temperatura do gás de  $80^{\circ}\text{C}$

Figura 5.26 (b) - Destruição da exergia  $\Delta\hat{B}_3$  (em kJ/s) para temperatura de secagem de  $90^{\circ}\text{C}$

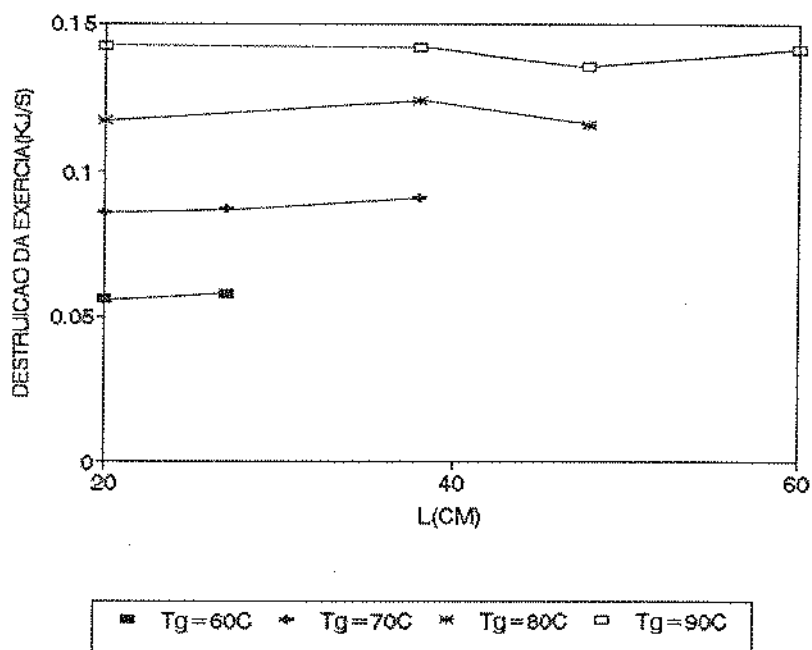


Figura 5.27 - Efeito da temperatura de secagem na perda de exergia  $\Delta \hat{B}_1$  (em kJ/s) para uma mesma relação de vazões ( $w_g/w_p = 11,5$ )

### 5.3.3.2 - Secador contra corrente com reciclo de ar

Procedeu-se à simulação da secagem com ar em contra corrente, com reaproveitamento de ar de saída, com o objetivo de se verificar qual a melhor configuração, do ponto de vista energético e exerético. As temperaturas de secagem, onde foi estudada a introdução de reciclo, foram as mais altas (80 e 90°C), em algumas relações de vazão e para comprimentos de leito pequenos, onde o ar na saída do secador apresentava ainda potencial de secagem.

Vários comprimentos de leito e diversas razões de reciclo foram avaliadas, considerando-se sempre que a temperatura do gás na entrada do secador variava na faixa de 80 a 100°C. As relações entre vazão de gás e vazão de sólido testadas foram de 10,0 e 11,5.

No processo de cálculo da simulação, o material sólido na entrada do secador contacta o gás de saída. Parte deste gás de saída, neste caso, será reaproveitado. Para ser possível o desenvolvimento da rotina de cálculo, são calculadas as condições de ar de saída, através de

um balanço global de massa e energia, assumindo uma certa diferença entre o gás e o sólido na base do secador. A umidade do gás fresco, que vai ser misturado ao ar de reciclo é fixa, de 0,012 kg água/kg ar seco.

Os cálculos são concluídos quando se atingem as condições de convergência da simulação, descritas no Capítulo 3. Determina-se então, a razão de reciclo e a temperatura do gás fresco, a partir da temperatura de saída e de entrada do gás no secador. As vazões de gás e de sólido no secador são fornecidas no início da simulação. A vazão do gás de reciclo é calculada em função da razão de reciclo e vazão do gás no secador e a vazão de gás fresco é calculada pela diferença entre vazão de gás no secador e vazão de gás de reciclo.

Algumas situações dentro do secador contra-corrente com reciclo de ar foram analisadas. Avalia-se o desempenho do secador para razões de reciclo variáveis, de 0,35, 0,45, 0,5, 0,52 e 0,72 e um comprimento fixo de leito.

A Figura 5.28 mostra a variação das eficiências térmicas e a umidade final do sólido, para as diferentes relações de reciclo estudadas. A razão vazão de gás/vazão de sólido é de 10 ( $w_g = 3,3 \times 10^{-2}$  kg/s e  $w_p = 3,3 \times 10^{-3}$  kg/s), o comprimento do leito é de 21 cm, a umidade final do sólido varia, mas na maioria dos comprimentos está por volta de 11% em base seca. A temperatura de mistura ( $T_{gm}$ ) e a temperatura do gás fresco ( $T_{g0}$ ) variam, em função da variação da razão de reciclo. A Figura 5.29 apresenta a temperatura e vazão de ar fresco para diferentes relações de reciclo.

Verifica-se, através da figura 5.28, que com o aumento da razão de reciclo, ocorre uma elevação na eficiência térmica, devido ao reaproveitamento do ar de secagem. Aparece no gráfico uma inflexão, causada por um pequeno aumento na umidade final do sólido, porém a tendência, que é de eficiências térmicas mais altas para maiores reciclos, se mantém. Este desvio na umidade final é consequência do uso de uma razão de reciclo muito alta, que no caso é 0,72.

A avaliação exergética da secagem contra-corrente com reciclo de ar fornece resultados diversos em relação à avaliação energética. A Figura 5.30 mostra estes dados. O aumento da razão de reciclo implica em aumento da perda de exergia ( $\Delta\hat{B}_2$  em kJ/s), o que significa que as exergias de entrada são mal aproveitadas, gerando processos exergéticamente ineficientes.

O cálculo da exergia destruída para evaporar 1 kg de água mostra que este índice ( $\Delta\hat{B}_2$  em kJ/kg água) aumenta com o aumento da razão de reciclo. Isto porque à medida que se aumenta a razão de reciclo, é necessário um ar fresco com temperaturas muito altas. Embora a vazão requerida deste ar seja pequena, seu potencial exergético é muito alto e o balanço mostra, então, uma destruição de exergia muito grande para evaporar um quilo de água.

O ponto de inflexão que aparece no gráfico é ocasionado pela variação da temperatura do ar fresco e da umidade final do sólido. A mesma tendência nos valores de  $\Delta\hat{B}_2$  e de eficiência térmica poderiam ser encontrados, se não se fixasse um valor para a umidade final do sólido. Esta mudança brusca ocorre porque cai a temperatura do gás fresco, em virtude das condições de simulação. Observando a Figura 5.28, nota-se que poderia ter-se mantido a umidade final do sólido constante, mas para isso a temperatura do gás fresco teria que subir ainda mais e a temperatura de mistura não se manteria.

Os resultados encontrados na Figura 5.29 são os esperados. Com o aumento da relação de reciclo aumenta a temperatura do gás fresco, que vai se misturar ao gás de reciclo. A vazão de gás fresco, é claro, diminui com o aumento da relação de reciclo. Na curva da temperatura do ar fresco ocorre uma inflexão, mais precisamente para a relação de reciclo de 0,52, devido a dificuldades em se fechar a simulação com a temperatura de mistura pré-estabelecida, que para este caso ficou mais baixa que as demais. Isto é consequência das tentativas e ajustes feitos para a obtenção de diversas relações de reciclo, mas a tendência de aumento da temperatura do ar fresco persiste. Esta inflexão na temperatura do ar fresco acaba causando as inflexões que são mostradas nos outros gráficos.

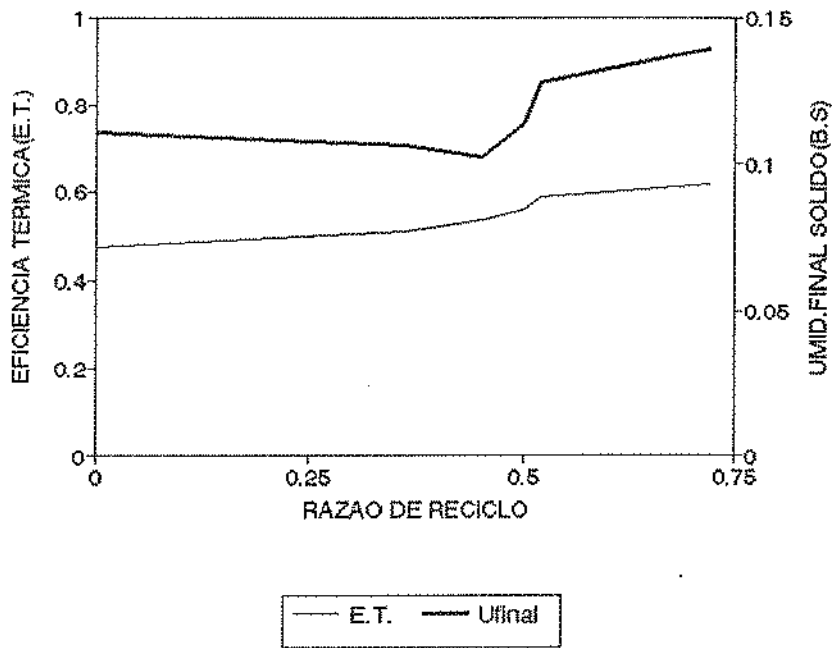


Figura 5.28 - Eficiência térmica e umidade final do sólido para diversas razões de reciclo

$$w_g/w_p = 10 \quad L = 21\text{cm} \quad w_g = 3,3 \times 10^{-2} \text{ kg/s}$$

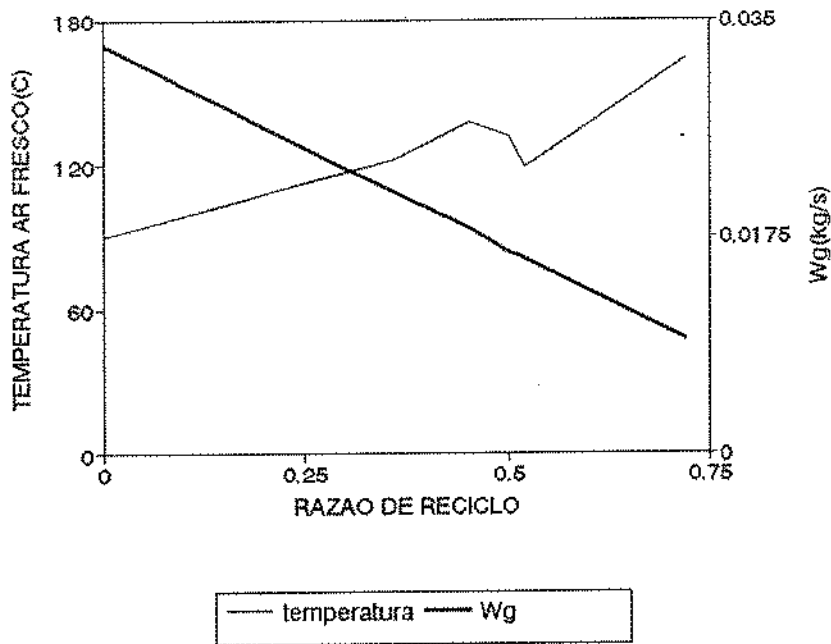


Figura 5.29 - Temperatura e vazão de ar fresco para diferentes relações de reciclo

$$w_g/w_p = 10 \quad L = 21 \text{ cm}$$

A outra situação analisada consistiu na avaliação da variação do comprimento do leito, para uma razão de reciclo constante e relação  $w_g/w_p$  de 11,5. A temperatura de mistura do gás foi fixada em 90<sup>0</sup>C. A tendência dos resultados encontrados nesta situação é a mesma que se verificou na secagem em contra corrente sem reciclo de ar. Os comprimentos de leito avaliados foram 22, 38 e 48 cm. A Figura 5.31 mostra os resultados. A eficiência térmica vai aumentando com o aumento do comprimento de leito, denotando um melhor aproveitamento da energia fornecida pelo gás de secagem. As umidades finais do sólido caem, alcançando valores aceitáveis comercialmente.

A Figura 5.32 mostra o efeito da variação do comprimento do leito na destruição da exergia e sua influência na temperatura e umidade do gás. Os valores de  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/s) aumentam com o aumento do comprimento do leito, como consequência do crescimento da temperatura do ar fresco, que é mais alta porque o gás de reciclo, para leitos mais longos, apresenta uma temperatura mais baixa. Contudo, a perda de exergia pela quantidade de água evaporada diminui com o aumento do comprimento do leito, indicando uma menor destruição da exergia por quilo de água evaporada para leitos maiores. Este resultado está em concordância com a eficiência térmica, que também é maior para leitos mais compridos, atestando que maiores comprimentos de leito são mais eficientes energética e exergeticamente. As umidades do gás de mistura ( $Y_m$ ) e do ar de saída ( $Y_2$ ) aumentam com o aumento do comprimento do leito, porém a temperatura do ar de saída diminui com o comprimento do leito, indicando um melhor aproveitamento do potencial energético do gás. Isto, porém, se reflete nas condições do ar fresco, que precisa ter temperaturas mais altas para que se chegue a uma temperatura fixa de mistura de 90<sup>0</sup>C.

Observa-se, na secagem em contra corrente com reciclo de ar, que para nenhuma das condições testadas, chegou-se a um valor de eficiência térmica tão alto quanto o que é obtido a 80<sup>0</sup>C sem reciclo de ar, com relação  $w_g/w_p$  de 10,0 e comprimento de leito de 48 cm. Para este caso a eficiência térmica atingiu o valor de 0,69 e além disso, o valor de  $\Delta\hat{B}_2$  por quantidade de água evaporada, para esta condição, é de 232 kJ/kg água, implicando numa menor destruição da exergia do que a que ocorre em qualquer uma das condições com reciclo. O único inconveniente é que o comprimento do leito deve ser de 48 cm, para que se atinja uma umidade final de sólido aceitável.

Portanto, é possível concluir que para as condições avaliadas, o reciclo de ar não



implica em melhoramento energético e exerético do secador, nem em diminuição dos custos operacionais. O aumento nos custos de investimento pode ser considerado pouco significativo visto que no caso em que não há reciclo, é necessário um leito pouco mais comprido, com mais 10 cm.

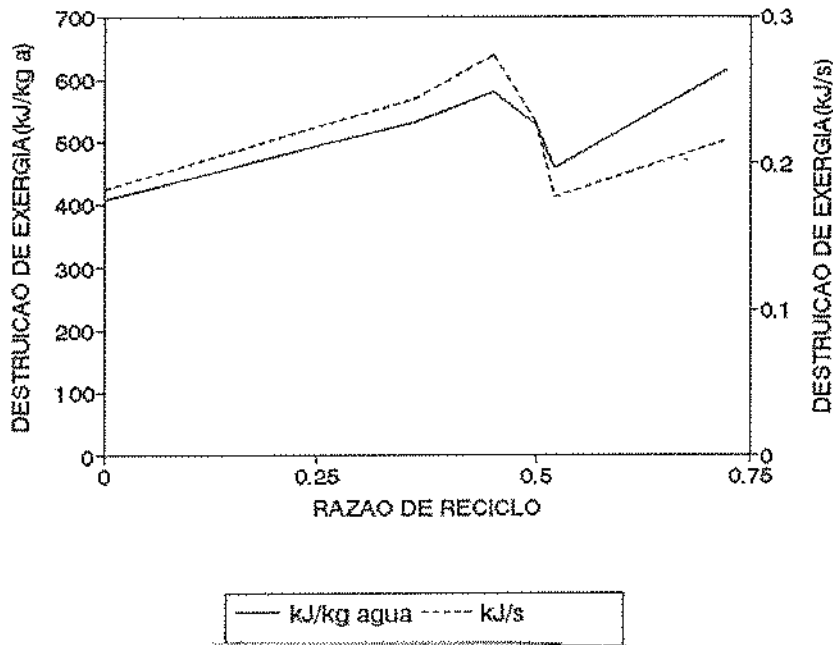


Figura 5.30 - Destruição da exergia (em kJ/kg água evaporada e kJ/s) com o aumento da razão de reciclo  
 $w_g/w_p = 10$      $L = 21$  cm     $T_{ge} = 80^{\circ}\text{C}$

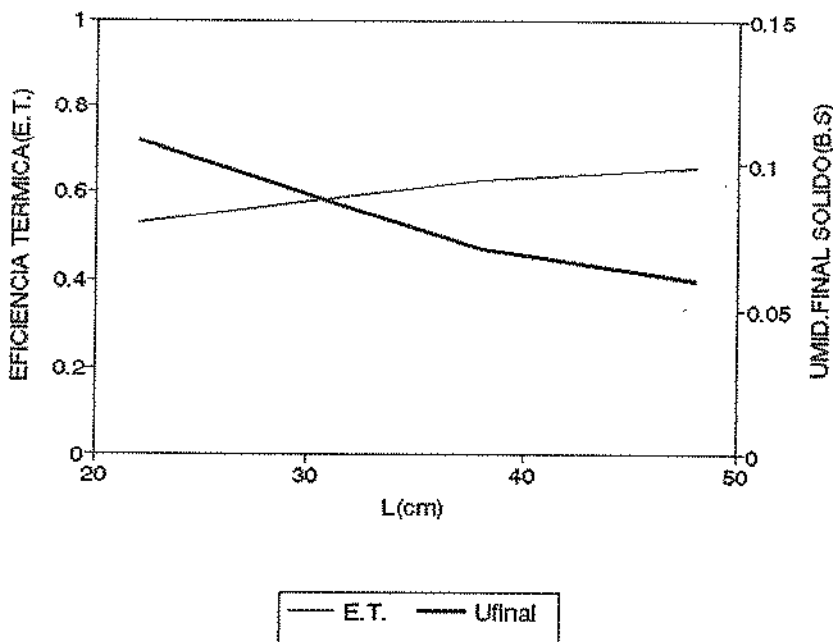


Figura 5.31 - Variação da eficiência térmica e umidade final do sólido com o comprimento de leito  
 $w_g/w_p = 11,5$      $w_g = 3,3 \times 10^{-2}$  kg/s     $T_g = 90^{\circ}\text{C}$     razão de reciclo = 0,5

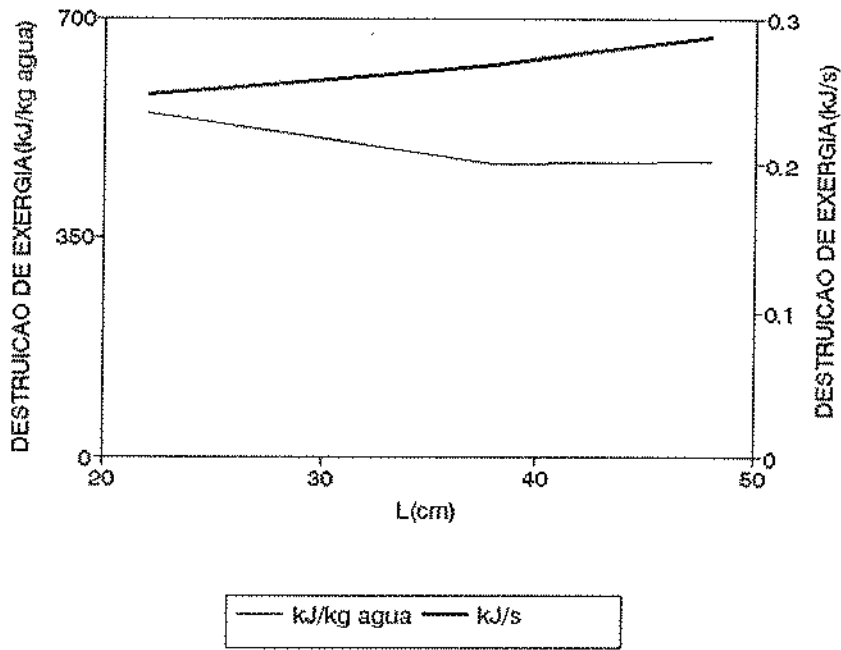


Figura 5.32 (a) - Destruição de exergia ( $\Delta \hat{B}_2$  em kJ/s e kJ/ água) em função do comprimento do leito

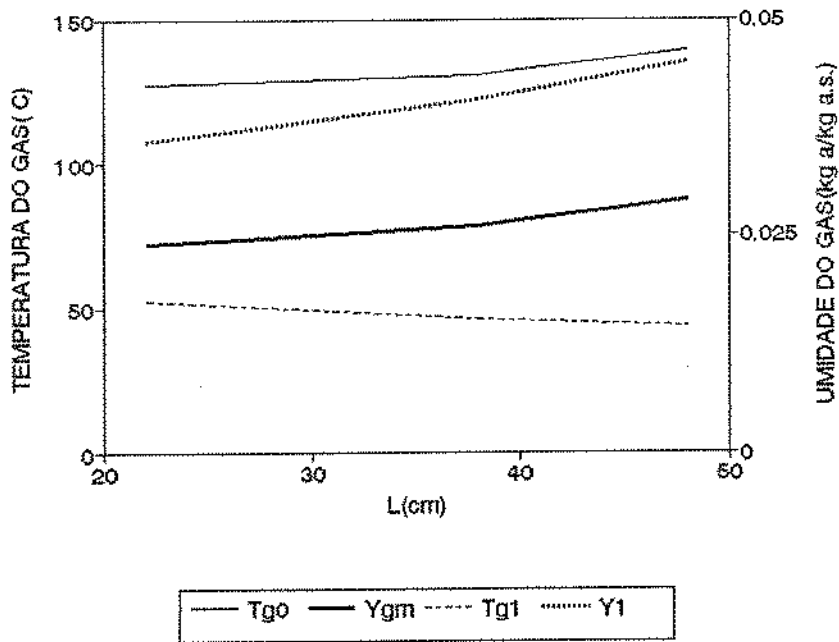


Figura 5.32 (b) - Variação da temperatura do ar fresco e da umidade do gás com o comprimento do leito

## 5.4 - Conclusões

- Neste capítulo, na avaliação do efeito da distribuição de tempo de residência, com os dois modelos de escoamento encontrados na prática, observa-se que para o escoamento pistão em série com tanque agitado e uma proporção de volume morto, o processo de secagem mostrou-se bastante afetado em comparação ao escoamento pistão, resultando em umidades de saída do sólido maiores para os casos com desvio da idealidade.
- Para um secador sem reciclo de ar, algumas variáveis de operação foram analisadas. Na análise do efeito da temperatura do gás, observou-se que em algumas temperaturas de secagem, como 60 e 70<sup>0</sup>C, os comprimentos de leito simulados foram poucos, pois são atingidas condições próximas ao equilíbrio.
- Na avaliação do efeito do aumento das relações de vazão, encontrou-se que com maiores vazões de gás, aumenta a temperatura do gás de secagem próximo à saída do secador, diminui a umidade de equilíbrio do sólido e aumenta o grau de secagem.
- Nota-se que com o aumento do comprimento de leito, para uma mesma temperatura de gás e mesma relação de vazão, diminuem as umidades finais de saída do sólido.
- A avaliação energética do secador contra-corrente sem reciclo de ar mostrou um melhor aproveitamento do potencial de secagem para as menores relações de vazão. A vazões de gás maiores, embora se atinjam umidades finais do sólido mais baixas, a eficiência térmica encontrada é menor. Parte do potencial energético do gás não é aproveitado, ou seja, o aumento da vazão de gás não consegue compensar o aumento no grau de secagem. Há, porém, um ponto de ótimo para temperatura de secagem de 80<sup>0</sup>C,  $w_g/w_p$  de 10,0 e comprimento do leito de 48 cm, em que a eficiência térmica é de 69%.
- A avaliação da perda de exergia no processo de secagem foi feita através do cálculo de vários índices, que revelaram que as condições de menor perda de exergia ocorrem a temperaturas de secagem menores e menores vazões de gás, sendo

praticamente constantes em função do comprimento do leito, com exceção da exergia destruída por massa de água evaporada.

- A análise da secagem em contra corrente com reciclo de ar mostrou que a eficiência térmica aumenta com o aumento da razão de reciclo, sem que, no entanto, se alcancem umidades finais de sólido na faixa desejada. A perda de exergia, para este caso, aumentou com o aumento do comprimento de leito, por que isto implicou em temperaturas de gás fresco muito maiores. Para as condições analisadas, o reciclo de ar não representou um melhoramento energético e exergético do secador, em comparação a um secador otimizado sem reciclo.
- Finalmente, pode-se observar que eficiência térmica e critérios exergéticos oferecem uma informação diversa, quando se propõe recuperação de energia dentro de um mesmo processo.

## 6 - SECADOR A LEITO DESLIZANTE OPERANDO EM CONCORRENTE

### 6.1 - Introdução

Embora na prática não se tenha realizado nenhum teste experimental com o secador operando em concorrente, julgou-se interessante simulá-lo e comparar seu desempenho aos outros tipos de escoamento estudados.

Um secador contínuo com escoamento concorrente pode ser representado como na Figura 6.1. Os sólidos entram com um conteúdo de umidade  $X_1$  e temperatura  $T_{p1}$  e saem com um conteúdo de umidade  $X_2$  e temperatura  $T_{p2}$ . O gás entra com umidade  $Y_1$  e temperatura  $T_{g1}$  e sai com umidade  $Y_2$  e temperatura  $T_{g2}$ . Por conveniência, as correntes de sólido e gás são expressas em base seca e se considera a direção  $z$  positiva no sentido do avanço do sólido.

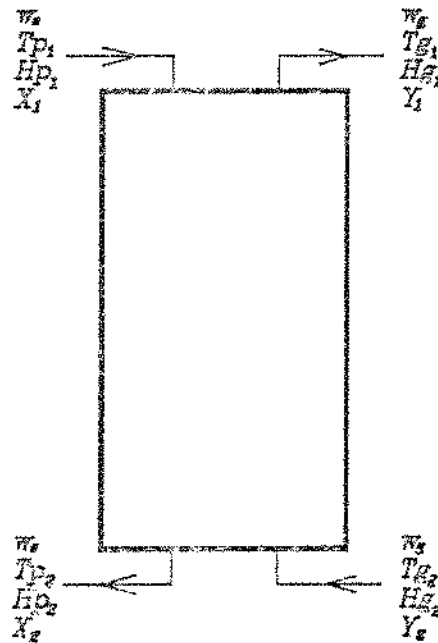


Figura 6.1 - Secador em concorrente

- onde:  $w_p$  = vazão mássica de sólido (kg/s).  
 $w_g$  = vazão mássica de gás (kg/s).  
 $T_{p1}$  = temperatura do sólido no topo de secador ( $^{\circ}\text{C}$ ).  
 $T_{p2}$  = temperatura do sólido na base do secador ( $^{\circ}\text{C}$ ).  
 $T_{g1}$  = temperatura do gás no topo do secador ( $^{\circ}\text{C}$ ).  
 $T_{g2}$  = temperatura do gás na base do secador ( $^{\circ}\text{C}$ ).  
 $H_{p1}$  = entalpia do sólido no topo do secador (kcal/kg).  
 $H_{p2}$  = entalpia do sólido na base do secador (kcal/kg).  
 $H_{g1}$  = entalpia do gás no topo do secador (kcal/kg).  
 $H_{g2}$  = entalpia do gás na base do secador (kcal/kg).  
 $X_1$  = umidade do sólido no topo do secador (kga/kg s.s.).  
 $X_2$  = umidade do sólido na base do secador (kga/kg s.s.).  
 $Y_1$  = umidade do gás no topo do secador (kg a/kg a.s.).  
 $Y_2$  = umidade do gás na base do secador (kg a/kg a.s.).

Em virtude dos poucos artigos sobre o tema, pode-se concluir que a secagem com escoamento concorrente tem sido pouco empregada experimentalmente. Segundo STRUMILLO & KUDRA (1986), o escoamento concorrente é recomendado, quando não se deseja que o sólido ultrapasse um determinado conteúdo de umidade ou nos casos em que o aquecimento, além de uma certa temperatura, afeta as propriedades requeridas no produto.

SARTORI (1986), ao estudar a transferência de calor em leito deslizante, comenta que não foram encontradas na literatura, medidas sobre a troca térmica para o escoamento concorrente em leitos deslizantes.

Outros autores (SYENIUTICZ *et alii*, 1984; BERTIN & BLAZQUEZ (1986)), ao avaliarem energética e exergeticamente o processo de secagem, não analisam esta configuração de escoamento.

Porém, é interessante conhecer os resultados das avaliações energética e exergetica de um secador concorrente e compará-lo ao escoamento contra-corrente.

O modelo matemático que descreve os balanços de calor e massa neste tipo de secador

é o apresentado pelas equações 3.1 a 3.4 e será usado neste capítulo para a simulação do processo. Pelo exposto no Capítulo 3, a equação 3.2 do modelo deve ser substituída pelas equações (3.36) ou (3.46), quando se considera a distribuição de tempo de residência que o sólido apresenta no secador. No procedimento de cálculo da simulação, a temperatura inicial  $T_{pI}$  e o conteúdo de umidade  $X_I$  do sólido, mais a temperatura de entrada do gás  $T_{gI}$  e sua umidade  $Y_I$  são fornecidos como dados de partida. As vazões de gás e de sólido são também conhecidas. Os demais parâmetros necessários ao desenvolvimento da simulação são determinados de acordo com o explicado no item 3.4 do Capítulo 3. O procedimento de cálculo termina quando se atinge o comprimento de leito desejado, fixado através do estabelecimento do tempo de residência máximo.

O diagrama de blocos detalhado sobre o processo de simulação dos secadores a leito deslizante operando em concorrente encontra-se no Apêndice E.

## 6.2 - Estudo de Casos

No processo de secagem em escoamento concorrente da proteína texturizada de soja, avaliou-se o efeito de algumas variáveis de processo. São elas: distribuição de tempo de residência, temperatura de entrada do gás, a relação vazão de gás/vazão de sólido e o comprimento do leito.

No caso específico da secagem em concorrente, apenas um modelo de distribuição de tempo de residência foi avaliado, através da determinação dos perfis de umidade do sólido e do gás e da variação das temperaturas da partícula e do gás. O modelo simulado foi o de secador com escoamento pistão em série com tanque agitado, variando-se as proporções de escoamento tubular. Três situações foram analisadas: 35, 50 e 70% de escoamento pistão com 20% de tanque agitado.

O modelo de secador tubular com dispersão axial, estudado para a secagem em contracorrente, não foi considerado na secagem em concorrente. Isto porque esta distribuição de *DTR* afeta muito pouco a secagem, como pode ser notado no Capítulo 5, sendo que a variação do número de dispersão axial (*Pe*) pouco influencia os perfis de umidade e temperatura, chegando-se a resultados muito próximos aos encontrados para escoamento tubular ideal.

Ao se avaliar a influência do modelo de *DTR* para um secador de escoamento tubular em série com tanque agitado, foram mantidas constantes a temperatura de entrada do gás, temperatura de entrada da partícula e umidade e vazão de sólido. Em alguns casos, variou-se a vazão de gás para verificar como este parâmetro afetava os perfis de umidade do sólido.

Concluído este estudo, escolheu-se um caso de distribuição de tempo de residência mais representativo e estudou-se o efeito da variação de outros parâmetros, tais como a temperatura de entrada do gás, a relação vazão de gás/vazão de sólido e o comprimento do leito.

A avaliação energética e exergética do processo, feita nesta última etapa, leva a resultados interessantes e a conclusões importantes quando se confronta este processo à secagem em contra-corrente.

## **6.3 - Resultados e Discussão**

### **6.3.1 - Efeito da distribuição de tempo de residência**

Os perfis de umidade do sólido e temperatura do gás em função do tempo de residência médio, ou seja, em função do comprimento do secador, encontram-se nas Figuras 6.2 e 6.3 para fluxo pistão e escoamento pistão em série com tanque agitado e volume morto. A umidade inicial do sólido é de 0,245 b.s. para todos os casos, a temperatura da partícula na entrada do secador é de 32<sup>0</sup>C, a temperatura de entrada do gás é de 80<sup>0</sup>C, a vazão de gás é de  $3,0 \times 10^{-2}$  kg/s, a vazão de sólido é de  $3,0 \times 10^{-3}$  kg/s e o comprimento máximo do secador é de 38 cm.

Propõem-se três afastamentos do escoamento pistão ideal, que são: 70% de escoamento pistão, 50 e 35%. Pela análise da Figura 6.2, nota-se que o processo de secagem é afetado pelas diferentes situações de distribuição de tempo de residência. A umidade de saída do sólido aumenta da ordem de 13% para o caso em que apenas 50% do material se comporta como pistão e com 35% de volume de escoamento pistão, ocorre um aumento da ordem de 30%. Com 70% de fluxo pistão, a partir de 500s de tempo de residência, praticamente não há diferenças em relação ao escoamento pistão ideal.



Comparando-se esta figura à Figura 5.4, onde se mostra o perfil de umidade do sólido para a mesma situação com escoamento em contra-corrente, observa-se que os desvios em relação ao pistão são muito menores para o escoamento concorrente. Isto, provavelmente, se deve ao fato de que na secagem com escoamento concorrente, o sólido e o gás, para leitos suficientemente longos, acabam saindo em equilíbrio, evitando grandes perdas de umidade e aumento de temperatura, aproximando mais o escoamento tubular ideal aos demais escoamentos estudados.

Porém, ao se comparar o escoamento pistão concorrente ao contra corrente, constata-se que a secagem em contra-corrente, para as mesmas condições, é muito mais eficiente que o escoamento concorrente, levando a umidades finais de sólido muito mais baixas.

A evolução da temperatura do gás, que aparece na Figura 6.3, também é influenciada pela *DTR* em questão, para os valores de  $u$  de 50 e 35%. Para  $u = 70\%$ , a variação da temperatura do gás é a mesma que a encontrada para o escoamento pistão ideal. O valor de  $u$  refere-se à relação volume de escoamento pistão/volume total do secador. A eficiência térmica, nestes casos, variou de 65% para o caso pistão ideal a 57% para 70% de escoamento pistão. Para 50% de escoamento pistão, a eficiência térmica é de 51%.

Confrontando-se os resultados encontrados para os coeficientes de consumo de energia, observa-se que, exceto para o caso em que 70% do volume do secador se comporta como pistão, a secagem com escoamento contra-corrente é mais eficiente energeticamente, apresentando melhores índices de aproveitamento de energia.

A Figura 6.4, onde aparece a variação da temperatura da partícula, mostra um perfil característico do sólido em escoamento concorrente, mas, contrariamente ao que acontece no escoamento contra-corrente, o sólido não se aquece muito, tendo sua temperatura bem controlada. Nas piores condições ( $u = 0,35$ ), a máxima temperatura atingida pela partícula é de  $66^{\circ}\text{C}$  e no final o sólido sai do secador a  $44^{\circ}\text{C}$ , provando que realmente o escoamento concorrente é excelente quando se deseja evitar o superaquecimento do material a ser seco.

Variou-se também, para esta distribuição de tempo de residência, a vazão de gás com o objetivo de avaliar sua influência nas condições de secagem.

O aumento das vazões de gás ( $w_g = 3,3 \times 10^{-2}$  e  $3,8 \times 10^{-2}$  kg/s), para a mesma vazão de sólido ( $w_p = 3,0 \times 10^{-3}$  kg/s) e temperatura de entrada do gás, incorreu em diminuição na eficiência térmica do secador, com decréscimos da ordem de 20% para todos os casos. As Figuras 6.5, 6.6 e 6.7 mostram a relação entre a umidade real do sólido e a umidade do mesmo quando o escoamento é empistonado, para as três configurações aqui analisadas: 70, 50 e 35% de fluxo pistão.

Nota-se que as umidades finais vão se distanciando da situação de escoamento empistonado à medida que a proporção de volume pistão decresce. Essa diferença é maior para a situação em que apenas 35% do volume do secador apresenta fluxo pistão. Comparados ao escoamento contra-corrente, os desvios para o caso agora analisado são menores. No escoamento concorrente as taxas de secagem são altas no início do processo, se estabilizando a seguir. Pode-se supor, que por isto, a umidade do sólido se mostra menos afetada, à medida que aumenta o tempo de residência no secador, com o aumento da vazão de gás, apresentando desvios menores que os observados no escoamento contra corrente.

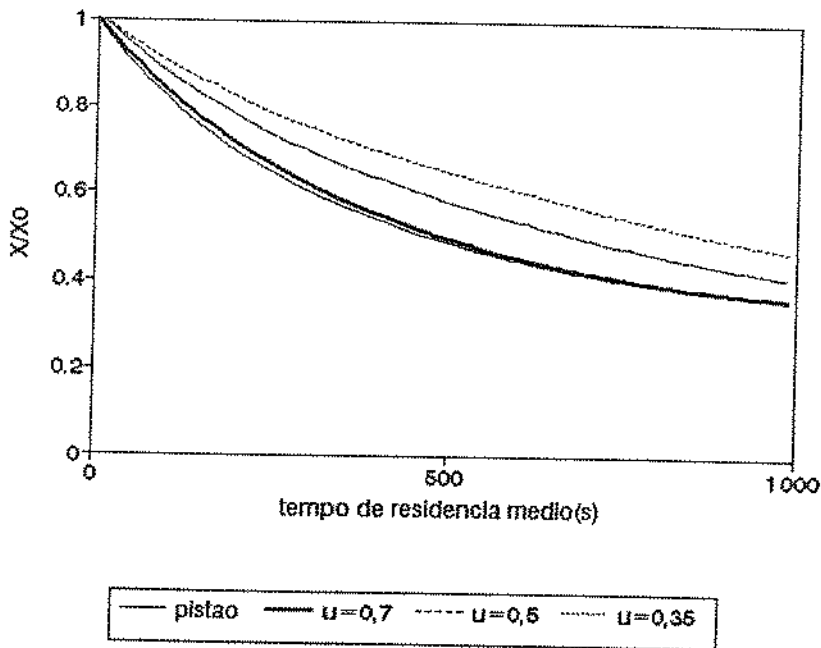


Figura 6.2 - Perfil de umidade para fluxo pistão e pistão com tanque agitado

$$w_g = 3,0 \times 10^{-2} \text{ kg/s} \quad w_p = 3,0 \times 10^{-3} \text{ kg/s} \quad T_g = 80^{\circ}\text{C} \quad X_0 = 0,245 \quad T_{pi} = 32^{\circ}\text{C}$$

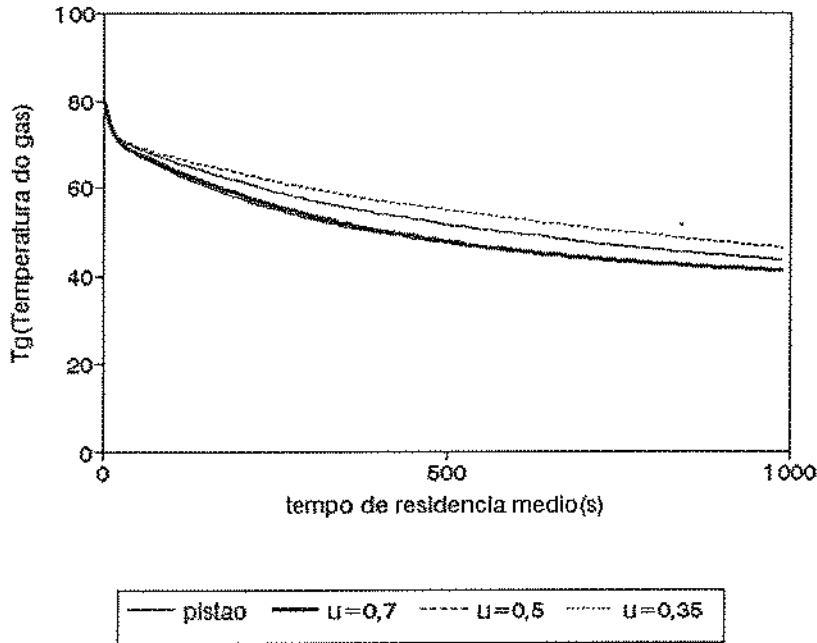


Figura 6.3 - Variação da temperatura do gás para escoamento pistão com tanque agitado

$$w_g = 3,0 \times 10^{-2} \text{ kg/s} \quad w_p = 3,0 \times 10^{-3} \text{ kg/s} \quad T_g = 80^{\circ}\text{C} \quad X_0 = 0,245 \quad T_{pi} = 32^{\circ}\text{C}$$

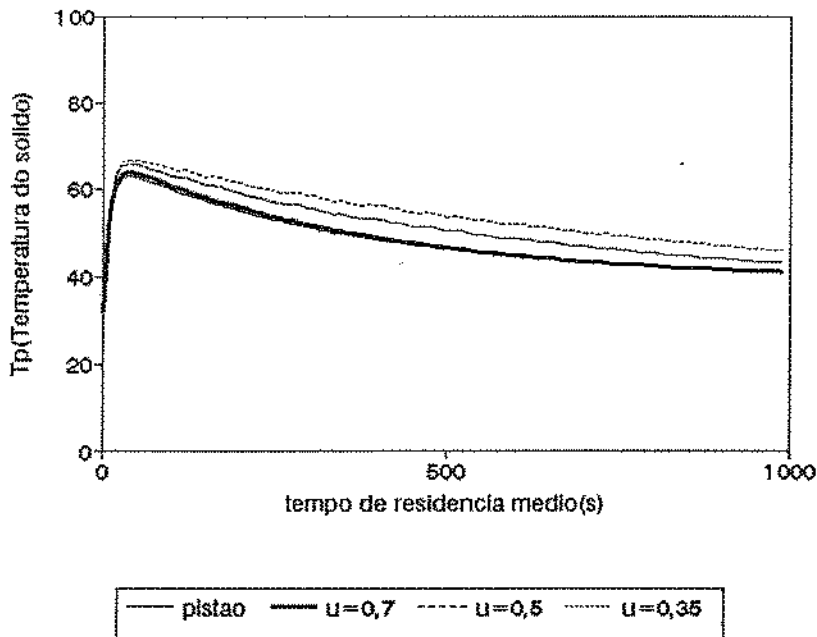


Figura 6.4 - Variação da temperatura da partícula para escoamento pistão e pistão com tanque agitado

$$T_g = 80^{\circ}\text{C} \quad X_0 = 0,245 \quad T_{pi} = 32^{\circ}\text{C} \quad w_g = 3,0 \times 10^{-2} \text{ kg/s} \quad w_p = 3,0 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

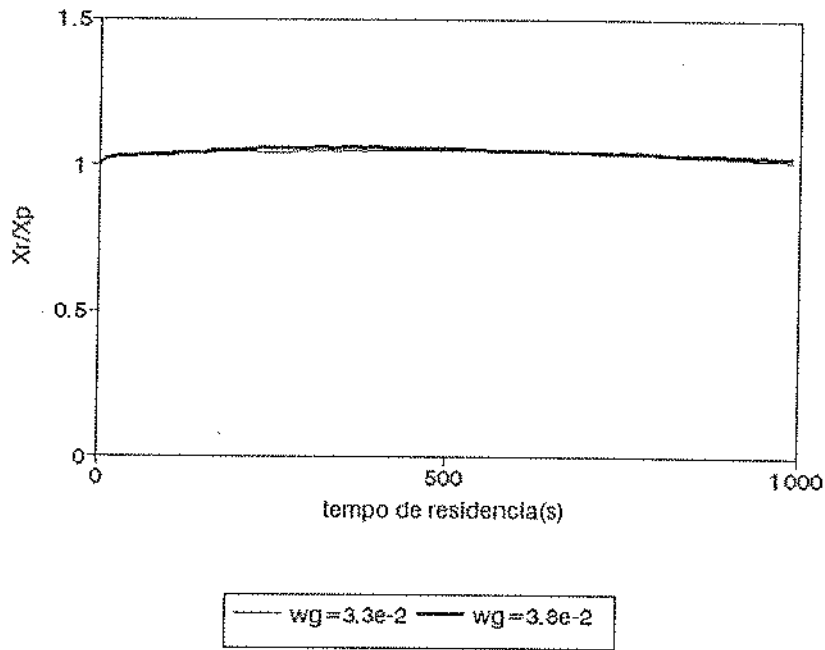


Figura 6.5 - Relação entre umidade real e umidade do escoamento pistão em função do tempo de residência para 70% de volume de escoamento pistão  $w_p = 3,0 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$

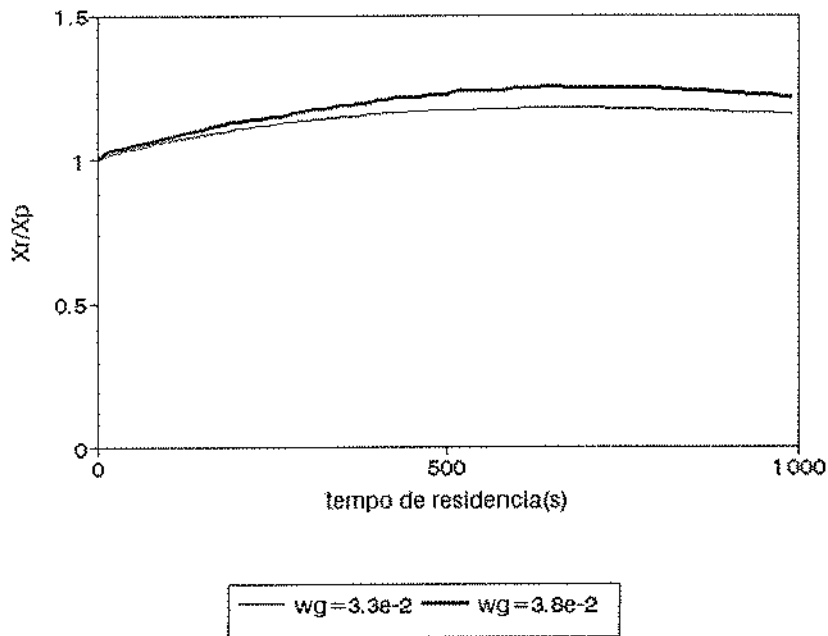


Figura 6.6 - Relação entre umidade real e umidade do escoamento pistão em função do tempo de residência para 50% de volume de escoamento pistão  $w_p = 3,0 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$

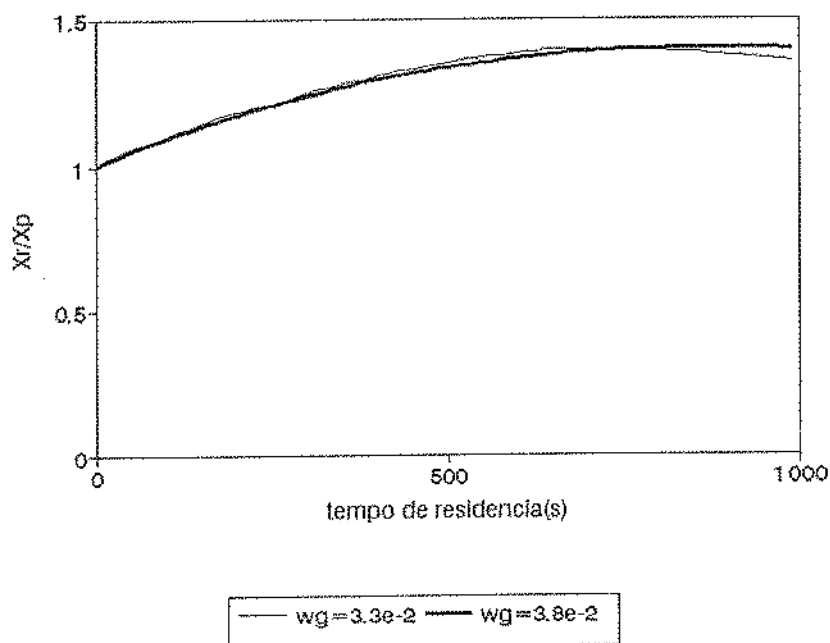


Figura 6.7 - Relação entre umidade real e umidade do escoamento pistão em função do tempo de residência para 35% de volume de escoamento pistão  $w_p = 3,0 \times 10^{-3}$  kg/s

### 6.3.2 - Efeito das variáveis de processo: temperatura do gás, relação vazão de gás/vazão de sólido e comprimento do leito

Estudada a influência da distribuição de tempo de residência no processo de secagem em concorrente, passou-se a avaliar o efeito de outras variáveis. Analogamente ao procedimento adotado no estudo do escoamento contra-corrente, estabeleceu-se que o escoamento seria do tipo pistão em série com tanque agitado e volume morto com 70% de proporção de volume de escoamento pistão em relação ao volume total e 20% de tanque agitado. Variaram-se temperatura de entrada do gás, a relação vazão de gás/vazão de sólido e comprimento do leito. As avaliações energética e exergética são apresentadas e discutidas.

#### 6.3.2.1 - Efeito da variação da temperatura do gás

Na secagem em concorrente, três temperaturas de entrada do gás foram estudadas: 70, 80 e 90°C. A temperatura de 60°C foi descartada, devido às altas umidades finais de sólido

encontradas para este tipo de configuração. A relação vazão de gás/vazão de sólido foi mantida constante e igual a 10 ( $w_g = 3,3 \times 10^{-2}$  kg/s e  $w_p = 3,3 \times 10^{-3}$  kg/s). Neste caso, apenas o maior comprimento de leito foi estudado.

A Figura 6.8 mostra os perfis de umidade do sólido para as três temperaturas fixadas, quando a relação vazão de gás/ vazão de sólido é igual a 10. A 80 e 90<sup>o</sup>C consegue-se atingir um comprimento de leito de 80 cm sem que gás e sólido entrem em equilíbrio. A 70<sup>o</sup>C, os resultados encontrados para 60 e 80 cm de comprimento do leito são bastante semelhantes, mostrando que para esta condição já se atinge o equilíbrio com 60 cm de leito. A umidade final do sólido é de 10% b.s. para 70<sup>o</sup>C e 60 cm de comprimento do leito (para 80 cm, o valor de umidade final é de 0,1019) e de 8,0% b.s. para 80<sup>o</sup>C e 80 cm de leito. A 90<sup>o</sup>C e 80 cm de comprimento de leito, o valor encontrado é de 6,5% base seca. Esta umidade final pode ser considerada baixa e como pode ser visto pela figura, com leito de 48 cm de comprimento, alcança-se uma umidade final na faixa aceitável comercialmente.

Para todos os casos, nesta situação, observa-se que a partir dos 50 cm de comprimento do leito, a secagem praticamente deixa de ocorrer, com valores de umidade quase que constantes.

A variação da temperatura do gás ao longo do secador, para os casos citados, pode ser observada na Figura 6.9. Observa-se uma variação da temperatura com o comprimento do leito, mas a partir de 40 cm de comprimento, o valor de  $T_g$ , para as diferentes temperaturas de secagem, é constante, indicando que a partir daí, o gás já não realiza a secagem do produto.

#### 6.3.2.2 - Efeito da relação vazão de gás/vazão de sólido

As relações de vazão estudadas foram quatro: 8,5; 9,0; 10,0 e 11,5 para as temperaturas de entrada de gás de 70, 80 e 90<sup>o</sup>C. A vazão de sólido, em todas as situações, foi mantida constante em  $3,3 \times 10^{-3}$  kg/s, variando-se a vazão de gás, com valores de  $2,8 \times 10^{-2}$  kg/s,  $3,0 \times 10^{-2}$  kg/s,  $3,3 \times 10^{-2}$  kg/s, e  $3,8 \times 10^{-2}$  kg/s. O comprimento limite de leito empregado foi de 80 cm.

A 70°C, para as menores relações de vazão (8,5 e 9,0) ocorre o equilíbrio antes de se atingir o comprimento máximo simulado. A figura 6.10 mostra os perfis de umidade para as diferentes relações de vazão e pode-se notar que para  $w_g/w_p = 8,5$ , o ar entra em equilíbrio já com 48 cm de comprimento de leito. A umidade final do sólido para esta situação é de 12% em base seca e se mantém inalterada para 60 e 80 cm de comprimento de leito. Com  $w_g/w_p$  de 9,0, o equilíbrio ocorre para um comprimento de leito maior, de 60 cm, onde se obtém uma umidade final de 11,23% em base seca, que se repete para o comprimento de leito de 80 cm. Já para as relações de vazão maiores (10,0 e 11,5), para o comprimento limite avaliado, não ocorre equilíbrio entre gás e sólido. O valor da umidade final do sólido é de 10,2% em base seca para  $w_g/w_p$  de 10 e de 8,7% b.s. para  $w_g/w_p = 11,5$ . O único valor aceitável de umidade final é obtido com  $w_g/w_p = 11,5$ , o que torna restrito o uso da temperatura de 70°C para a secagem da proteína texturizada de soja.

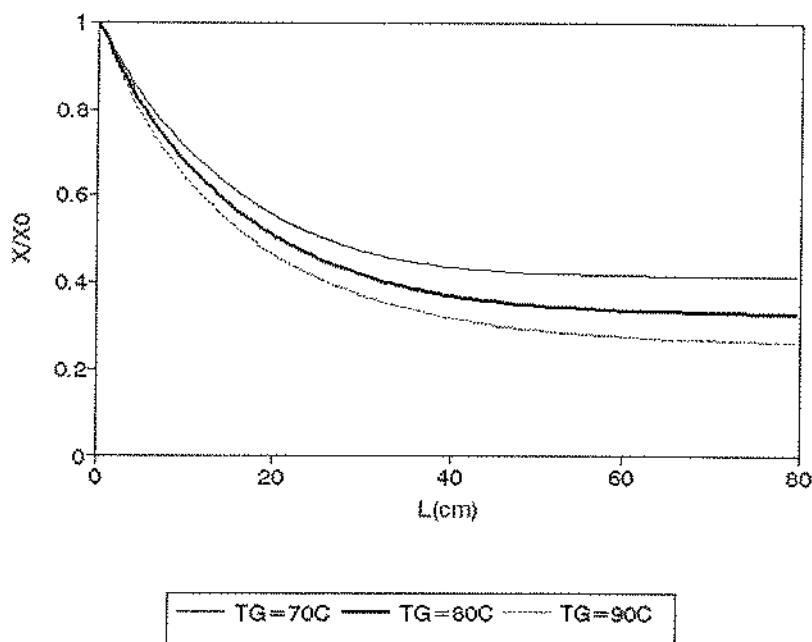


Figura 6.8 - Perfis de umidade do sólido para diferentes temperaturas de secagem

$$X_0 = 0,245 \quad T_{pi} = 32^{\circ}\text{C} \quad w_g = 3,3 \times 10^{-2} \text{ kg/s} \quad w_p = 3,3 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

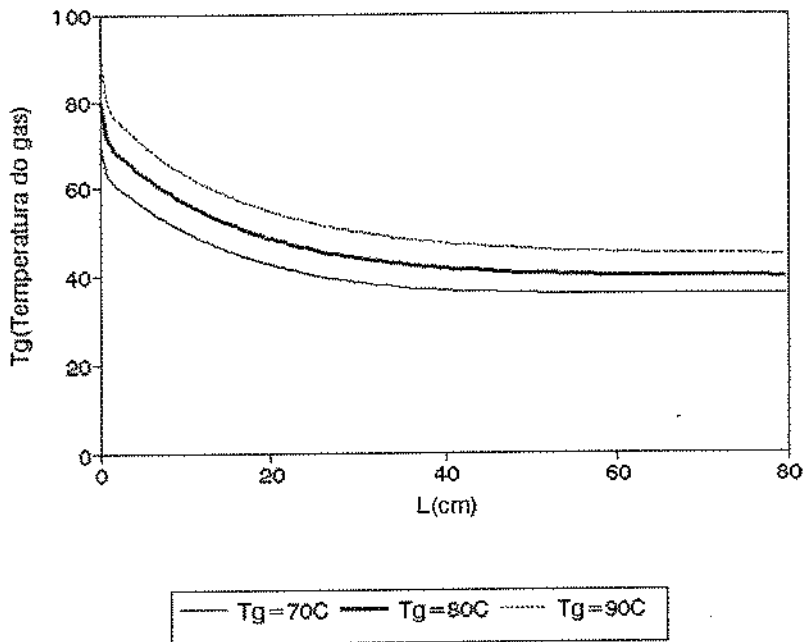


Figura 6.9 - Variação da temperatura do gás para diferentes temperaturas de secagem

$$X_0 = 0,245 \quad T_{pi} = 32^{\circ}\text{C} \quad w_g/w_p = 10$$

É interessante notar, pela figura, que no início do processo (até o comprimento de leito de 20 cm), a secagem é praticamente igual para todas as relações de vazão. A partir deste ponto, as curvas começam a se separar, mostrando a influência da vazão de gás. Isto porque a maiores vazões, a umidade do gás é menor, incorrendo em maiores taxas de secagem.

Verifica-se também que para cada uma das relações de vazão, a partir do comprimento de leito de 40 cm, a velocidade de secagem diminui e o equilíbrio entre gás e o sólido passa a interferir no processo.

A 80°C todas as simulações foram efetuadas para um leito de 80 cm de comprimento, sem que o ar entrasse em equilíbrio com o sólido.

A Figura 6.11 apresenta o efeito das diferentes vazões de gás nos perfis de umidade do sólido, para um comprimento de leito de 80 cm. As umidades finais encontradas são: 9,8%; 9,1%; 8,1% e 6,8% para as vazões  $w_g/w_p$  de 8,5; 9,0; 10,0 e 11,5, respectivamente, mostrando que as vazões de gás maiores possibilitam a obtenção de valores aceitáveis de umidade do sólido. Para a razão  $w_g/w_p$  de 11,5 com um leito de 60 cm, se atinge um valor



de umidade do sólido comercialmente aceitável (7,2% base seca), chegando-se a uma razão de  $X/X_0$  de 0,29 para esta condição.

Para a temperatura do gás de  $90^{\circ}\text{C}$ , o máximo comprimento de leito simulado foi de 80 cm, para as quatro relações de vazão. Porém, o que se constata é que apenas para as duas razões menores de 8,5 e 9,0, se faz necessário um leito tão longo. Para a razão  $w_g/w_p$  de 10,0, a umidade final alcança um valor aceitável para um leito de 48 cm e à  $w_g/w_p$  de 11,5, com 38 cm de comprimento de leito, chega-se a uma umidade final de 7,5% base seca. Os valores finais de  $X/X_0$ , que podem ser observados na figura 6.12, são de 0,33; 0,30; 0,26 e 0,23 para as razões vazão de gás/vazão de sólido de 8,5; 9,0; 10,0 e 11,5 respectivamente, para um comprimento de leito de 80 cm. O limite aceitável para  $X/X_0$  é de 0,29.

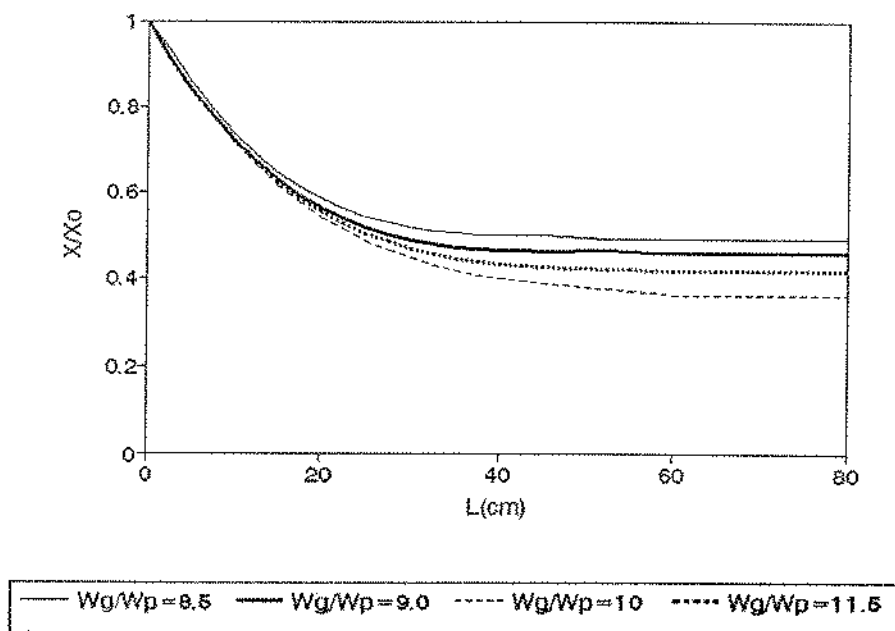


Figura 6.10 - Perfil de umidade do sólido para diferentes relações vazão de gás/vazão de sólido  
 $T_g = 70^{\circ}\text{C}$      $X_0 = 0,245$      $T_{pi} = 32^{\circ}\text{C}$

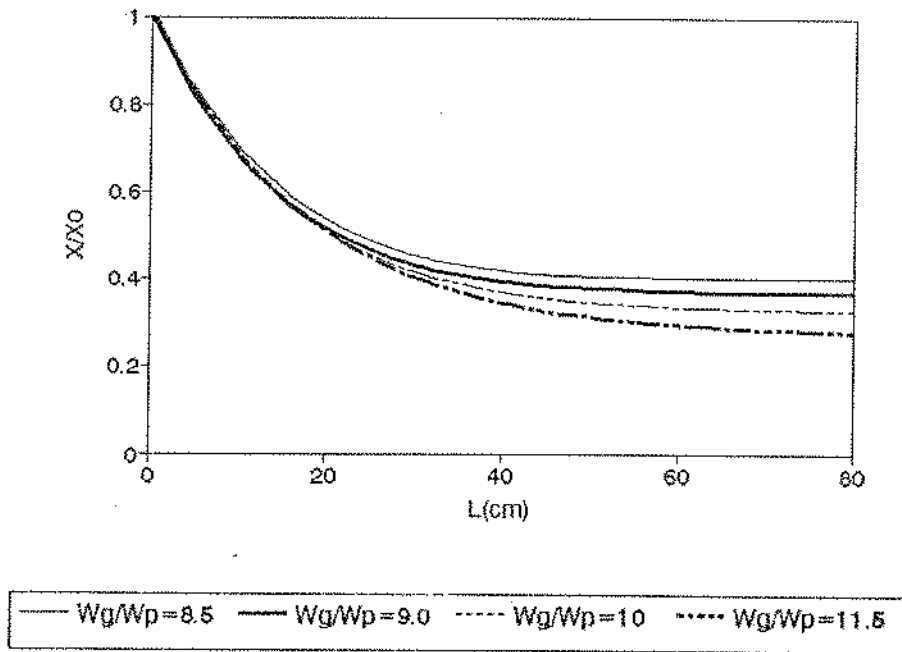


Figura 6.11 - Perfis de umidade do sólido para diferentes relações vazão de gás/vazão de sólido  
 $T_g = 80^{\circ}\text{C}$      $X_0 = 0,245$      $T_{pi} = 32^{\circ}\text{C}$

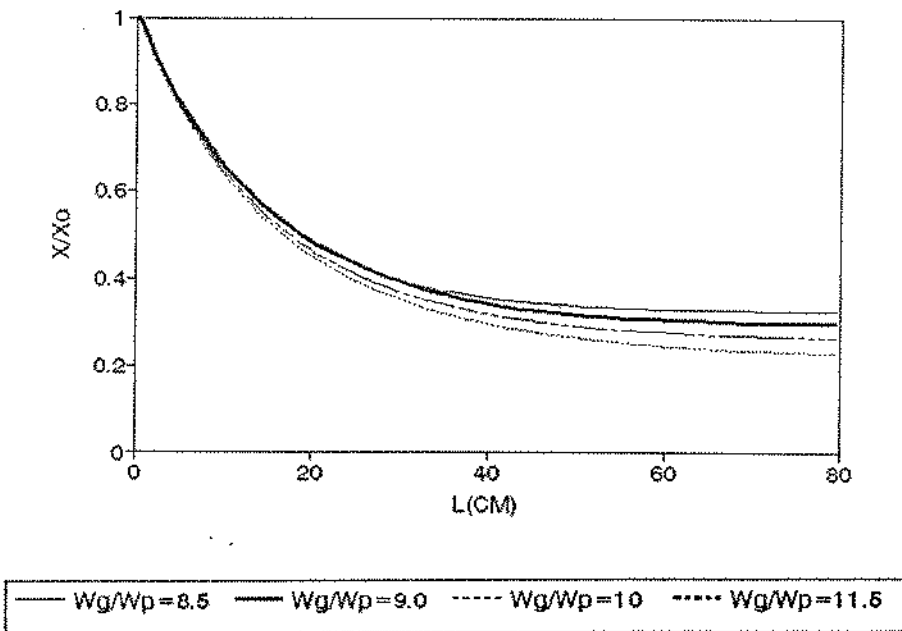


Figura 6.12 - Perfis de umidade do sólido para diferentes relações vazão de gás/vazão de sólido  
 $T_g = 90^{\circ}\text{C}$      $X_0 = 0,245$      $T_{pi} = 32^{\circ}\text{C}$

### 6.3.2.3 - Efeito do comprimento do leito

Contrariamente ao que ocorre na secagem em contra-corrente, em que para cada comprimento de leito, os perfis simulados são característicos desta configuração, no escoamento concorrente os perfis de umidade ao longo do secador representam também, as condições de saída de secadores deste dado comprimento, mantidas constantes as demais condições. Portanto as Figuras 6.10, 6.11 e 6.12 representam as condições de saída do sólido em função do comprimento do leito, para as diversas situações avaliadas. Nota-se que, em todos os casos, para maiores comprimentos de leito, diminuem os valores de  $X/X_0$ , com um melhor aproveitamento da energia térmica fornecida pelo ar de secagem. Para a temperatura de secagem de  $90^{\circ}\text{C}$ , com o valor de umidade final base seca estabelecido entre 7 e 8%, os dois últimos comprimentos de leito (60 e 80 cm) são desnecessários, incorrendo em custos de investimento dispensáveis.

### 6.3.3 - Avaliação energética e exergética de secadores concorrente

Avaliaram-se energeticamente e exergeticamente todas as condições de secagem simuladas para o escoamento concorrente, até mesmo as temperaturas de secagem nas quais não se atingia umidade final do sólido aceitável.

O critério de avaliação energética é o definido por STRUMILLO *et alii* (1989), apresentado no Capítulo 4 e já utilizado no Capítulo 5, na avaliação da secagem em escoamento contra-corrente.

A avaliação exergética é feita através da análise de quatro índices. São eles  $\Delta\hat{B}_1$  (em kJ/s),  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/s),  $\Delta\hat{B}_3$  (em kJ/s) e valor de  $\Delta\hat{B}_2$  pela quantidade de água evaporada na secagem, através do qual se obtém a destruição de exergia por quilo de água evaporada.

A análise energética e exergética é feita para todas as situações discutidas anteriormente nos itens variação da temperatura do gás, variação da relação vazão de gás/vazão de sólido e variação do comprimento do leito, quando o escoamento é do tipo pistão em série com tanque agitado e volume morto, com uma relação de volume do escoamento pistão por volume total do secador de 70% e 20% de volume de tanque agitado.

A Figura 6.14 (a) e (b) mostra os valores de  $\Delta\hat{B}_1$  (em kJ/s) e da eficiência térmica para a temperatura do gás de secagem de  $70^{\circ}\text{C}$ . As relações de vazão são de 8,5; 9,0; 10,0 e 11,5 e o comprimento máximo de leito simulado foi de 80 cm (o que equivale a um tempo de residência de 1910 s). A umidade de final do sólido, nestas condições, fica acima do valor aceitável comercialmente e pode ser vista na figura 6.10. A eficiência térmica, para todas as relações de vazão, é alta. Os valores de  $\Delta\hat{B}_1$  são relativamente baixos, o que significa que as exergias de entrada são quase integralmente aproveitadas. Os valores são menores para as relações de vazão de gás/vazão de sólido menores, mostrando uma menor destruição da exergia para estas situações. Há concordância entre a avaliação energética e exergética, com menores eficiências térmicas e maiores destruições de exergia para as maiores relações de vazão. A eficiência térmica alcança valores superiores a 70%, para algumas condições estudadas.

A destruição de exergia  $\Delta\hat{B}_2$  em kJ/s e kJ/kg de água evaporada aparece na Figura 6.15 (a) e (b). As condições são as mesmas da figura anterior. Os valores de  $\Delta\hat{B}_2$  podem ser considerados baixos e se comparados à secagem em contra-corrente, são da mesma ordem. São valores aproximadamente constantes para uma mesma relação de vazão, aumentando com o aumento da vazão de gás. Para os valores de  $\Delta\hat{B}_2$  em função da massa de água evaporada, observa-se que há uma tendência de aumento destes valores, à medida que aumenta a relação vazão de gás/vazão de sólido para os menores comprimentos de leito (20 e 38 cm), mas com o aumento do comprimento de leito, estes valores caem e no comprimento máximo (de 80 cm), para todas as relações de vazão, os valores de  $\Delta\hat{B}_2$  /kg de água evaporada são muito próximos, da ordem de 225 kJ/kg de água evaporada. A única restrição a esta temperatura é a dificuldade em se atingir uma umidade final de sólido aceitável, mesmo para leitos longos.

Nos valores de  $\Delta\hat{B}_2$  em kJ/kg água evaporada, observa-se o mesmo comportamento já destacado anteriormente, quando se discutiram os perfis de umidade do sólido. Para leitos com até 40 cm de comprimento, os valores de  $\Delta\hat{B}_2$  mostram-se bastante influenciados pela variação da vazão de gás. Acima deste comprimento, como o sólido entrou em equilíbrio com o gás, os valores passam a ser quase constantes, independentes das relações de vazão.

A  $80^{\circ}\text{C}$  as eficiências energéticas são menores e a destruição da exergia ( $\Delta\hat{B}_1$  e  $\Delta\hat{B}_2$  em kJ/s) ligeiramente maiores que com a temperatura de secagem de  $70^{\circ}\text{C}$ , denotando a

irreversibilidade do processo a temperaturas mais altas. Os valores de  $\Delta\hat{B}_1$  são praticamente constantes para uma dada relação de vazões, porém aumentam com o aumento de vazão, levando a maiores destruições de exergia.

De acordo com o que já se discutiu anteriormente em "efeito da temperatura do gás" e "relação vazão de gás/vazão de sólido", as umidades finais do sólido, para a maioria das condições avaliadas a  $80^{\circ}\text{C}$ , estão na faixa aceitável comercialmente. As Figuras 6.16 (a) e (b) mostram, respectivamente, os valores de  $\Delta\hat{B}_1$  e  $\Delta\hat{B}_2$  em kJ/s, para as diferentes relações de vazão estudadas.

A variação da destruição de exergia por massa de água evaporada e da eficiência térmica aparece nas Figuras 6.16(a) e (b), respectivamente. A variação da umidade final do sólido, nestas condições, já foi apresentada anteriormente e pode ser vista na figura 6.11. Os valores de  $\Delta\hat{B}_2/\text{kg}$  de água evaporada são maiores que a  $70^{\circ}\text{C}$  e comparados aos encontrados no escoamento contra-corrente (figura 5.23 a), também são maiores. Mas são menores que os demandados a  $90^{\circ}\text{C}$ , com as demais condições constantes, para se atingir a mesma umidade final.

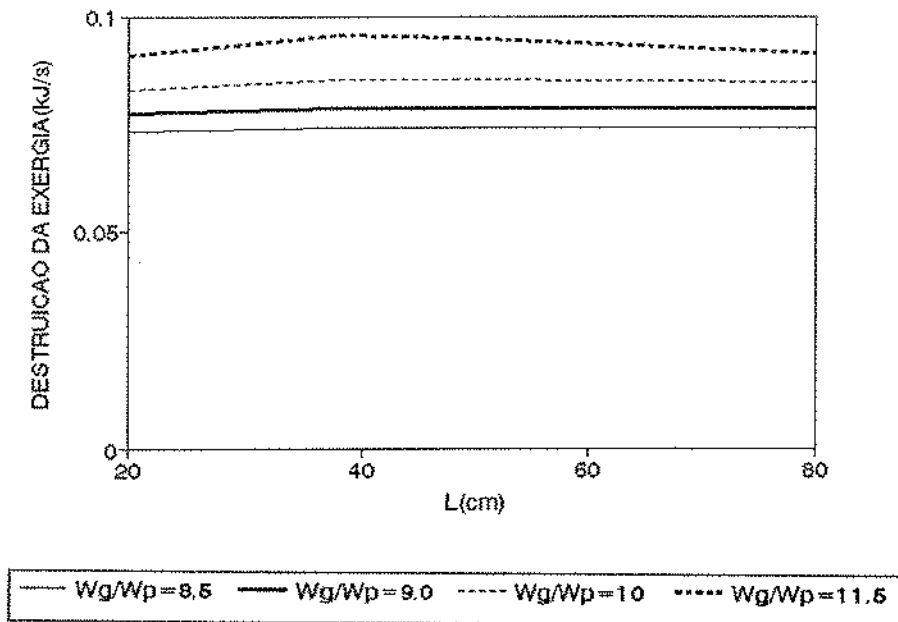


Figura 6.14 (a) - Variação de  $\Delta\hat{B}_1$  para a temperatura de secagem de  $70^{\circ}\text{C}$

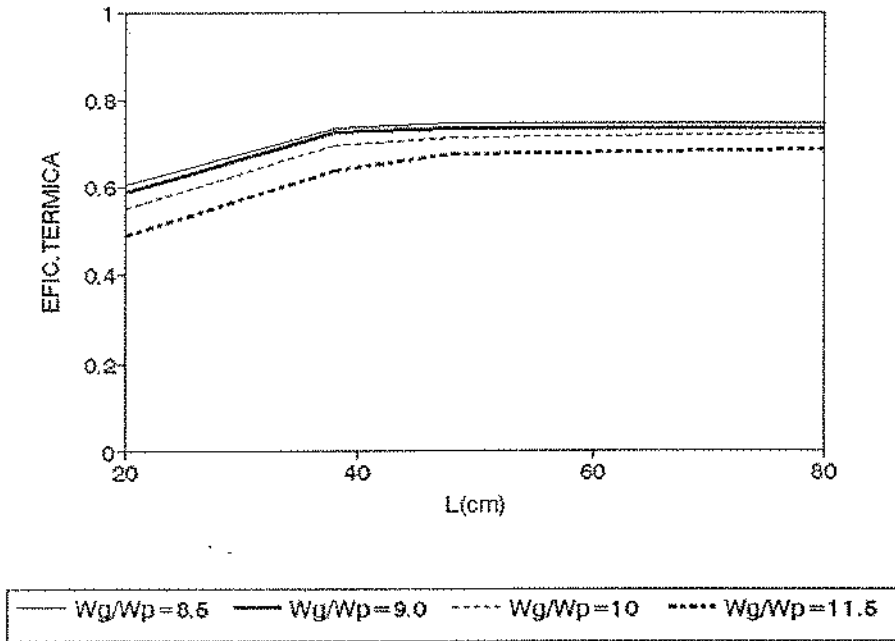


Figura 6.14 - (b) - Eficiência térmica para a temperatura de secagem de 70<sup>0</sup>C

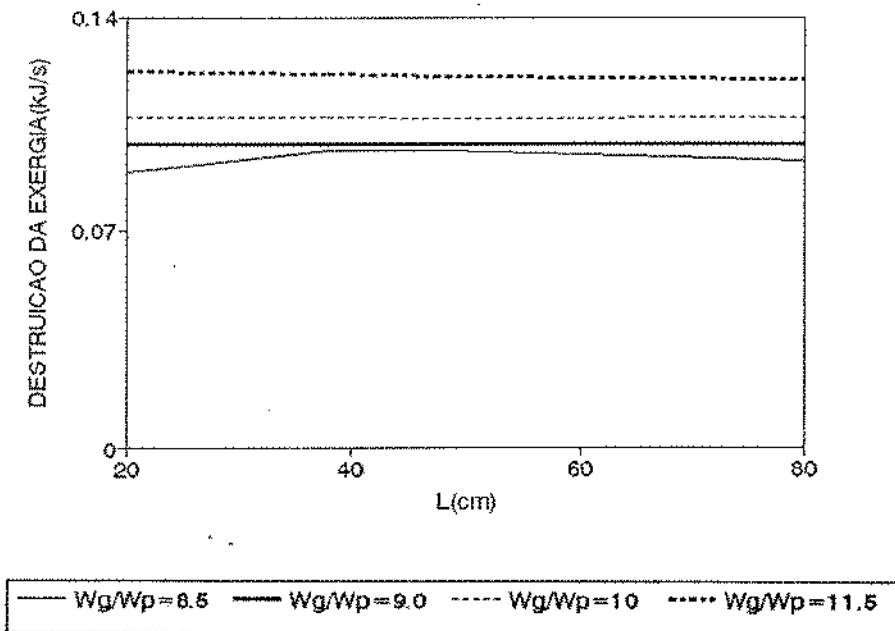


Figura 6.15(a) - Variação de  $\Delta \hat{B}_2$  (em kJ/s) para temperatura de secagem de 70<sup>0</sup>C

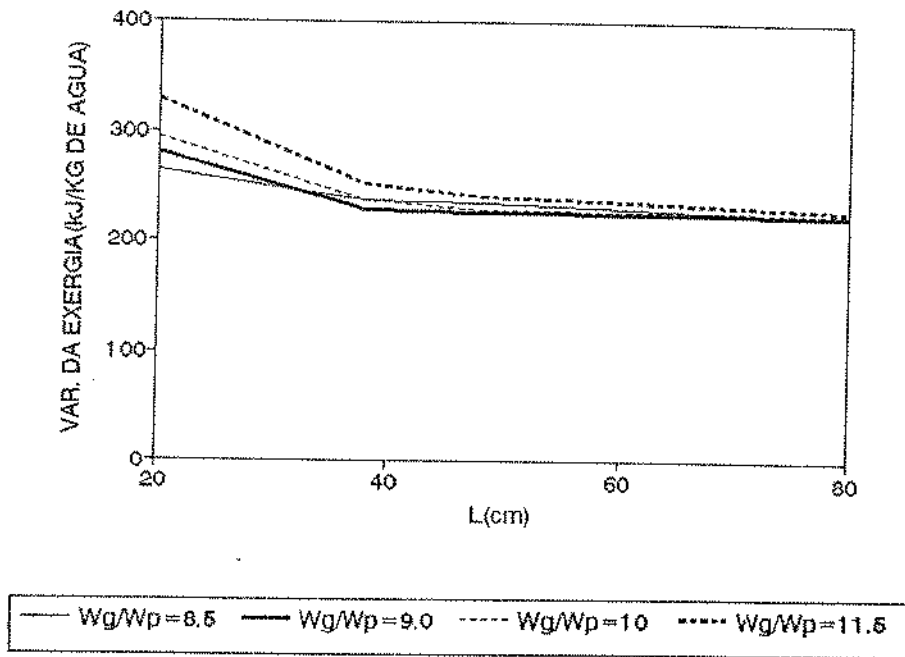


Figura 6.15(b) - Variação de  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/kg água evaporada) para temperatura do gás de 70°C

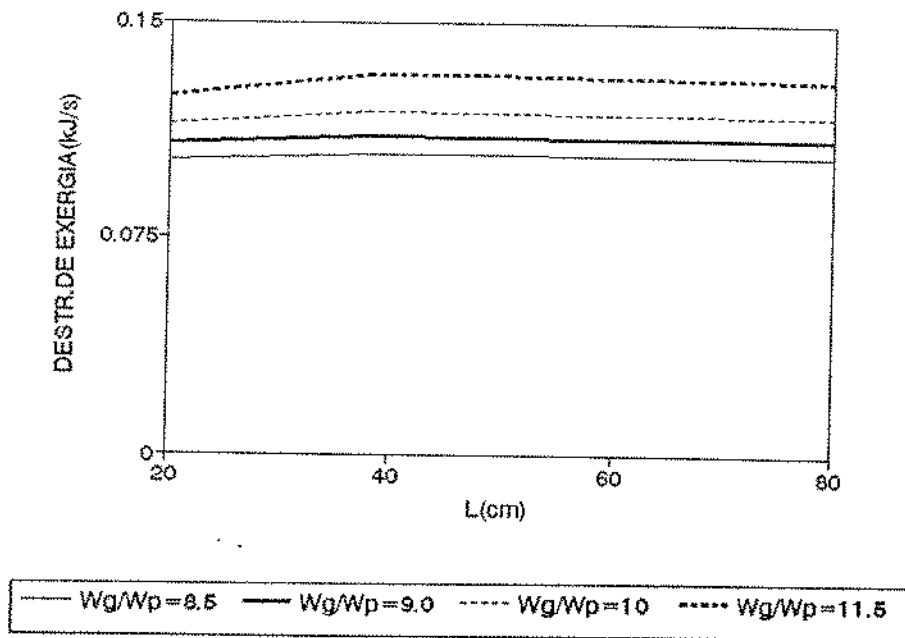


Figura 6.16(a) - Variação de  $\Delta\hat{B}_1$  (em kJ/s) para diferentes relações de vazão à temperatura de secagem de 80°C

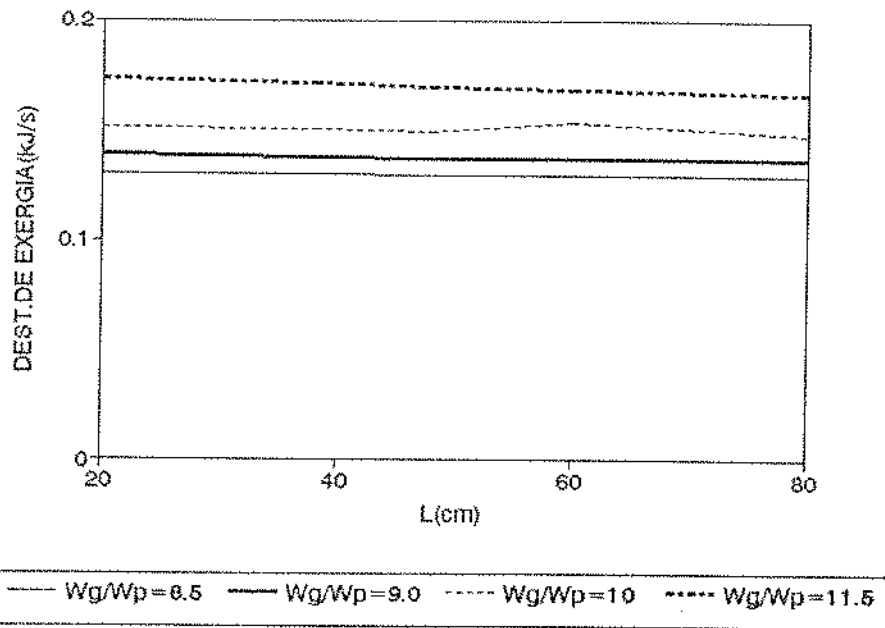


Figura 6.16(b) - Variação de  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/s) para diferentes razões de vazão, à temperatura de  $80^{\circ}\text{C}$

No escoamento concorrente nota-se um comportamento diverso do encontrado no contracorrente. Os índices calculados são pouco sensíveis ao aumento de comprimento de leito. A destruição de exergia por massa de água evaporada diminui consideravelmente para leitos com até 40 cm de comprimento, mas a partir daí, devido ao equilíbrio entre sólido e gás, os valores são muito próximos. A mesma tendência pode ser vista para a eficiência térmica, que, no entanto, parece um pouco mais sensível ao aumento de comprimento de leito, para leitos maiores de 40 cm.

Com a temperatura de operação de  $90^{\circ}\text{C}$  são obtidas umidades finais na faixa comercialmente aceitável para todas as condições. As eficiências térmicas são as menores de todas as verificadas para as três temperaturas e os valores de  $\Delta\hat{B}_1$  e  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/s) são os maiores, para qualquer uma das condições simuladas, se comparados aos outros casos estudados. A Figura 6.18 (a) e (b) mostra os resultados encontrados para estes dois valores, com a temperatura do gás de  $90^{\circ}\text{C}$ , em função do comprimento do leito, para as quatro relações de vazão.

Observa-se que os valores de  $\Delta\hat{B}_1$  (em kJ/s) são praticamente constantes para uma



mesma relação de vazões e aumentam com o aumento da vazão do gás. São mais altos que os valores observados a 80<sup>0</sup>C, mostrando uma maior irreversibilidade do processo com o aumento de temperatura.

Os valores de  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/s) aumentam com o aumento da vazão de gás, mas são quase constantes para uma mesma relação de vazão. Nesta temperatura, a perda de exergia por massa de água evaporada (em kJ/kg de água) apresenta seus maiores valores e comparando-se estes valores aos encontrados a 80<sup>0</sup>C, para atingir a mesma umidade final, pode-se concluir que esta última temperatura é mais eficiente. Ocorre uma menor perda de exergia por massa de água evaporada. As eficiências térmicas a 80<sup>0</sup>C também são maiores. A 90<sup>0</sup>C o aumento de temperatura e conseqüentemente do potencial energético do gás não é compensado pelo aumento que ocorre no grau de secagem. A Figura 6.19 (a) e (b) apresenta os valores de  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/kg água) e da eficiência térmica para as várias condições estudadas a 90<sup>0</sup>C.

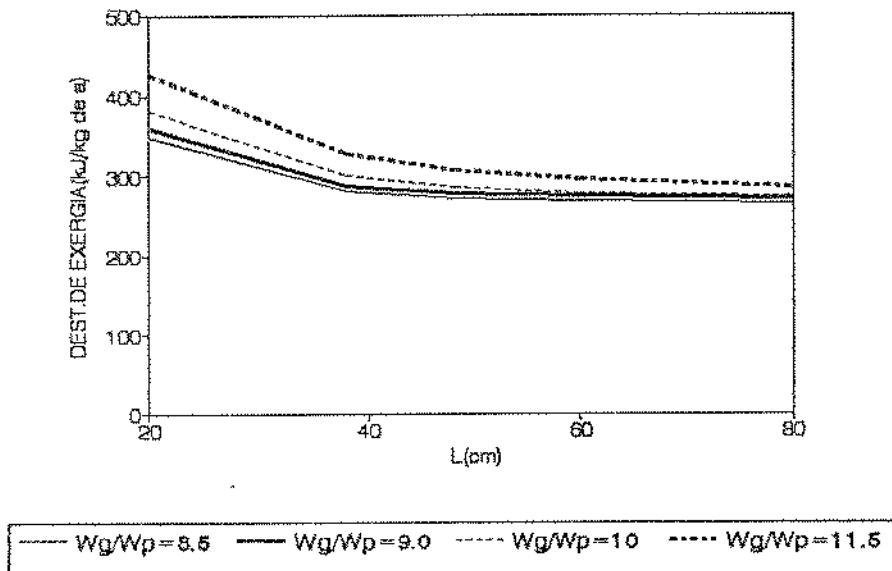


Figura 6.17(a) - Variação de  $\Delta\hat{B}_2$  (kJ/kg água evaporada) para temperatura do gás de 80<sup>0</sup>C

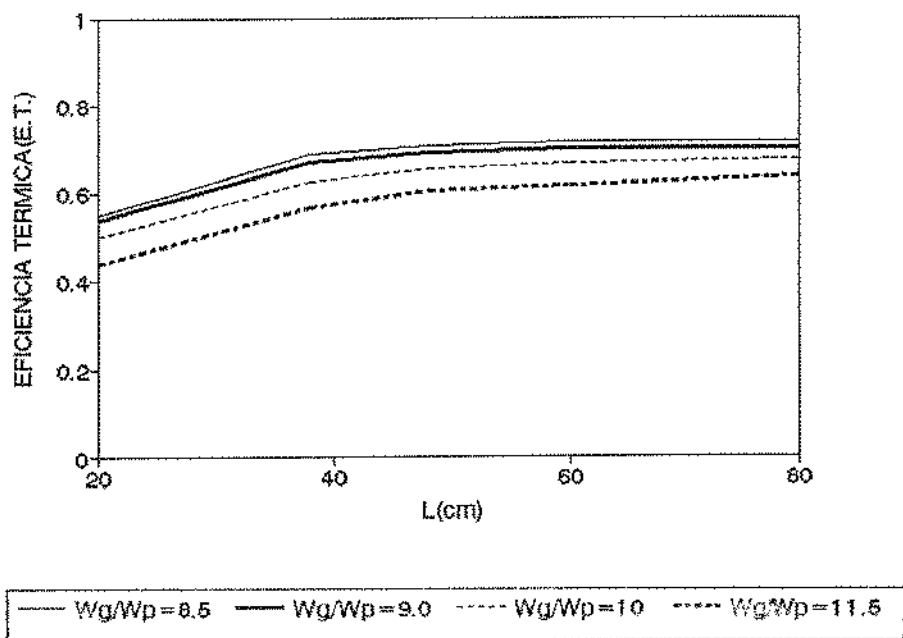


Figura 6.17(b) - Variação de eficiência térmica para temperatura de secagem de 80<sup>0</sup>C

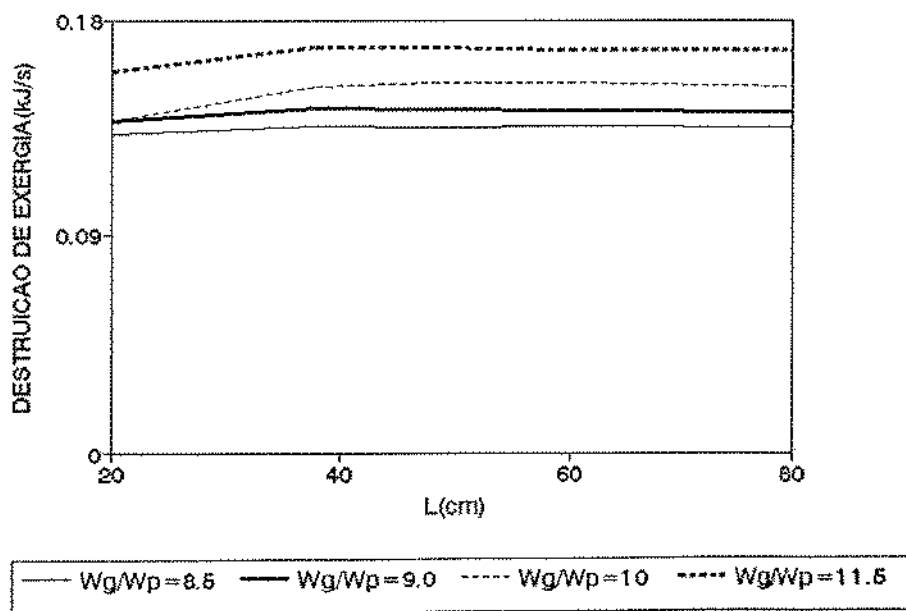


Figura 6.18(a) - Variação de  $\hat{\Delta B}_1$  (em kJ/s) para a temperatura de secagem a 90<sup>0</sup>C

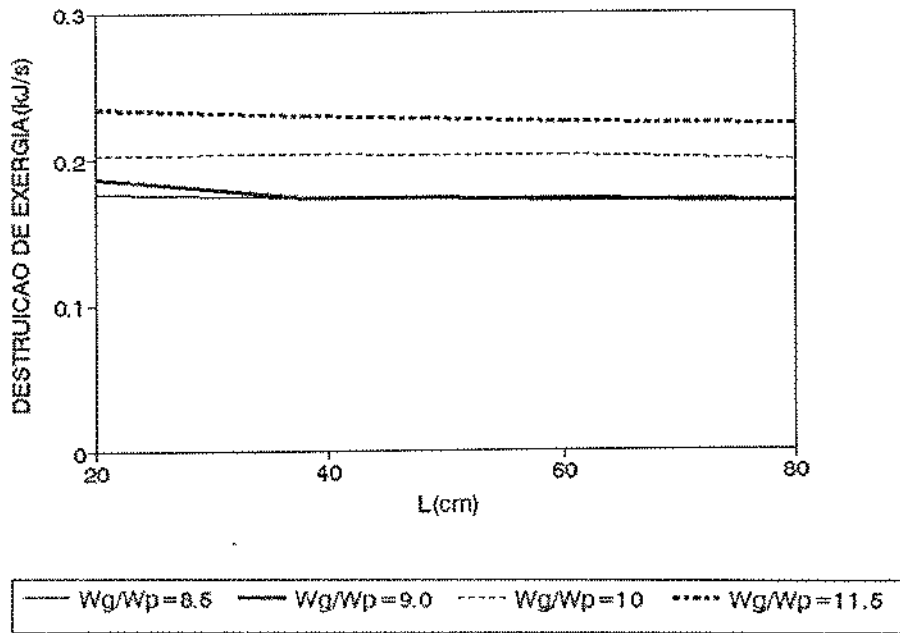


Figura 6.18(h) - Variação de  $\Delta \hat{B}_2$  (kJ/s) para a temperatura de secagem a  $90^\circ\text{C}$  para diferentes relações de vazão

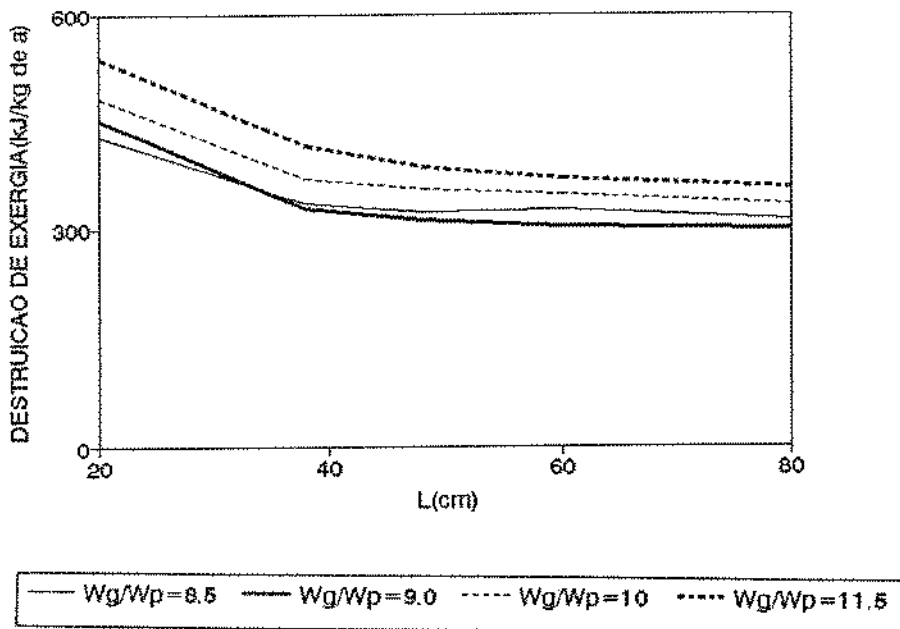


Figura 6.19(a) - Variação de  $\Delta \hat{B}_2$  (em kJ/kg água evaporada) para diferentes relações de vazão, temperatura de secagem de  $90^\circ\text{C}$

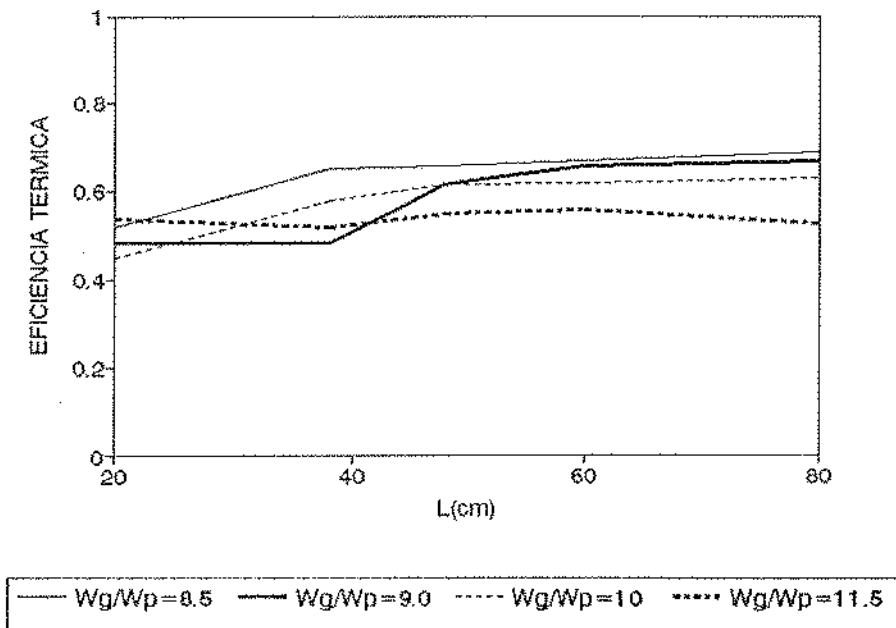


Figura 6.19(b) - Eficiência térmica para temperatura de secagem de  $90^{\circ}\text{C}$

## 6.4 - Conclusões

- A secagem com fluxo de ar concorrente ao sólido mostra-se eficiente no controle da temperatura de saída da partícula.
- A avaliação do efeito das distribuições de tempo de residência permite verificar que a secagem em concorrente é menos afetada por este fator que a secagem em contra-corrente. Os perfis de umidade obtidos, para situações que se afastam do fluxo pistão ideal (70, 50 e 30% de escoamento pistão), apresentam desvios muito menores em relação ao escoamento pistão do que os desvios encontrados no fluxo contra-corrente. As umidades finais encontradas são, todavia, maiores que as observadas em contra-corrente, para o mesmo comprimento de leito.
- A variação das temperaturas de secagem mostrou que a  $60$  e  $70^{\circ}\text{C}$  ocorria equilíbrio entre gás e sólido já com leitos curtos. A  $80$  e  $90^{\circ}\text{C}$  não ocorreu equilíbrio, para nenhuma relação vazão de gás/vazão de sólido. Entretanto, a  $80^{\circ}\text{C}$  são necessários

secadores mais longos, para se atingir a umidade final desejada ( $L = 60$  cm). Já a  $90^{\circ}\text{C}$  atinge-se uma umidade final aceitável com um secador de 48 cm. Comparando-se ao escoamento contra-corrente, neste se alcançam umidades finais aceitáveis para leitões mais curtos, mantidas constantes todas as demais condições.

- A avaliação energética e exergética da secagem com fluxo concorrente revela que esta configuração de escoamento não é vantajosa. Altas eficiências térmicas e baixa destruição de exergia são obtidas a temperaturas, em que não se alcançam umidades finais de sólido aceitáveis, devido ao equilíbrio entre gás e sólido ( $70^{\circ}\text{C}$ ). A  $80$  e  $90^{\circ}\text{C}$  as eficiências térmicas diminuem e aumenta a destruição da exergia, aumentando a exergia destruída por massa de água evaporada. Para estas duas temperaturas, a secagem em contra-corrente apresenta resultados melhores, o que acaba desfavorecendo a secagem em escoamento concorrente.

## 7. SECADORES A LETTO DESLIZANTE MISTOS (CONTRA + CONCORRENTE) COM RECICLO DE AR

### 7.1 - Introdução

A secagem em secador misto contra + concorrente com reciclo de ar acontece de acordo com o esquema da Figura 7.1. Estão associados em série um secador contra-corrente e um concorrente.

Este secador com dois corpos tem duas funções principais: no corpo do secador que opera em contra-corrente, o sólido seca e perde a maior parte de sua umidade. Na parte do secador que opera em concorrente, o sólido, já aquecido, continua perdendo sua umidade, porém mais lentamente e o que é mais importante passa a se resfriar, não correndo riscos de injúrias e degradação, por ser submetido a condições de secagem mais brandas.

Os sólidos entram com um conteúdo de umidade  $X_1$  e temperatura  $T_{p1}$  no secador contra-corrente, e saem com conteúdo de umidade  $X_2$  e temperatura  $T_{p2}$ , pela parte inferior do secador concorrente. O gás entra na região do secador onde muda a configuração de escoamento. O ar que sai na base do secador com temperatura  $T_{g2}$  e umidade  $Y_2$  é reciclado e se mistura ao gás fresco, com temperatura  $T_{g0}$  e umidade  $Y_0$ , gerando um gás de mistura que, na situação aqui simulada, é igualmente distribuído no corpo do secador que opera em contra-corrente e no corpo que opera em concorrente. Este gás de mistura tem uma temperatura  $T_{gm}$  e umidade  $Y_m$ . A umidade  $Y_0$ , a temperatura de mistura  $T_{gm}$  e a razão de reciclo (vazão de gás de saída do secador/vazão de gás que é reaproveitada no processo de secagem) são fixas e as demais condições variam.

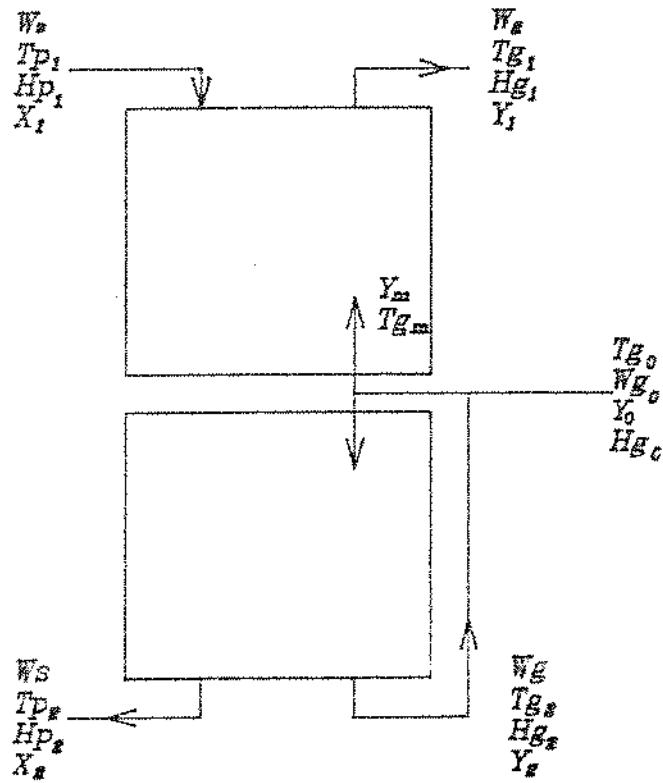


Figura 7.1 - Esquema do secador a leito deslizante contra + concorrente com reciclo de ar

- onde:
- $\dot{w}_p$  = vazão mássica de sólido (kg/s).
  - $\dot{w}_g$  = vazão mássica de gás (kg/s).
  - $\dot{w}_{g0}$  = vazão mássica de gás fresco (kg/s).
  - $T_{p1}$  = temperatura do sólido no topo de secador ( $^{\circ}\text{C}$ ).
  - $T_{p2}$  = temperatura do sólido na base do secador ( $^{\circ}\text{C}$ ).
  - $T_{g0}$  = temperatura do gás fresco ( $^{\circ}\text{C}$ ).
  - $T_{gm}$  = temperatura do gás de mistura ( $^{\circ}\text{C}$ ).
  - $T_{g1}$  = temperatura do gás no topo de secador ( $^{\circ}\text{C}$ ).
  - $T_{g2}$  = temperatura do gás na base do secador ( $^{\circ}\text{C}$ ).
  - $H_{p1}$  = entalpia do sólido no topo do secador (kcal/kg).
  - $H_{p2}$  = entalpia do sólido na base do secador (kcal/kg).
  - $H_{g1}$  = entalpia do gás no topo do secador (kcal/kg).
  - $H_{g2}$  = entalpia do gás na base do secador (kcal/kg).
  - $X_1$  = umidade do sólido no topo do secador (kg a/kg s.s.).
  - $X_2$  = umidade do sólido na base do secador (kg a/kg s.s.).
  - $Y_1$  = umidade do gás no topo do secador (kg a/kg a.s.)

- $Y_2$  = umidade do gás na base do secador (kg a/kg a.s.).  
 $Y_0$  = umidade do gás fresco (kg a/kg a.s.).  
 $Y_m$  = umidade do gás de mistura (kg a/kg a.s.).

No procedimento de cálculo da simulação, dividiu-se o corpo do secador em dois e a simulação foi efetuada em duas etapas. Na primeira etapa, que simula o processo em contra-corrente, o sólido entra com um conteúdo de umidade  $X_1$  e temperatura  $T_{p1}$  e continua pelo segundo corpo do secador que opera em concorrente, saindo com uma umidade  $X_2$  e temperatura  $T_{p2}$ . O gás entra no secador na secção em contra-corrente, com umidade  $Y_m$  (resultante da mistura do gás de reciclo que sai do corpo do secador que opera em concorrente) e  $T_{gm}$  e sai do secador com umidade  $Y_1$  e temperatura  $T_{g1}$ . O gás de saída do secador em contra-corrente é descartado. Na segunda etapa, que simula o processo em concorrente, o sólido continua sua trajetória, com as mesmas condições que apresentava no corpo anterior e o gás entra com umidade  $Y_m$  e temperatura  $T_{gm}$  e sai com umidade  $Y_2$  e temperatura  $T_{g2}$ . Este gás, com umidade  $Y_2$  e temperatura  $T_{g2}$ , é totalmente reciclado (pois nesta condição se trabalhou com 100% de reciclo) e como sua umidade final é alta e sua temperatura relativamente baixa, ele é misturado ao gás fresco com temperatura  $T_{g0}$  e umidade  $Y_0$ . Com o reciclo total do gás de saída do secador concorrente, a vazão de gás fresco é exatamente a mesma que a vazão de saída do contra-corrente. Estas duas vazões se misturam e são, depois, igualmente distribuídas entre o secador contra e o concorrente.

Através do balanço global de massa para o gás, no ponto de mistura, tem-se que:

$$\begin{aligned}
 \dot{w}_{gm} &= \dot{w}_{g0} + \dot{w}_{g2} \\
 &= \dot{w}_{g1} + \dot{w}_{g2}
 \end{aligned}
 \tag{7.1}$$

- onde:
- $\dot{w}_{gm}$  = vazão mássica de gás de mistura que entra no secador concorrente.
  - $\dot{w}_{g0}$  = vazão mássica de gás fresco de entrada.
  - $\dot{w}_{g1}$  = vazão mássica de gás de saída do contra-corrente.
  - $\dot{w}_{g2}$  = vazão mássica de gás de saída do concorrente.

Portanto:



$$\dot{w}_{g0} = \dot{w}_{g1} \quad (7.2)$$

Assim o balanço de massa para água no mesmo ponto:

$$\dot{w}_{gm} Y_m = \dot{w}_{g0} Y_0 + \dot{w}_{g2} Y_2 \quad (7.3)$$

Neste caso, como a relação de reciclo é de 100%, a vazão gasosa igual em ambos os secadores,  $\dot{w}_{g1} = \dot{w}_{g2}$ , tem-se que a umidade do gás de mistura pode ser calculada por:

$$Y_m = \frac{Y_2 + Y_0}{2} \quad (7.4)$$

De maneira similar, através do balanço de entalpia, pode-se calcular a temperatura do gás de mistura. O balanço genérico de entalpia diz que:

$$\dot{w}_{gm} C_p (T_m - T_r) = \dot{w}_{g2} C_p (T_{g2} - T_r) + \dot{w}_{g0} C_p (T_{g0} - T_r) \quad (7.5)$$

Considerando-se  $T_r = 0$  para o balanço de entalpia, chega-se a:

$$\dot{w}_{gm} C_p T_m = \dot{w}_{g2} C_p T_{g2} + \dot{w}_{g0} C_p T_{g0} \quad (7.5)$$

Usando as equações (7.1) e (7.2), a equação para cálculo da temperatura do gás de mistura resulta:

$$T_m = \frac{T_{g2} + T_0}{2} \quad (7.7)$$

No processo de cálculo empregado neste capítulo, tentou-se trabalhar com uma umidade de gás fresco variando na faixa de 0,010 a 0,013 kg água/kg ar seco. A umidade de saída do corpo do secador concorrente ( $Y_2$ ) é obtida pelas condições de simulação e assim, com a equação (7.4), calcula-se a umidade do gás de mistura. Quanto às temperaturas, a do gás de mistura foi fixada. A temperatura de saída do secador concorrente é calculada através do processo de simulação e com este valor e o valor da temperatura do gás de mistura, com a equação (7.7), calcula-se a temperatura do gás fresco.

## 7.2 - Estudo de Casos

No processo de simulação do secador misto, contra + concorrente, considerou-se apenas um modelo de distribuição de tempo de residência, o do escoamento pistão em série com tanque agitado e uma porcentagem de volume morto. Foi avaliada apenas uma situação: 70% de escoamento tubular e 20% de tanque agitado.

Trabalhou-se com uma relação vazão de gás/vazão de sólido fixa e igual a 10. Estudou-se o efeito da variação da temperatura de mistura do gás (temperatura do gás fresco e temperatura do gás de reciclo) e dos comprimentos do secador contra-corrente e concorrente.

Foi feita uma avaliação energética e exergética das diferentes situações.

## 7.3 - Resultados e Discussão

### 7.3.1 - Efeito da variação da temperatura do gás de mistura e dos comprimentos de leito

Três temperaturas de mistura do gás foram avaliadas: 70, 80 e 90<sup>0</sup>C. Para cada uma destas temperaturas do gás de mistura, estudou-se o efeito de diferentes combinações entre comprimento do secador contra-corrente e comprimento do secador concorrente. O comprimento final do secador era aquele que possibilitava a saída de sólido com umidade final de aproximadamente 7% em base seca. Fixou-se uma razão de reciclo de 100%, ou seja, todo o gás que saía do secador concorrente era reaproveitado. Tentou-se trabalhar com uma umidade de gás fresco de aproximadamente 0,012 kg água /kg ar seco. Para a temperatura de gás de mistura de 70<sup>0</sup>C, os valores de umidade de gás fresco encontrados foram menores, estabelecidos de acordo com as condições impostas pela simulação. Os valores observados serão discutidos a seguir.

Todas as outras condições, como temperatura do gás fresco, umidade do gás na saída do secador contra-corrente, umidade do gás na saída do secador concorrente, temperatura da partícula, eram variáveis, sendo função de como se fechavam os balanços de massa e energia. A relação vazão de gás/vazão de sólido no corpo do secador foi fixa e da ordem de 10,0.

Para cada uma das temperaturas de gás de mistura avaliadas, havia sempre um comprimento total máximo, no qual se obtinha a umidade final de sólido requerida. Foi variada, conseqüentemente, a relação comprimento de contra/comprimento de concorrente.

### 7.3.1.1 - Temperatura de mistura de 90<sup>0</sup>C

Nesta condição, seis diferentes razões comprimento de contra ( $L_{cta}$ )/comprimento total ( $L_{total}$ ) foram estudadas. Sua influência no comportamento do secador é discutida a seguir.

As razões avaliadas foram de 0,26; 0,35; 0,48; 0,54; 0,64 e 0,74 para um comprimento total de 32 cm.

A Figura 7.2 mostra o comportamento do gás fresco, do gás de mistura e do gás de reciclo nestas condições.

O gás apresenta temperaturas mais altas para as situações em que o comprimento do secador contra-corrente é menor. Isto acontece porque para se atingir a umidade final fixada para o sólido, secadores concorrente mais longos são necessários e o gás de reciclo se encontra mais saturado (como pode ser notado pela figura) e com temperatura mais baixa, exigindo, portanto, um gás fresco com maior potencial energético e com umidades absoluta e relativa menores. Para secadores contra corrente mais longos (maiores relações  $L_{cta}/L_{total}$ ), as umidades do gás de reciclo são mais baixas e conseqüentemente, o gás fresco pode ser mais úmido. Em alguns casos ( $L_{cta}/L_{total} = 0,26$ ), a umidade absoluta requerida para o gás fresco ( $Y_0 = 0,008$  kg água/kg ar seco) é muito difícil de ser obtida na prática, correspondente a uma umidade relativa de 30% para o ar ambiente.

A umidade de saída do sólido no secador contra-corrente é menor à medida que aumenta a razão  $L_{cta}/L_{total}$ , como mostra a Figura 7.3. A temperatura da partícula, que também aparece nesta figura, é mais alta na saída do secador contra-corrente, à medida que aumenta o seu comprimento. Em conseqüência, sai do secador concorrente também a uma temperatura mais alta, porque este secador é mais curto quando os secadores contra-corrente são mais longos. A condição para que se considere terminada a operação é que a umidade final do sólido esteja entre 7 e 7,5% base seca. Em todas as simulações feitas, observou-se que, para

uma dada temperatura de gás de mistura, o comprimento total do secador (contra + co) era aproximadamente constante.

Procedeu-se à avaliação energética e exergética dos secadores contra + concorrente com reciclo de ar, para as diferentes temperaturas de mistura de gás. A avaliação energética é feita através do cálculo da eficiência térmica e a avaliação exergética baseia-se no cálculo de três índices, já explicados no Capítulo 4, que são:  $\Delta\hat{B}_1$  (em kJ/s);  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/s) e  $\Delta\hat{B}_2$ /massa de água evaporada (em kJ/kg água). A diferença entre  $\Delta\hat{B}_1$  e  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/s) reside no fato de que no cálculo de  $\Delta\hat{B}_1$  é considerada a exergia de saída do gás de secagem (neste caso, para o volume de controle considerado, é a exergia do gás que sai no topo do secador, que opera em contra-corrente). No cálculo de  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/s) se desconsidera a exergia de saída deste gás, pois ele não será reaproveitado. Como o cálculo de  $\Delta B$  implica no cálculo das exergias de saída menos as de entrada, o valor modular de  $\Delta\hat{B}_2$  é maior que o valor modular de  $\Delta\hat{B}_1$ .

A Figura 7.4 mostra os resultados da avaliação exergética através dos valores de  $\Delta\hat{B}_1$  e  $\Delta\hat{B}_2$  em kJ/s.

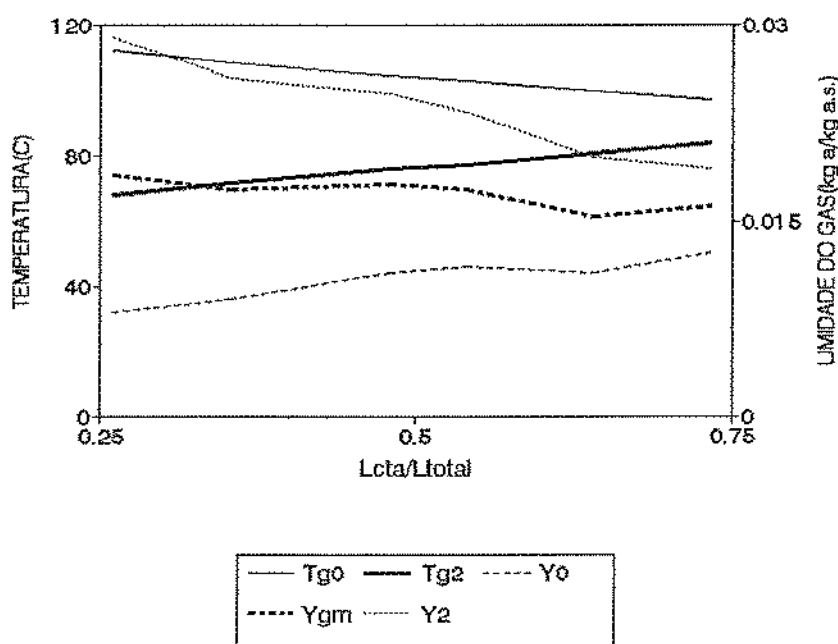


Figura 7.2 - Comportamento do gás fresco, gás de mistura e gás de reciclo com a variação de comprimento do leito  $T_{gm} = 90^{\circ}\text{C}$   $w_g/w_p = 10,0$   $L_{total} = 32 \text{ cm}$

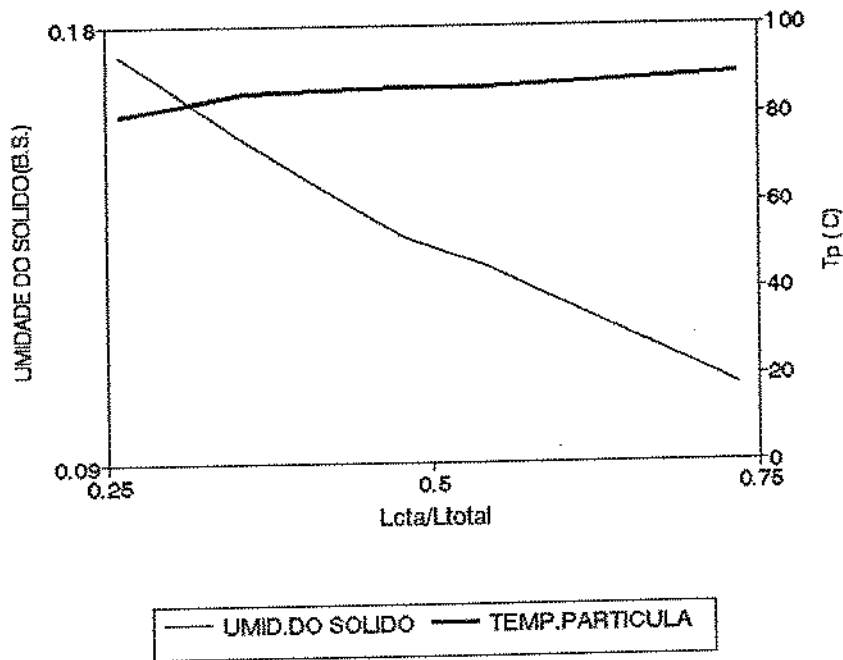


Figura 7.3 - Umidade e temperatura do sólido na saída do corpo do secador que opera em contra corrente  
 $T_{gm} = 90^{\circ}C$   $wg/wp = 10$

Observa-se que para menores relações de  $L_{cta}/L_{total}$  (secadores contra-corrente mais curtos e concorrentes mais longos) a destruição da exergia é maior, incorrendo em processos menos eficientes. Estes resultados vão de encontro ao que se observou na análise dos secadores contra e concorrente em separado, feita nos Capítulos 5 e 6, na qual os secadores contra-corrente se revelaram mais eficientes energeticamente. No caso dos secadores mistos, os mais eficientes, com menor destruição da exergia, são os que apresentam a combinação de contra corrente mais longo com concorrente mais curto (maiores relações  $L_{cta}/L_{total}$ ). Isto é devido à menor temperatura que deve apresentar o gás fresco nos comprimentos maiores de contra-corrente, por estar mais aquecido o gás de reciclo, resultando em menor destruição da exergia.

Na Figura 7.5 são mostradas a eficiência térmica e o valor de  $\Delta\hat{B}_2$  por massa de água evaporada, em kJ/kg água.

A figura mostra que à medida que aumenta o comprimento do secador que opera em contra-corrente, o processo é mais eficiente energeticamente e exergéticamente falando. Para a maior relação  $L_{cta}/L_{total}$  (0,74) se obtém a menor destruição de exergia por massa de água evaporada (378,4 kJ/kg água) e a maior eficiência térmica (0,58), atestando novamente a

vantagem que o secador contra corrente oferece frente ao concorrente.

A eficiência térmica é muito mais baixa que as observadas para os secadores contra e concorrente a temperatura de  $90^{\circ}\text{C}$ . Porém, este tipo de comparação só seria viável se esses dois últimos secadores houvessem sido simulados à temperatura do gás fresco, que nesta condição, é de aproximadamente  $105^{\circ}\text{C}$ .

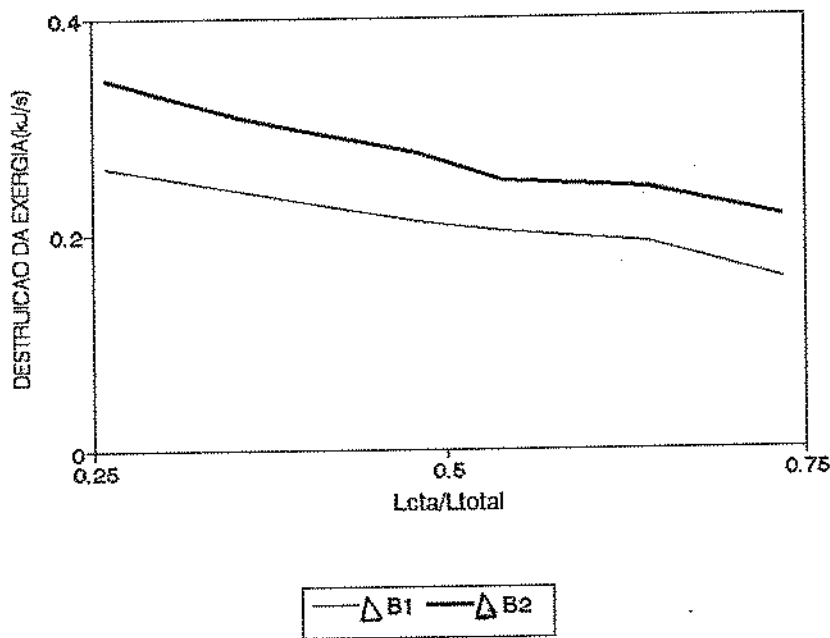


Figura 7.4 - Destruição da exergia (em kJ/s) para temperatura do gás de mistura de  $90^{\circ}\text{C}$

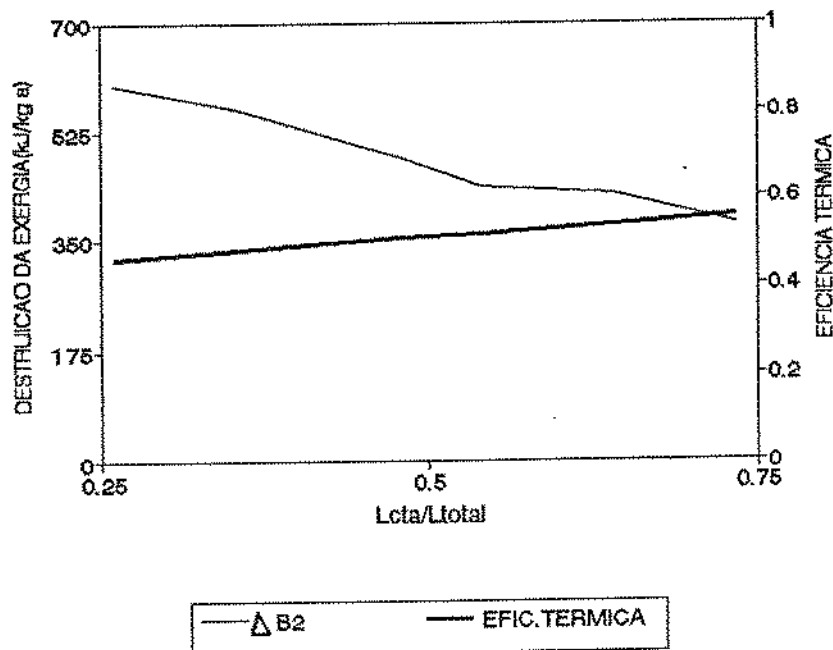


Figura 7.5 - Destruição da exergia (kJ/kg água) e eficiência térmica para temperatura do gás de mistura de 90°C.

### 7.3.1.2 - Temperatura do gás de mistura de 80°C

Para esta condição, cinco relações de comprimento foram avaliadas. São elas de 0,45; 0,5; 0,54; 0,66 e 0,7 entre  $L_{contra}/L_{total}$ . Nesta temperatura, para que a umidade final do sólido seja de aproximadamente 7% em base seca, o comprimento total do secador deve ser de 37 cm. O comportamento do gás fresco, do gás de reciclo e do gás de mistura é mostrado na figura 7.6. Com o aumento do comprimento do contra corrente, as tendências observadas a 90°C se repetem nesta condição. A temperatura do gás fresco pode ser mais baixa com leitos contracorrente mais longos, visto que o gás de reciclo se encontra mais aquecido e menos úmido. As umidades absolutas do gás fresco podem ser mais altas para leitos mais longos, incorrendo em um ar mais fácil de se obter praticamente, com umidades relativas maiores. Para leitos mais curtos de contra-corrente, o gás fresco deve apresentar umidades absolutas baixas, da ordem de 0,009 kg água/kg de ar seco, e temperaturas mais altas (95°C), exigindo um ar ambiente com umidade relativa muito baixa, de cerca de 30%.

A variação da temperatura da partícula e da temperatura do gás para estes secadores mistos (contra + co) é apresentada na Figura 7.7, mostrando o controle feito sobre a

temperatura da partícula, de acordo com o descrito na introdução deste capítulo.

A umidade final do sólido, na saída do secador contra-corrente, também diminui com o comprimento do contra corrente ou aumento da relação  $L_{\text{contra}}/L_{\text{total}}$ , o que é esperado, porque em secadores mais longos o sólido pode perder mais umidade. Em contra-partida, a temperatura do sólido na saída do corpo do secador que opera em contra-corrente é mais alta, à medida que estes leitos são mais longos. A Figura 7.8 apresenta os resultados encontrados.

Os resultados da avaliação energética e exergética do processo, em que a temperatura do gás de mistura é de  $80^{\circ}\text{C}$ , são apresentados nas Figuras 7.9 e 7.10.

A tendência observada é a mesma que se apresentou para uma temperatura de gás de mistura de  $90^{\circ}\text{C}$ . Porém, os valores de destruição de exergia são mais baixos à temperatura de  $80^{\circ}\text{C}$ , para se atingir a mesma umidade final do sólido. Isto é consequência de uma menor temperatura de gás fresco, requerida na atual condição. O maior valor de  $\Delta\hat{B}_1$  é de 0,175 kJ/s, correspondendo a um valor de  $\Delta\hat{B}_2$  de 0,219 kJ/s e requerendo aproximadamente 385 kJ/kg água. Estes resultados são observados para a menor relação de  $L_{\text{contra}}/L_{\text{total}}$ , que neste caso é de 0,45. Os valores mais baixos ocorrem para a maior relação de  $L_{\text{cta}}/L_{\text{total}}$  sendo  $\Delta\hat{B}_1$  de 0,140 kJ/s,  $\Delta\hat{B}_2$  de 0,181 kJ/s,  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/kg água) de 326 kJ/kg água e a eficiência térmica neste caso é de 0,64. A análise energética, através do cálculo da eficiência térmica, mostra que as eficiências aumentam com o aumento da relação  $L_{\text{cta}}/L_{\text{total}}$ , ou seja, com o aumento do corpo de contra corrente versus a diminuição do comprimento do leito com escoamento concorrente.

A análise energética e exergética mostra que o processo a  $80^{\circ}\text{C}$  (temperatura do gás de mistura) é mais eficiente que a  $90^{\circ}\text{C}$ , implicando em menores destruições da exergia e maior aproveitamento do potencial energético das correntes de entrada, resultando em menores custos operacionais. A diferença entre as duas situações reside nos custos de investimento, pois a  $80^{\circ}\text{C}$  é necessário que se tenha um leito 6 cm mais longo que a  $90^{\circ}\text{C}$ , para que se atinja a mesma umidade final do sólido. Acredita-se porém, que os aumentos de custo de investimento sejam mínimos, comparados à economia que se fará com respeito a custos operacionais.



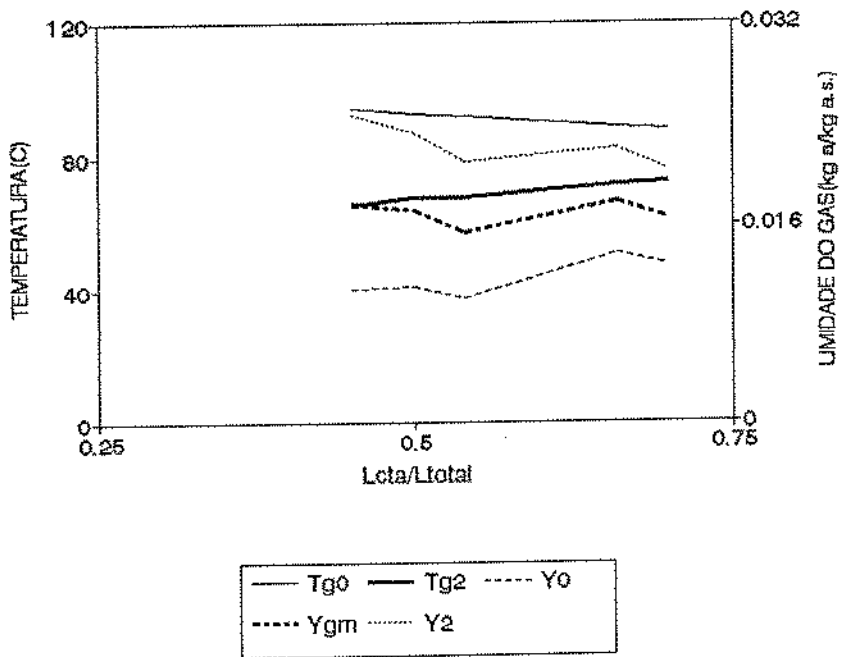


Figura 7.6 - Comportamento do gás fresco, gás de mistura e gás de reciclo com a variação do comprimento do leito  $T_{gm} = 80^{\circ}C$   $w_g/w_p = 10,0$

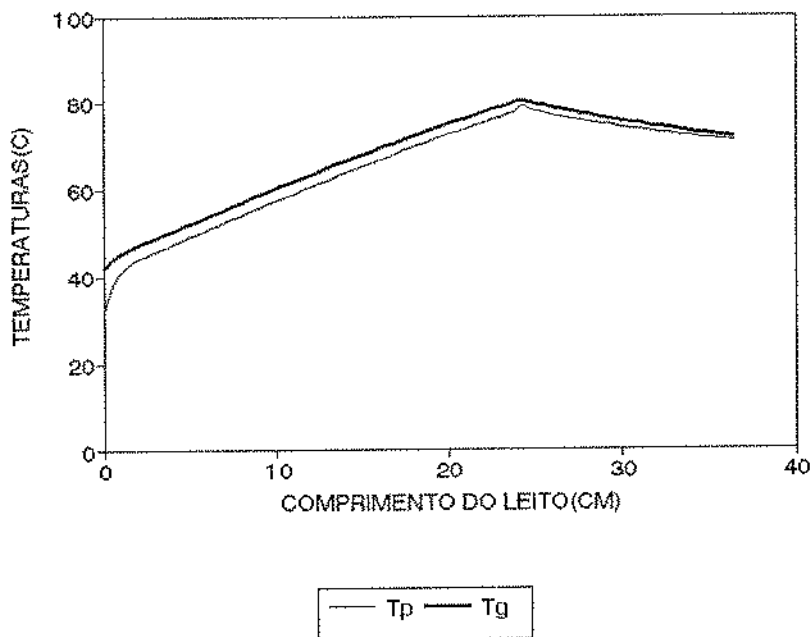


Figura 7.7 - Variação da temperatura do gás e de sólido ao longo do secador misto com reciclo de ar  $T_{gm} = 80^{\circ}C$   $w_g/w_p = 10,0$

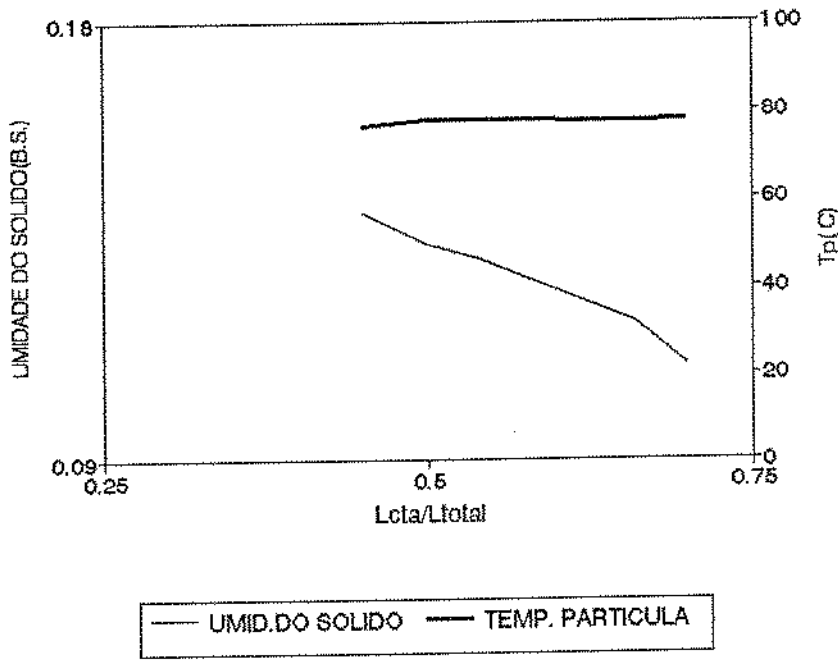


Figura 7.8 - Umidade e temperatura no sólido do corpo do secador que opera em contra corrente

$$T_{gm} = 80^{\circ}\text{C} \quad w_g/w_p = 10,0$$

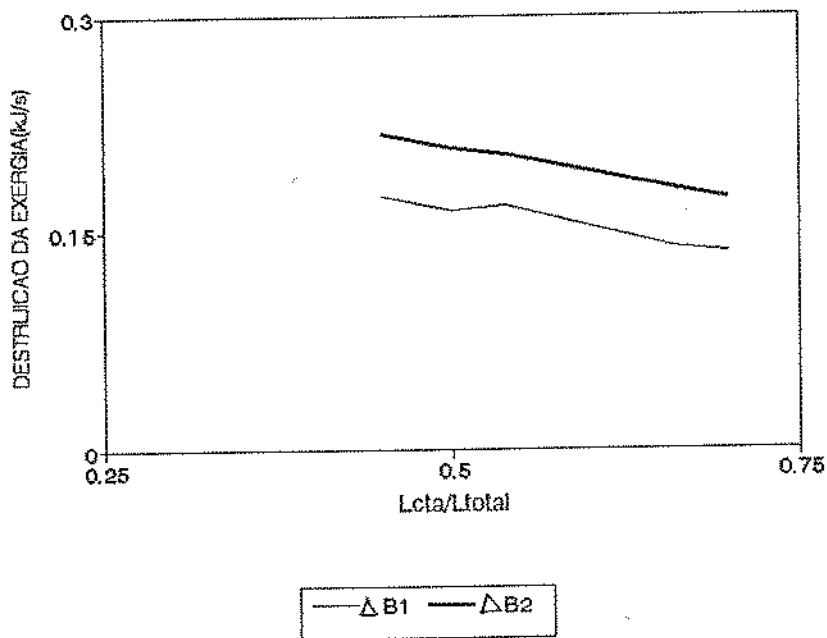


Figura 7.9 - Destruição da exergia (em kJ/s) para temperatura do gás de mistura de  $80^{\circ}\text{C}$

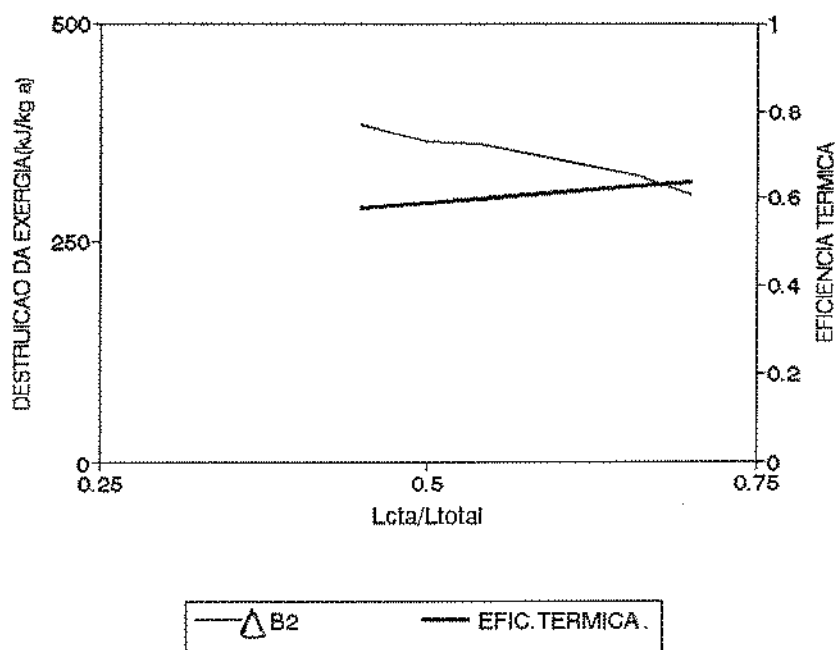


Figura 7.10 -  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/kg água) e eficiência térmica para temperatura do gás mistura 80<sup>0</sup>C

### 7.3.1.3 - Temperatura do gás de mistura de 70<sup>0</sup>C

A 70<sup>0</sup>C foi possível avaliar quatro relações de comprimento do contra sobre comprimento total. Foram elas: 0,38; 0,44; 0,55 e 0,62. Nesta temperatura, o comprimento total de leite para que o sólido atinja a umidade final de 7% em base seca é de cerca de 45 cm, 8 cm mais longo que o secador necessário para operar com temperatura de mistura de 80<sup>0</sup>C e 14 cm mais comprido que o secador que opera a 90<sup>0</sup>C. A Figura 7.11 mostra o comportamento do gás fresco, gás de reciclo e do gás de mistura.

Nesta temperatura, as tendências verificadas com temperatura do gás de mistura de 80 e 90<sup>0</sup>C se repetem. A temperatura do gás fresco diminui com o aumento do comprimento do leite, pois aumenta a temperatura do gás de reciclo. Neste caso, a umidade do gás de reciclo decresce com o aumento do comprimento do leite e a umidade do gás fresco aumenta, gerando um gás de mistura de umidade aproximadamente constante, da ordem de 0,014 água/kg ar seco. O grande problema da secagem com gás de mistura a 70<sup>0</sup>C é a condição requerida do ar fresco, que deve apresentar uma umidade absoluta muito baixa, inferior a

0,01 kg água/kg ar seco. Com esta umidade e temperatura oscilando entre 80 e 86<sup>0</sup>C, este ar pode ser obtido de ar ambiente (25<sup>0</sup>C) a umidades relativas ao redor de 35%, indicando uma condição difícil de ser reproduzida na realidade.

A umidade final do sólido na saída do contra-corrente é mostrada na Figura 7.12. Observa-se que para as mesmas relações  $L_{\text{contra}}/L_{\text{total}}$ , as umidades encontradas a 70<sup>0</sup>C são muito maiores que as obtidas a 80 e 90<sup>0</sup>C, exigindo, por isto, um comprimento total de leito notadamente maior. (45 cm para temperatura do gás de mistura de 70<sup>0</sup>C, 37 cm para temperatura do gás de 80<sup>0</sup>C e 31 cm para temperatura do gás de mistura de 90<sup>0</sup>C). A temperatura de saída do sólido do secador contra-corrente também aparece nesta figura e é maior à medida que aumenta o comprimento do secador contra-corrente.

A avaliação energética e exergética do processo revelam que esta condição é a mais favorável das três que foram analisadas para o secador misto contra + co com reciclo de ar. Os valores de  $\Delta\hat{B}_1$  e  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/s) são os menores, comparados aos obtidos nas outras temperaturas, para as mesmas relações de  $L_{\text{contra}}/L_{\text{total}}$ . A destruição de exergia demandada por massa de água evaporada é de 330 kJ/kg água evaporada para  $L_{\text{cta}}/L_{\text{total}}$  de 0,38, e para a maior relação (de 0,62) o valor de  $\Delta\hat{B}_2/\text{massa água evaporada}$  é de 260 kJ/kg água, o menor de todos os valores encontrados na avaliação das condições do secador contra + co com reciclo de ar. As eficiências térmicas também são as maiores, tendo se encontrado um valor de 0,73 para  $L_{\text{cta}}/L_{\text{total}}$  de 0,62. As Figuras 7.13 e 7.14 mostram estes resultados.

É importante ressaltar, porém, que embora a análise energética e exergética indiquem que esta última condição seria a mais eficiente das três aqui analisadas, em termos práticos, ela é quase inviável de ser reproduzida, pois requer um ar fresco com níveis de umidade absoluta e relativa difíceis de serem obtidas.

O conjunto dos resultados obtidos, para as três temperaturas de mistura, na avaliação energética e exergética, é mostrado na Tabela 7.1.

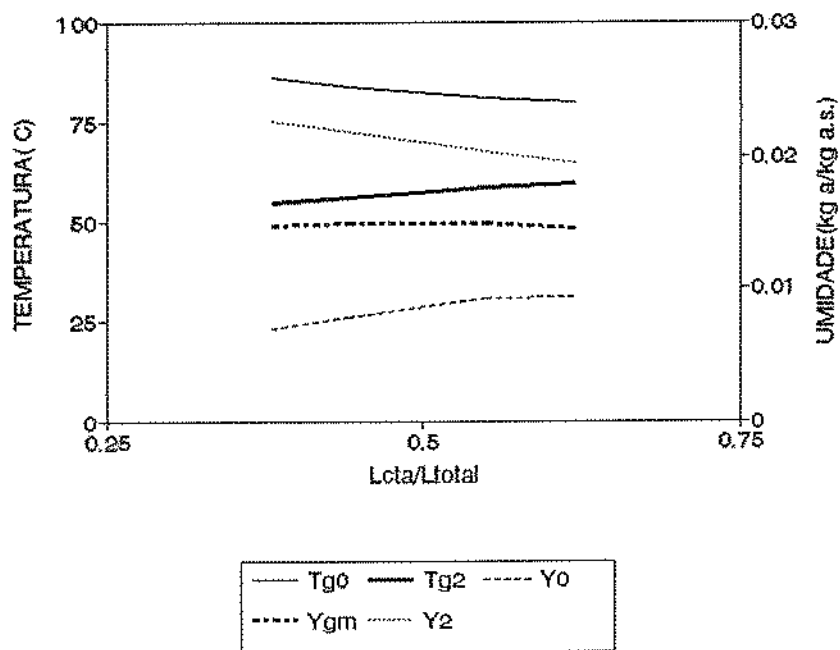


Figura 7.11 - Comportamento do gás fresco, gás de mistura e gás de reciclo com a variação do comprimento do leito  $T_{gm} = 70^{\circ}C$   $w_g/w_p = 10,0$

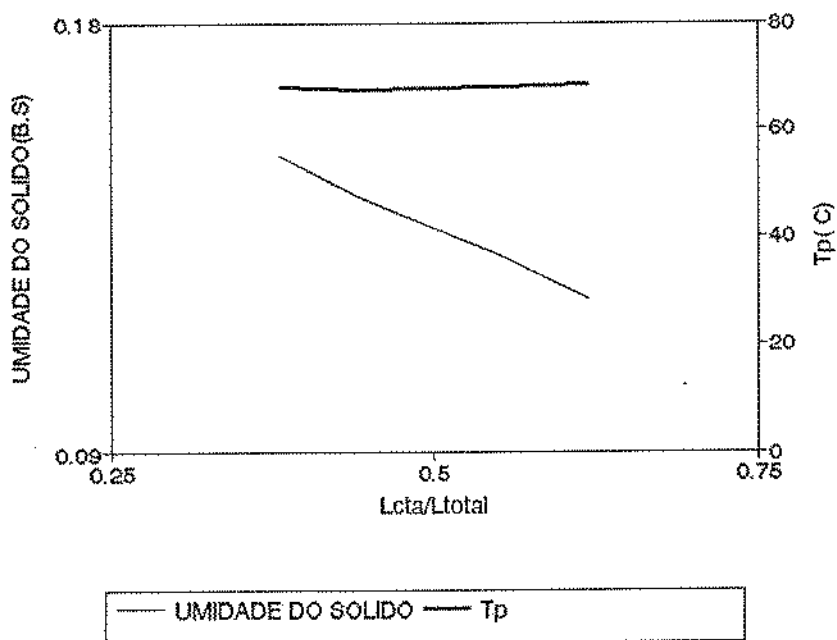


Figura 7.12 - Umidade e temperatura do sólido na saída do corpo do secador que opera em contra corrente  $T_{gm} = 70^{\circ}C$   $w_g/w_p = 10$

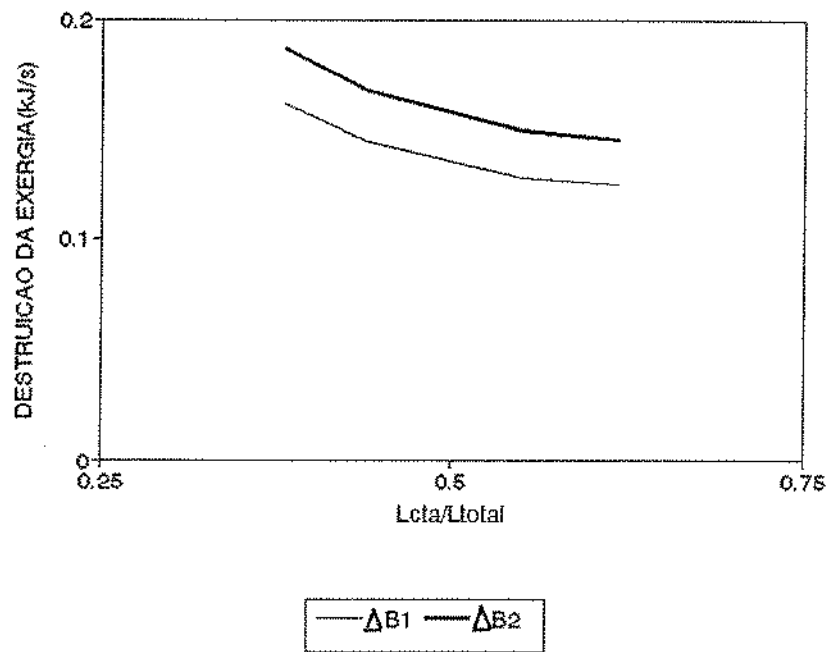


Figura 7.13 - Destruição da exergia  $\Delta\hat{B}_1$  e  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/s) para temperatura do gás de mistura de  $70^{\circ}\text{C}$

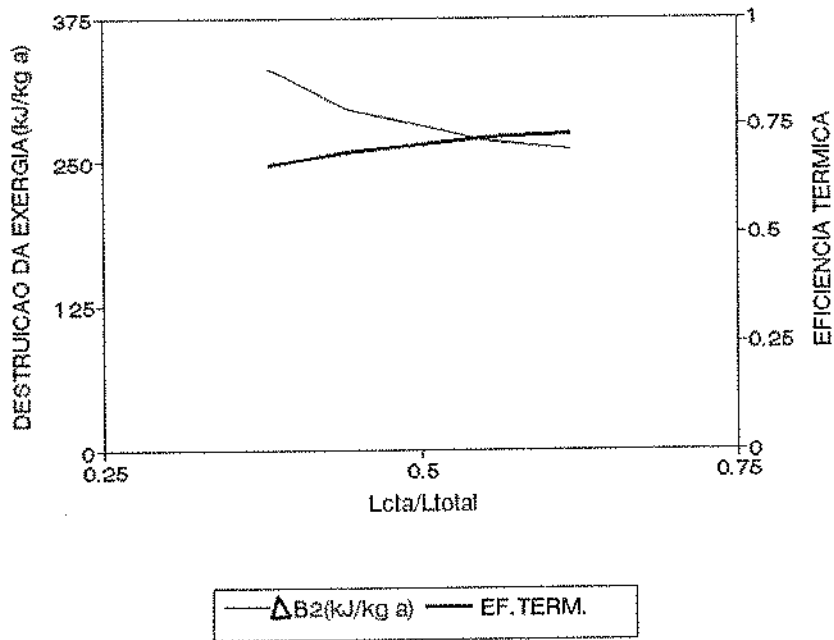


Figura 7.14 -  $\Delta\hat{B}_2$  (em kJ/kg água) e eficiência térmica para temperatura do gás de mistura de  $70^{\circ}\text{C}$

Tabela 7.1 - Eficiência Térmica e  $\Delta\hat{B}_1$  (kJ/s) para as diversas temperaturas de mistura

$L_{cta}/L_{total}$	$T_{gm}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_g$ fresco ( $^{\circ}C$ )	$Y_{gás}$ fresco (kg água/ kg ar seco)	Eficiência Térmica	Perda de exergia (kJ/s)
0,37	70,5	86,2	0,0069	0,70	0,162
0,44	69,7	83,6	0,0078	0,74	0,145
0,55	69,9	81,1	0,0092	0,77	0,128
0,62	70,0	80,3	0,0093	0,78	0,125
0,45	80	94,42	0,0107	0,61	0,175
0,50	80,5	92,9	0,0109	0,63	0,166
0,55	80	92	0,010	0,64	0,169
0,66	80,45	88,9	0,013	0,67	0,140
0,7	80,3	87,9	0,0127	0,68	0,136
0,35	89,7	112	0,08	0,46	0,264
0,48	89,9	107,8	0,09	0,48	0,240
0,53	89,9	102,6	0,0115	0,54	0,203
0,64	89,94	99,6	0,011	0,57	0,192
0,73	90,2	96,7	0,0126	0,59	0,158

## 7.4 - Conclusões

Neste secador misto, as condições mais eficientes de secagem foram encontradas para a temperatura de mistura de  $70^{\circ}\text{C}$ , com grandes valores para eficiência térmica e baixas perdas de exergia no processo. Porém as umidades absoluta e relativa encontradas para o ar fresco, nesta situação, são difíceis de serem reproduzidas na prática, pois implicam em umidades relativas de cerca de 35% para ar ambiente ( $25^{\circ}\text{C}$ ).

Assim, pela dificuldade de se trabalhar com um gás de mistura a  $70^{\circ}\text{C}$ , restam apenas duas condições possíveis, que são as temperaturas de mistura de  $80$  e  $90^{\circ}\text{C}$ . Para se obter a mesma umidade final do sólido, a temperatura de mistura mais recomendada seria a de  $80^{\circ}\text{C}$ , pois incorre em melhores índices de avaliação energética e exergética, resultando em melhor performance do secador. A diferença entre as duas situações está no comprimento do secador, que deve ser mais longo a  $80^{\circ}\text{C}$ , implicando em maiores custos de investimentos, conforme já se comentou anteriormente.

Porém, como a diferença entre os dois é de apenas 6 cm, acredita-se que a economia com os custos operacionais compense o acréscimo nos custos de investimentos.



## 8 - CONCLUSÕES

- (1) Através da revisão bibliográfica foi possível constatar que poucos trabalhos foram realizados na área de modelagem e simulação de leitos móveis. Para secadores a leito deslizante, com distribuição característica de tempo de residência, não se encontrou nenhum trabalho na literatura.
- (2) O modelo matemático foi baseado nas equações de calor e massa que descrevem o processo. Como foram verificados experimentalmente dois tipos de escoamento de sólido, incorporou-se os modelos de distribuição de tempo de residência à equação que determina a umidade do sólido.
- (3) Verificou-se o ajuste do modelo a dados experimentais obtidos em secador a leito deslizante e pode-se afirmar que o ajuste é bom. No modelo desenvolvido foram empregados dados de cinética obtidos em batelada, com dados de equilíbrio e de distribuição de tempo de residência encontrados em experiências realizadas independentemente.
- (4) Três tipos de configuração de secadores foram estudadas: o escoamento contracorrente; o escoamento concorrente e um secador misto, contra + concorrente com reciclo de ar. As diferentes configurações foram avaliadas energeticamente pela eficiência da primeira lei da termodinâmica, de acordo com o estabelecido por STRUMILLO *et alii* (1989). Uma avaliação exérgica do processo também é feita e as equações para determinação da destruição de exergia para o ar de secagem e o material a ser seco são apresentadas.
- (5) A simulação e avaliação de secadores contra-corrente, com e sem reciclo de ar, revelaram que os secadores sem reciclo de ar mostram um melhor aproveitamento de potencial de secagem para as menores relações de vazão. Encontrou-se um ponto de ótimo para temperatura de secagem de  $80^{\circ}\text{C}$ ,  $w_g/w_p$  de 10 e comprimento de leito de 48 cm, em que a eficiência térmica é de 69%. A avaliação exérgica deste tipo de escoamento revelou que as condições de menor perda ocorrem a temperaturas de secagem menores e menores vazão de gás.

- (6) A avaliação do processo de secagem com fluxo de ar concorrente ao sólido mostrou que este tipo de escoamento é eficiente no controle da temperatura de saída da partícula. A análise energética e exergética dessa configuração revelou no entanto, que a mesma não é vantajosa, pois altas eficiências térmicas e baixas destruições de exergias são obtidas a temperaturas em que não se alcançam umidades finais de sólido aceitáveis.
- (7) O secador misto, contra + concorrente com reciclo de ar, tem duas funções principais: no corpo do secador que opera em contra-corrente, o sólido seca e perde parte de sua umidade. Na parte que opera em concorrente, o sólido, já aquecido, continua perdendo umidade, porém mais lentamente e passa a se resfriar. O estudo deste tipo de secador revelou que as condições mais eficientes foram encontradas para temperatura de gás de mistura de  $70^{\circ}\text{C}$ , mas as condições do ar fresco exigidas para essa situação implicam em condições difíceis de reproduzir experimentalmente. Para temperaturas de gás de mistura de  $80$  e  $90^{\circ}\text{C}$  os resultados encontrados revelam um processo menos eficiente energética e exergeticamente. A  $80^{\circ}\text{C}$  os valores de eficiência térmica e destruição de exergia são semelhantes aos encontrados para o secador contra-corrente, sem reciclo de ar, operando à mesma temperatura.

## 9 - SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

Considerando-se a experiência adquirida com o desenvolvimento deste trabalho, sugere-se:

- verificar o ajuste do modelo a resultados experimentais, para os secadores concorrente e misto com reciclo de ar.
- desenvolver, em função dos resultados encontrados, um estudo de otimização dos processos aqui avaliados.
- ampliar o estudo de destruição de exergia em processos de adsorção, para faixas mais amplas de temperatura de secagem e para sólidos com outros conteúdos de umidade, além dos que foram tratados aqui.

## 10 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1) ADE - JOHN, A. & JEFFREYS, G.V. Flow Visualization and Residence Time Studies in a Spray-Dryer **Trans. Ind. Chem. Eng.** Vol. 56:36-42, 1978.
- 2) ANIGBANKPU, C.S., RUMSEY, T.R. e THOMPSON, J.F. Thin-layer Drying and Equilibrium Moisture Content Equation for Ashley Walnuts **ASAE paper 80-6507**, 1980, citado em RUMSEY, T. & THOMPSON, J., 1984.
- 3) ARNOSTI, JR. S. & SARTORI, D.J.M. Velocidade do Fluido na Secagem de Soja em Leito Deslizante **Anais do XIX Encontro sobre Escoamento em Meios Porosos**, Campinas, 309-317, 1991.
- 4) **ASHRAE HANDBOOK Fundamentals** Published by the **American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers**, Atlanta 700 pag. 1985.
- 5) BAKKER-ARKEMA, F.W.; BICKERT, W. G.; PATTERSON, R.J. Simultaneous Heat and Mass Transfer during the Cooling of a Deep Bed of Biological Products under varying Inlet air Conditions **Jr. Agric. Eng. Res.**, 12:297-307, 1970.
- 6) BEJAN, A. **Advanced Engineering Thermodynamics Wiley Interscience Publication** John Wiley & Sons 757 pag. 1988.
- 7) BERTIN, R. & BLAZQUEZ, M. Modeling and Optimization of a Dryer **Drying Technology** 4(1): 45-66, 1986.
- 8) BERTIN, R. & SROUR, Z. Search Methods Through Simulation for Parameter Optimization of Drying Process **Drying's 80**, Hemisphere Publishing Company, Washington, 1980.
- 9) BIMBINET, J.J. Criteria of Energetic Performance for Convection-type Dryers **Drying's 82**, Hemisphere Publishing Company, Washington: 121-128, 1982.

- 10) BROOKER, D.B.; BAKKER-ARKEMA, F.W.; HALL, C.W. Drying Cereal Grains  
The AVI Publishing Company, Inc. Westport 265 pag. 1974.
- 11) BRZUSTOWSKI, T.A. & GOLEM, P.J. Second-Law Analysis of Energy Processes  
Part I - Exergy - An Introduction **Transactions of the CSME** Vol. 4(4): 209-226,  
1976.
- 12) BRUCE, D.M. Simulation of Multiple - Bed Concurrent, Counter, and Mixed - Flow  
Grain Driers **J. Agric. Engng Res.** 30: 361-372, 1984.
- 13) CALADO, V.M.A. & MASSARANI, G. Análise Preliminar de Secador em Leito  
Deslizante e Recirculação Pneumática **Anais do XVI Encontro sobre Escoamento em  
Meios Porosos**, Petrópolis, Vol. II 551-560, 1988.
- 14) CENKOSKI, S. & SOKHANSANJ, S. Mathematical Modelling of Radial Continuous  
Crossflow Agricultural Dryers **Jr. of Fd Process Engineering** 10: 165-181, 1988.
- 15) COSTA, V.A.F. & FIGUEIREDO, A.R.A. The Mixing Cells Model Applied to a  
Fixed Bed Dryer **The Canadian Jr. of Chem. Engineering** Vol. 68(10): 876-880,  
1990.
- 16) CREMASCO, L.A, ROCHA, S.C.S.; MASSARANI, G. Secagem de Milho em Leito  
de Jorro **Anais do XV Encontro sobre Escoamento em Meios Porosos**, Uberlândia,  
Vol. II: 382-393, 1987.
- 17) DANIEL, C. & WOOD, F.S. Fitting Equations to Data 2ª ed. **John Wiley & Sons**,  
New York, 1980.
- 18) EVANS, R.B. & VON SPAKOVSKY, M.R. Two Principles of Differential Second  
Low Heat Exchanger Design **Journal of Heat Transfer** Vol. 113 (5): 329-336, 1991.
- 19) EVANS, R.B. & TRIBUS, M. Thermo-Economics of Saline Water Conversion I. &  
**E.C. Process Des. and Develop.** Vol. 4(2): 195-206, 1965.

- 20) FALABELLA, M.C.; AGUERRE, R.J. e SÚAREZ, C. Determination of the Heat of Water Vapor Sorption by Means of Electronic Hygrometers **Lebensm-Wiss. Technology** Vol. 22: 11-14, 1989.
- 21) FLAUZINO, R.S. & SARTORI, D.J.M. Teor de Umidade do Sólido na Secagem de Sementes de Soja em Leito Deslizante **Anais do XIX Encontro sobre Escoamento em Meios Porosos**, Campinas: 318-326, 1991.
- 22) GIBBS, J.W. The Collected Works of J. Willard Gibbs, Vol. I, Longmans Green, London, 1931 citado em ROTSTEIN, E. & FORNARI, R.E., 1984.
- 23) GOUY, M.J. **J. Phys** 2<sup>eme</sup> Serie 8'501 (1889) citado em ROTSTEIN, E. & FORNARI, R.E. 1984.
- 24) GUNASEKARAN, S. Optimal Energy Management in Grain Drying **CRC Critical Reviews in Food Science and Nutrition** 25(1): 1-48, 1986.
- 25) HAYWOOD, R.W.J. **Mech. Engng. Sci.** 16, 160, 258 1974 citado em ROTSTEIN, E. & FORNARI, R. 1984.
- 26) HALLSTRÖM, B. & TRÄGÅRDH, C. Mathematical Modelling in Food Engineering **Research Acta Alimentaria** 16(3): 239-249, 1987.
- 27) HILL, M. & ASHWORTH, J. C. Use of Simulation Techniques to Evaluate Strategies for Improvement of Industrial Multizone Through-Circulation Trolley Dryer **Drying's** 81 Hemisphere Publishing Company Ed.: A.S. Mujumdar, Washington pag. 508-522, 1981.
- 28) HIMMELBLAU, D.M. Process Analysis by Statistical Methods **John Wiley & Sons**, New York 463 pag. 1970.
- 29) HIMMELBLAU, D.M. & BISCHOFF, K.B. Process Analysis and Simulation: Deterministic Systems **John Wiley & Sons**, Londres 348 pag., 1968.

- 30) HINDMARSH, A.C. & PAINTER, J. The 18 August Version of LSODI (Livermore Solver for Ordinary Differential Equation), Lawrence Livermore National Laboratory (1981), citado por COSTA & FIGUEIREDO, 1990.
- 31) HIROSUE, H. & SHINOHARA, H. Residence Time Distribution Particles in Rotary Dryers and Coolers - A Brief Review *Drying's* 82, Vol. I e II, ed: A.S. Mujumdar, Hemisphere Publ. Corp., N.Y.: 36-41, 1982.
- 32) HUBINGER, M.D. & MENEGALLI, F.C. Estudo da Distribuição de Tempos de Residência em Secadores a Leito Deslizante *Anais do XVII Encontro sobre Escoamento em Meios Porosos*, São Carlos, Vol. I: 217-228, 1989.
- 33) HUBINGER, M.D. & MENEGALLI, F.C. Cálculo do Fator de Desvio do Escoamento Pistão para Secadores a Leito Deslizante *Anais do XX Encontro sobre Escoamento em Meios Porosos*, São Carlos: 569-579, 1992a.
- 34) HUBINGER, M.D. & MENEGALLI, F.C. Influência da Distribuição de Tempo de Residência na Eficiência de Secagem de Proteína Texturizada de Soja em Secadores a Leito Deslizante *Anais do XX Encontro sobre Escoamento em Meios Porosos*, São Carlos: 581-594, 1992b.
- 35) HUBINGER, M.; MENEGALLI, F.C.; AGUERRE, R.J.; SUAREZ, C. Water Vapor Adsorption Isotherms of Guava, Mango and Pineapple *Journal of Fd. Science* 57(6): 1405-1407, 1992.
- 36) HUTCHINSON, D. & OTTEN, L. Thin-layer Drying of Soybeans and White Beans *J. Fd. Technol.* 18:507-522, 1983.
- 37) KAMINSKI, W.; ZBICINSKI, I.; GRABOWSKI, S. e STRUMILLO, C. Multiobjective Optimization of Drying Process *Drying Technology* 7(1):1-16, 1989.
- 38) KAMKE, F.A. & WILSON, J.B. Computer Simulation of a Rotary Dryer Part I: Retention Time *AIChE Journal* Vol. 32(2): 263-268, 1986.

- 39) KATO, K. Exergy Evaluation in Grain Drying **Dryng's 86 ed.: A.S. Mujumdar, Hemisphere Publishing Company, Washington Vol. I e II: 420-427, 1986.**
- 40) KLAPP, E. Ein Beitrag zur analytischen Behandlung gekoppelter Wärme-und Stoff-Austauschvorgänge **Tese de Doutorado não publicada, 1961, citada em BROOKER; BAKKER-ARKEMA; HALL, 1974.**
- 41) KEENAN, J.H. Thermodynamics, **Wiley & Sons, New York 1949** citado em **ROTSTEIN, E. & FORNARI, R. 1984.**
- 42) LAI, F.S.; CHEN, Y. e FAN, L.T. Modelling and Simulation of a Continuous Fluidized-Bed Dryer **Chemical Engineering Science 41(9): 2419-2430, 1986.**
- 43) LEVENSPIEL, O. Engenharia das Reações Químicas Vol.2 **Editora Edgard Blücher, São Paulo, 481 pag., 1974.**
- 44) MASTERS, K. Designing Fluid Bed and Spray Dryers for Low Energy Consumption **Drying Technology 2(4) 521-549, 1983.**
- 45) MAXWELL, J.C. Theory of Heat, 1ª edição **Longmans Green, London (1871)** citado em **ROTSTEIN, E. & FORNARI, R., 1984.**
- 46) MEDEIROS, J.L. & MASSARANI, G.; Secagem de Bagaço de Cana III **Anais do X ENEMP em Secagem de Produtos Agrícolas, Coletânea de Trabalhos: 99-113, 1982.**
- 47) MERGUIZO, G. & SARTORI, D.J.M., Efeitos Mecânicos sobre Sementes de Soja em uma Unidade de Secagem em Leito Deslizante **Anais do XIX ENEMP, Campinas: 299-308, 1991.**
- 48) MOO-YOUNG, M. & CHAN, K.W. Non-Ideal Flow Parameters for Viscous Fluids Flowing Through Stirred Tanks **The Canadian Journal of Chemical Engineering 49(4): 187-194, 1971.**



- 49) NELLIST, M.E. & DUMONT, S. Desorption Isotherms for Wheat **Dept. note DV/CDU/983/06010** 1978 citado por CENKOWSKI & SOKHANSANJ, 1988.
- 50) NELLIST, M.E. Modelling the Performance of a Cross-Flow Grain Drier **J. Agric. Engng. Res.** 37: 43-57, 1987.
- 51) NOOMHORM, A. & VERMA, L.R. Generalized Single Layer Rice Drying Models **Transactions of the ASAE** 29(2): 587-591, 1986.
- 52) PARRY, J.L. Mathematical Modelling and Computer Simulation of Heat and Mass Transfer in Agricultural Grain Drying: A Review **J. Agric. Engng. Res.** 32: 1-29, 1985.
- 53) PARROUFE, J.M. & MUJUMDAR, A.S. Bibliography on Mathematical Models of Drying and Dryers **Drying Technology** 6(2): 305-330, 1988.
- 54) PEREIRA, I.M.M. & MASSARANI, G. Transferência de Calor Sólido-Fluido em Leito Deslizante e Fluxos Cruzados II **Anais do XVI Encontro sobre Escoamento em Meios Porosos**, Petrópolis, Vol. I: 149-159, 1988.
- 55) PINTO, J.C.C.S. & MASSARANI, G. Análise do Desenvolvimento do Secador de Fluxos Cruzados para Grãos **Anais do XV ENEMP**, Uberlândia: 478-492, 1987.
- 56) PLATT, D.; RUMSEY, T.R. e PALAZOGLU, A. Dynamics and Control of Cross-Flow Grain Dryers I: Model Development and Testing **Drying Technology** 9(1): 27-60, 1991.
- 57) RHA, C. Theory, Determination and Control of Physical Properties of Food Material **Series in Food Material Science** Vol. 1, D. Reidel Publishing Company, USA, 1975.
- 58) RICHARDT, K. Energy Saving in Dryers **Drying's** 81 Ed A.S. Mujumdar, Hemisphere Publishing Company, Washington, Vol. I: 379-386, 1981.

- 59) RINGER, D.U. & MOLLEKOPF, N. Drying R&D in the F.R. Germany **Drying Technology** 5(3): 421-466, 1987.
- 60) ROTSTEIN, E. & FORNARI, R.E. **Termodinamica de Procesos Industriales Edigem S.A.** Buenos Aires, 231 pag. 1984.
- 61) RUMSEY, T. & THOMPSON, J. Ambient Air Drying of English Walnuts **Transactions of the ASAE**: 942-945, 1984.
- 62) SARTORI, D.J.M. **Transferência de Calor em Leito Deslizante Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio de Janeiro**, 219p, 1986.
- 63) SCHEIBER E. & SARTORI, D.J.M. Influência da Umidade do Ar na Secagem de Sementes de Soja em Leitos Deslizante e Escoamento Cruzados: Efeitos Imediatos e Latentes **Anais do XVIII Encontro sobre Escoamento em Meios Porosos**, Nova Friburgo, Vol. I: 323-334, 1990.
- 64) SCHUMANN, T. E.W. Heat Transfer: A Liquid Flowing through a Porous Prism **J. Franklin Inst** (1929) citado em BROOKER; BAKKER-ARKEMA e HALL, 1974.
- 65) SIENIUTYCZ, S. The Thermodynamic Approach to Fluidized Drying and Moistening Optimization **AIChE Journal** Vol. 19, nº 2 277-285, 1973.
- 66) \_\_\_\_\_ & KOMOROWSKA-KULIK, J. Thermodynamic Approach to Qualitative Properties of Trajectories of Heat and Mass Transfer in Gas-Solid Flow Systems I. Nonreacting Systems. **Int. J. Heat Mass Transfer** Vol. 21: 489-497, 1978.
- 67) SIENIUTICZ, S. A Synthesis of Mathematical Models and Optimization Algorithms of Invariant Imbedding Type for a Class of Adiabatic Drying Processes With Granular Solid Suspension **Chem. Eng. Sci.** Vol. 37(10): 1557-1568, 1982.
- 68) \_\_\_\_\_ & SZWAST, Z. Optimal Multistage Crosscurrent Fluidized Drying with Product Recycle in **Drying's** 84: 49-75 **Hemisphere Publishing Company**, Washington, 1984.

- 69) \_\_\_\_\_ . A Development of the Relation Between Drying Energy Savings and Thermodynamic Irreversibility **Chem. Eng. Sci.**, Vol. 39(12): 1647-1659, 1984.
- 70) SIENIUTYCZ, S. The Minimum of Total Available Energy (Exergy) Dissipation in the Multistage Fluidized Wet Beds **Drying Technol.**, Vol. 8(1): 123-158, 1990.
- 71) SINGH, P. **Energy Food Processing Elsevier Publishing Company Amsterdam** 375 pag., 1986.
- 72) SPIESS, W.E.L. & WOLF, W.R. The Result of the COST' 90 Project on Water Activity em Physical Properties of Foods Ed.: R. Jowitt **Applied Science Publishers Londres**: 65-102, 1983.
- 73) STRUMILLO, C. & ADAMIEC, J. Advances in Drying of Biosynthesis Products **Anais do XIX Encontro sobre Escoamento em Meios Porosos, Campinas, Vol. I**: 17-61, 1991.
- 74) STRUMILLO, C. **Foundation of Theory and Drying Technique WNT Warszawa** 1975 citado por CENKOWSKI e SOKHANSANJ, 1988.
- 75) STRUMILLO, C. & KUDRA, T. **Drying: Principles, Application and Design** Ed: R. Hughes **Gordon and Breach Science Publishers, Londres**, 448 pag., 1986.
- 76) STRUMILLO, C., GRABOWSKI, S.; KAMINSKI, W; ZBICINSKI, I. Simulation of Fluidized Bed Drying of Biosynthesis Products **Chem. Eng. Progress** 26: 139-145 1989.
- 77) STRUMILLO, C.; ZBICINSKI, I.; GRABOWSKI, S. & KRASLAWSKI, A., Multiobjective Optimization of Spouted Bed Drying **Drying's** 86: 269-276. **Hemisphere Publishing Company, Washington**, 1986.
- 78) SUSSMAN, M.V. **Availability (Exergy) Analysis — A Self Instruction Manual** 3ª edição **Mulliken House, Massachusets**, 180 pag., 1985.

- 79) TELIS, J.R. Secagem de Proteína Texturizada de Soja em Leito Estático e Deslizante **Tese de Mestrado**, FEA, UNICAMP, 156 pag., 1988.
- 80) TELIS, J.R. & MENEGALLI, F.C. Cinética de Secagem de Proteína Texturizada de Soja **Anais do XVI Encontro sobre Escoamento em Meios Porosos**, Petrópolis, Vol. II: 569-578, 1988.
- 81) VALENÇA, G.C. & MASSARANI, G. Secagem de Bagaço de Cana II, **1º Congresso Latino Americano de Transferência de Calor e Massa em Secagem de Produtos Agrícolas**, Coletânea de Trabalhos: 85-98, 1982.
- 82) VALENÇA, G.C. & MASSARANI G. Secagem de Bagaço de Cana, **Anais do 3º Encontro Brasileiro sobre Secagem em Secagem de Produtos Agrícolas** Coletânea de Trabalhos: 77-84, 1984.
- 83) VAN ARSDEL, W.B. Simultaneous Heat and Mass Transfer in a Non-isothermal System: Through-flow Drying in the Low Moisture Range. **Chem. Eng. Progress Symposium Series** nº 16, 1955 citado em BROOKER, D.B. ; BAKKER-ARKEMA, F.W.; NALL, C.W., 1974.
- 84) VANDERSCHUREN, J. & DELVOSALLE, C. Bed to Particle and Interparticle Heat Transfer in the Design of Fluidized Bed Dryers **Drying's 82**, Hemisphere Publishing Company Ed. A.S. Mujumdar 48-55 1982.
- 85) ZURITZ, C.A. & SINGH, P.R. Mathematical Modeling of Rough Rice Drying in a Spouted Bed **J. Fd. Process Engineering** 4: 19-52, 1980.

## **APÊNDICE A**

### **Distribuição de Tempo de Residência em Secadores a Leito Deslizante**

HUBINGER & MENEGALLI (1989) determinaram as curvas de *DTR* para um secador a leito deslizante, contra corrente, de secção quadrangular (0,15 x 0,15 m ) de 0,60 m de altura, alimentado com proteína texturizada de soja.

A distribuição de tempos de residência no secador foi determinada através da técnica de injeção de um pulso de partículas coloridas. As partículas foram tingidas com solução de azul de metileno 1,0%, de modo a não mudar as propriedades físicas do material. A injeção do pulso de partículas consistiu em introduzir na corrente de entrada uma determinada quantidade de traçador ( $M$ ), em um tempo  $t=0$ , coletando-se a fração mássica do mesmo ( $y(t)$ ) na corrente de saída, em função do tempo. O tempo gasto na injeção do pulso deve ser desprezível em comparação ao tempo de residência médio ( $t_m$ ).

Calcula-se:

$$E(t) = \frac{v}{M} y(t) \quad (\text{A.1})$$

onde:  $v$  = vazão mássica do sólido

Define-se  $E(\theta)$  como:

$$E(\theta) = E(t)t_m \quad (\text{A.2})$$

sendo  $\theta = t/t_m$  e  $t_m$  pode ser calculado como:

$$t_m = H/v \quad (\text{A.3})$$

onde  $H$  = capacidade mássica do secador (Hold-up)

Estudou-se a influência das vazões de sólido e de gás na distribuição do tempo de residência das partículas no secador. As vazões de sólido analisadas foram de 0,074; 0,093; 0,170 e 0,207 kg/m<sup>2</sup>s, mantendo-se constante a vazão de gás em 1,9 kg/m<sup>2</sup>s.

As curvas de  $E(\theta)$  vs  $\theta$  resultaram independentes da vazão do sólido.

A Figura A.1 mostra a curva de *DTR* encontrada a partir da média dos valores obtidos a diferentes vazões de sólidos.

Quanto à variação da vazão de gás, três valores foram estudados: 0,7; 1,1 e 1,9 kg/m<sup>2</sup> s, mantendo-se a vazão de sólido constante em 0,110 kg/m<sup>2</sup> s. As curvas de  $E(\theta)$  obtidas experimentalmente mostraram que a vazão de gás afeta a distribuição de tempo de residência das partículas no equipamento. Os resultados encontrados podem ser vistos na Figura A.2.

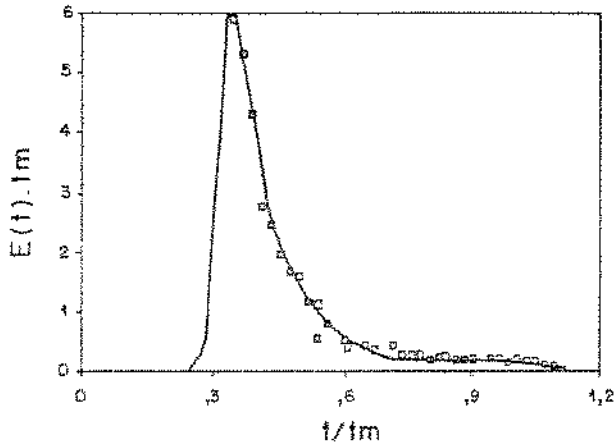


Figura A.1 - Distribuição de tempo de residência em função da média das vazões de sólido

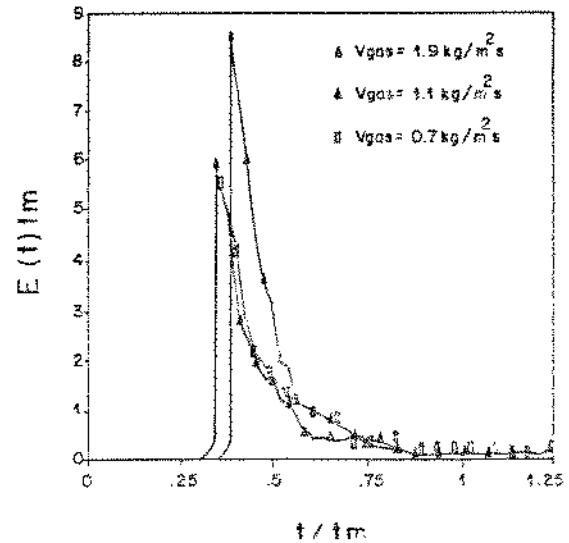


Figura A.2 - Distribuição de tempo de residência: influência da vazão de gás

MOO-YOUNG & CHAN (1971) propuseram um modelo combinado para explicar o fluxo não ideal de fluidos viscosos através de tanques agitados. Esse modelo, que aparece esquematizado na Figura A.3, consiste de uma região com fluxo duplo em paralelo e espaço morto em série, ligada a uma região de fluxo tubular.

A equação para a função de distribuição de tempo de residência de saída  $E(\theta)$  é:

$$E(\theta) = \frac{(f_1)^2}{m_{b1}} \exp\left[-\frac{f_1}{m_{b1}} (\theta - m_p)\right] + \frac{(f_2)^2}{m_{b2}} \exp\left[-\frac{f_2}{m_{b2}} (\theta - m_p)\right] \quad (A.4)$$

$$\begin{aligned} &\text{Para } \theta \geq m_{po} \\ E(\theta) &= 0 \text{ se } \theta < m_p \end{aligned}$$

onde:  $f_1 = v_1/v$

$f_2 = v_2/v$

$$m_p = v_p/V$$

$$m_{b1} = V_{b1}/V$$

$$m_{b2} = V_{b2}/V$$

$$m_d = V_d/V$$

$$f_1 + f_2 = 1 \quad (\text{A.5})$$

$v$  = vazão mássica de sólidos

$v_1, v_2$  = vazão mássica de sólidos no tanque 1 e 2

$V$  = volume total do reator

$V_{b1}, V_{b2}, V_p, V_d$  = volume dos tanques agitados 1 e 2, pistão e volume morto.

Pelas curvas experimentais de  $E(\theta)$ , concluiu-se que esse modelo proposto por MOO-YOUNG & CHAN apresenta uma resposta semelhante às obtidas com a proteína texturizada de soja no secador a leito deslizante. Para ajuste do modelo às condições experimentais, realizou-se um tratamento dos dados pelo procedimento de regressão não linear do Statistical Analysis System (SAS, 1985). Os parâmetros  $f_1$ ,  $m_{b1}$  e  $m_{b2}$  foram calculados para as três diferentes vazões de gás: 0,7; 1,1 e 1,9 kg/m<sup>2</sup> s. A Tabela 1 apresenta os resultados encontrados.

**Tabela A.1 - Parâmetros  $f_1$ ,  $m_{b1}$ ,  $m_{b2}$  obtidos por regressão não linear**

Vazão de gás (kg/m <sup>2</sup> s)	$f_1$	$m_{b1}$	$m_{b2}$	$m_p$
0,7	0,539	0,054	0,362	0,35
1,1	- 0,200	0,485	0,110	0,35
1,9	0,503	0,047	0,963	0,35

Os resultados obtidos para a vazão de gás de 1,9 kg/m<sup>2</sup> s representam uma média de 15 experiências, enquanto que para as demais vazões essa média é relativa a três experiências. Embora se verifique uma influência da vazão de gás nas curvas de  $DTR$ , não se estabelece uma tendência definida a nível dos parâmetros.



Analisando o conjunto dos parâmetros obtidos para a vazão de  $1,9 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ , observa-se que o sistema se comporta como se tivéssemos um escoamento pistão em 35% do volume com dois tanques agitados em paralelo de 4,7% e 96,3% do volume, respectivamente. Esta última constante tem um intervalo de confiança muito grande, o que explica o fato da somatória superar os 100%.

Salientamos, porém, que é difícil associar esse modelo ao real escoamento do sólido dentro do secador, sendo que sua principal função é a equação obtida para simulação do secador.

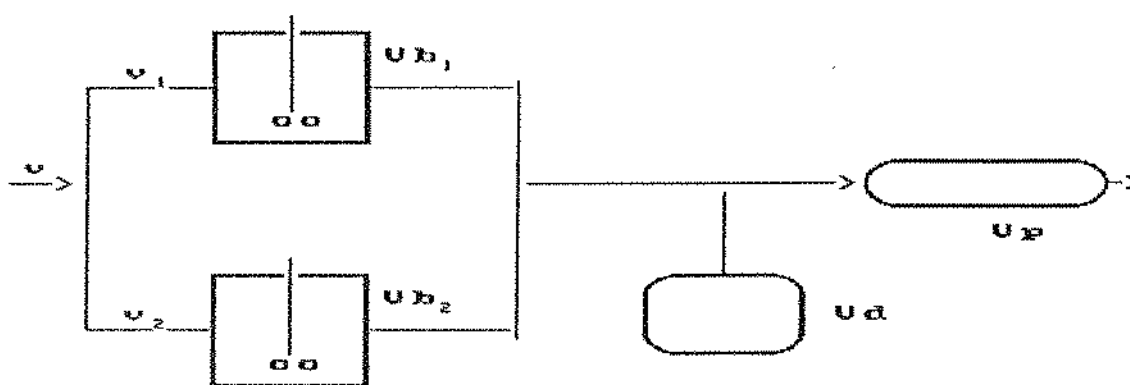


Figura A.3 - Modelo de Fluxo Não Ideal de Moo-Yong e Chan

Posteriormente a esta análise, resolveu-se desprezar os últimos pontos da curva de distribuição de tempo de residência em função da média das vazões de sólido, com o objetivo de se encontrar um modelo mais simples para a distribuição do tempo de residência. Sugere-se, então, o modelo proposto por LEVENSPIEL (1974) para escoamento pistão em série com um tanque agitado. A equação (A.4) pode então ser simplificada para uma equação do tipo:

$$E(\theta) = R e^{-R\theta} e^{+Ru} \quad (\text{A.6})$$

para  $u > \theta$

onde:  $\theta = t/t_m$

$t_m$  = tempo de residência médio

$r = V/V_m$

$u = V_p/V$

$V$  = volume total do reator

$V_p$  e  $V_m$  = volume do pistão e do tanque agitado.

Comparando-se a equação (A.6) com a equação (A.4), pode-se concluir que a equação (A.6) apresenta apenas o primeiro termo da equação (A.4). A equação (A.6) é mostrada também no Capítulo 3, como equação (3.5). De acordo com o explicado no Capítulo 3, o ajuste desta equação aos dados experimentais da figura (A.1) foi feito através do pacote de nome comercial EUREKA, que utiliza o método de passos descendentes. Os valores encontrados através do ajuste são:  $R = 5,65$  e  $u$  (volume do pistão em relação ao volume total) = 0,35, valor tirado da Figura A.1.

## **APÊNDICE B**

### **Construção de Isotermas para Proteína Texturizada de Soja**

Construíram-se isotermas de adsorção para proteína texturizada de soja nas temperaturas de 25, 40, 50, 60 e 70<sup>0</sup>C. O método empregado para construção das mesmas foi o método estático, através de metodologia estabelecida pelo projeto COST 90, descrita por SPIESS & WOLF (1983) em JOWITT.

A técnica consiste em, primeiramente, desidratar as amostras até o mínimo possível de umidade, deixando-as secar na presença de P<sub>2</sub>O<sub>5</sub> (pentóxido de fósforo) em dessecador fechado por uma semana. A seguir, com o objetivo de determinar valores de umidade de equilíbrio, as amostras desidratadas eram reidratadas parcialmente a diferentes níveis de umidade. Os tempos de reidratação para o método estático são variáveis, mas na maioria dos casos, não ultrapassaram 3 semanas. As amostras foram reidratadas em placas de Petri, colocadas dentro de dessecadores, contendo soluções saturadas de sais. Os sais usados foram NaOH, LiCl, NaCl, MgCl<sub>2</sub>, KCl, BaCl<sub>2</sub> e CuSO<sub>4</sub>, cada um fornecendo diferentes umidades relativas de equilíbrio. Para obter os diferentes níveis de temperatura citados eram usadas estufas, mantidas nas temperaturas de 40, 50 60 e 70<sup>0</sup>C. As análises foram feitas em triplicata e o peso do material foi determinado através de secagem em estufa com circulação forçada, a 50<sup>0</sup>C por 24 hs, seguida de secagem em estufa a vácuo a 70<sup>0</sup>C.

Além desse método, outro foi empregado para obtenção de isotermas a 25, 40 e 50<sup>0</sup>C. Pode ser chamado de método higrométrico e se baseia no equilíbrio entre ar/atividade de água até um conteúdo de umidade constante. Este método mostrou-se conveniente para determinação de isotermas a relativamente altas temperaturas e atividades de água, situação na qual fungos podem aparecer antes que se atinja o equilíbrio (FALABELLA *et alii*, 1989).

O método higrométrico apresenta algumas semelhanças ao método estático. As amostras são previamente desidratadas, por uma semana, em dessecador fechado com P<sub>2</sub>O<sub>5</sub>. A seguir são reidratadas a níveis variáveis de umidade, em dessecadores contendo soluções saturadas de sais, que fornecem diferentes umidades relativas. As soluções são as mesmas empregadas no método estático. Os dessecadores são, então, mantidos a 4<sup>0</sup>C por diferentes intervalos de tempo até que se atinja o equilíbrio. Neste caso, o tempo de equilíbrio nunca é superior a 2 semanas. As amostras, após o equilíbrio, são fechadas em sacos plásticos e mantidas a 4<sup>0</sup>C por 2 dias, antes de se realizarem as medidas de atividade de água. A umidade final é determinada de acordo com o descrito anteriormente para o método estático. HUBINGER *et alii* (1992) utilizaram este método para construção de isotermas de adsorção de goiaba, manga

e abacaxi.

Os resultados encontrados pelo método higrométrico para as isotermas de proteína texturizada de soja a 40 e 50<sup>0</sup>C são muito próximos aos obtidos através do método estático. A 25<sup>0</sup>C o único método usado foi o higrométrico.

As Figuras B.1 e B.2 apresentam as isotermas obtidos pelo método estático para temperatura de 40 e 50<sup>0</sup>C (Figura B.1) e 60 e 70<sup>0</sup>C (Figura B.2). A figura B.3 mostra as isotermas encontradas a 25, 40 e 50<sup>0</sup>C pelo método higrométrico.

Estas isotermas foram utilizadas, então, para determinação da umidade de equilíbrio, em cada um dos *i* intervalos em que foi dividido o secador, de acordo com o descrito no Capítulo 3.

A umidade de equilíbrio foi calculada em cada passo da simulação através da equação de GAB, fornecida no Capítulo 3, equação 3.47. Repetindo-a:

$$X_e = \frac{X_m C k a_w}{(1 - k a_w) (1 - k a_w + c k a_w)} \quad (\text{B.1})$$

Esta equação tem sido empregada, com sucesso, para um grande número de produtos alimentícios na faixa de atividade de água de 0,1 a 0,9.

SAMANIEGO *et alii* (1991) citam que VAN DER BERG (1985) provou que a equação de GAB ajusta isotermas nesta faixa de atividade tão bem ou melhor que qualquer outra equação de quatro ou mais termos. Os parâmetros da equação tem significado físico, sendo  $X_m$  a umidade de monocamada,  $C$  (a constante de Guggenheim) relaciona as energias de interação entre água e alimento e  $k$  relaciona as energias de interação entre a múltiplas camadas de água.

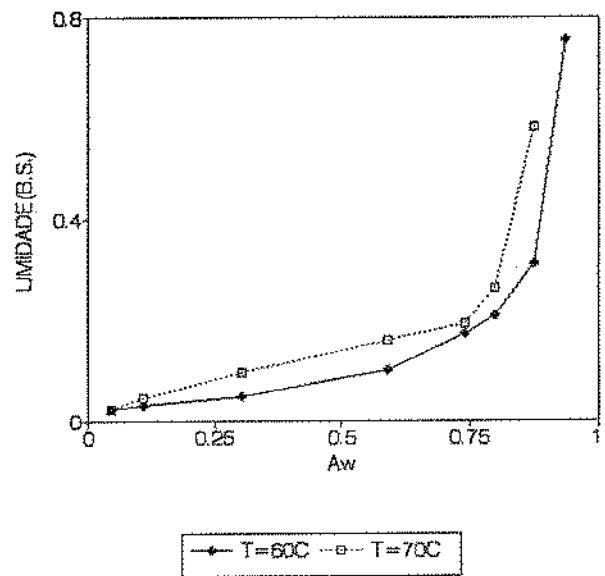
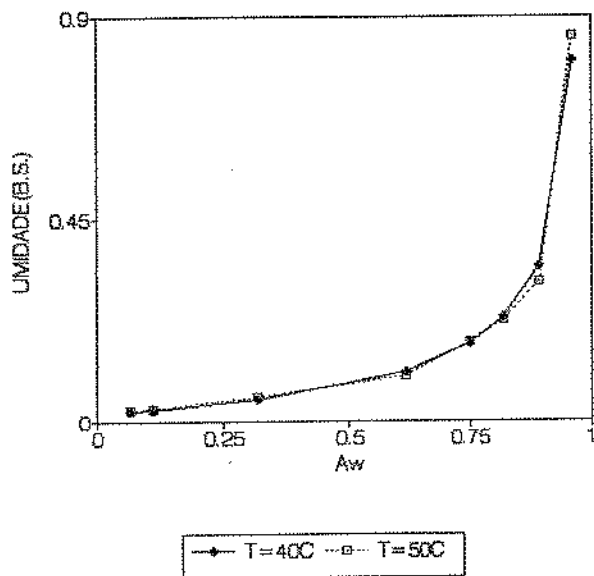


Figura B.1 - Isotermas de proteína texturizada de soja a 40 e 50<sup>0</sup>C (método estático)

Figura B.2 - Isotermas de proteína texturizada de soja a 60 e 70<sup>0</sup>C (método estático)

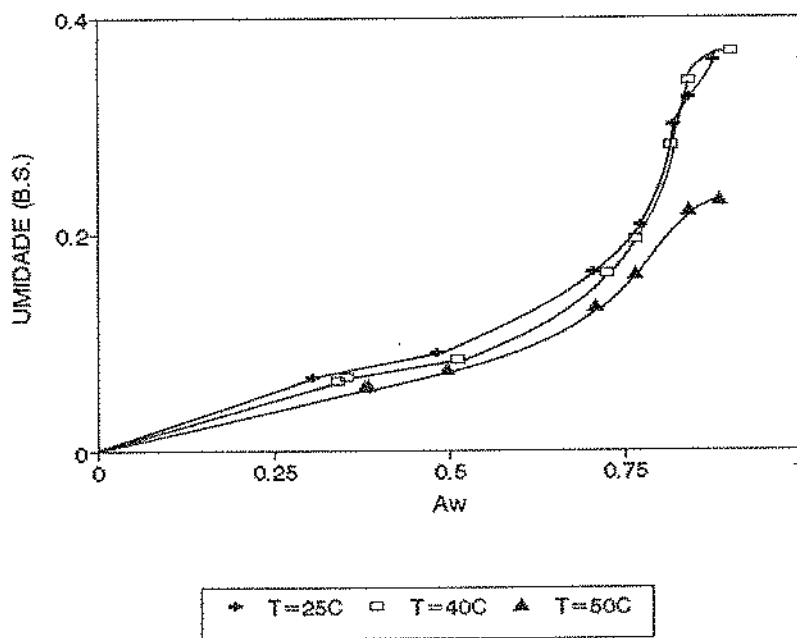


Figura B.3 - Isotermas de proteína texturizada de soja a 25, 40 e 50<sup>0</sup>C (método higrométrico)

Os valores de  $X_m$ ,  $C$  e  $k$  são determinados, para cada uma das temperaturas em que se construiu isotermas, através de regressão não linear dos dados experimentais. A 40, 50 e 60°C o ajuste foi feito através de um programa para ajustes não lineares, de nome comercial EUREKA. Este pacote se utiliza do método de passos descendentes (MARQUART, 1959, citado por DANIEL & WOOD, 1980). A 70°C dois pacotes de ajuste foram testados: o descrito anteriormente e usado para as outras temperaturas e o procedimento de regressão não linear do STATISTICAL ANALYSIS SYSTEM (SAS, 1985). O resultado fornecido pelos dois métodos é praticamente o mesmo, com a diferença de que o EUREKA exige muito menor tempo de computação. SAMANIEGO-ESGUERRA *et alii* (1991) compararam diferentes métodos de regressão para ajuste da equação de GAB a isotermas de cebola e vagens desidratadas e concluíram que uma análise de regressão não linear é a recomendada, dentre os métodos que avaliaram.

Como às temperaturas de 30, 80 e 90°C não foram construídas isotermas, realizou-se, através da equação de Clausius - Clapeyron uma extrapolação para obtenção das atividades de água nestas três temperaturas. A equação clássica de Clausius Clapeyron é:

$$\ln a_w = \frac{Q_{iso}}{R} \frac{1}{T} + \text{constante} \quad (\text{B.2})$$

onde  $a_w$  é a atividade de água,  $Q_{iso}$  o calor isostérico,  $T$  a temperatura absoluta e  $R$  a constante dos gases. Graficando-se o logaritmo da atividade de água versus o inverso da temperatura ( $1/T \times 10^3$ ), obtém-se para cada determinado conteúdo de umidade, uma linha reta com certa inclinação. A inclinação das retas permite a obtenção do  $Q_{iso}/R$ . Neste caso particular, o interesse era a obtenção das atividades de água, para cada conteúdo de umidade, nas temperaturas de 30, 80 e 90°C. Com estes valores, repetiu-se o procedimento anteriormente aplicado, de regressão não linear dos dados através da equação de GAB, usando-se o programa comercial EUREKA.

A Tabela B.1 mostra os resultados obtidos através do ajuste para diferentes temperaturas estudadas.

**Tabela B.1 - Valores de  $X_m$ ,  $C$  e  $k$  e dos coeficientes de variação do ajuste, para as diversas temperaturas de trabalho**

Constantes da eq. GAB	Temperatura	30 <sup>o</sup> C	40 <sup>o</sup> C	50 <sup>o</sup> C	60 <sup>o</sup> C	70 <sup>o</sup> C	80 <sup>o</sup> C	90 <sup>o</sup> C
Umidade de monocamada ( $X_m$ decimal bs)		0,04126	0,04261	0,03786	0,0371	0,0338	0,0336	0,032
Constante de Guggenheim (C)		14,406	11,7528	32,261	24,443	25,485	53,725	34,448
Constante de Monocamada (k)		0,9715	0,9845	1,0062	1,0175	1,0178	1,0439	1,0573
Coeficiente de variação do ajuste		7,11%	3,9%	8,02%	5,95%	8,95%	9,26%	8,09%

Os valores de conteúdo de umidade da monocamada ( $X_m$ ) decrescem com o aumento da temperatura. Não existe uma tendência clara entre os valores de  $C$  e a temperatura, como seria de se esperar. Os valores de  $k$  aumentam ligeiramente com a temperatura. Como não existem tendências definidas entre os valores de  $X_m$ ,  $C$  e  $k$  com a temperatura, pode-se dizer que estes resultados tem uso limitado. Mostraram-se, no entanto, muito úteis para a predição da atividade de água e umidade de equilíbrio em cada uma das fatias do secador.

Com os valores de  $X_m$ ,  $C$  e  $k$  obtidos para as diversas temperaturas de trabalho, verificaram-se os desvios entre os resultados experimentais encontrados para cada isoterma e os valores calculados. O desvio foi estimado através do cálculo do coeficiente de variação de desajuste, que é mostrado no Capítulo 3, equações (3.51) e (3.52). Para todos os casos, os desvios encontrados são menores que 10%, o que significa que os valores de  $X_m$ ,  $C$  e  $k$  e a equação de  $GAB$  ajustam muito bem os dados experimentais.

A Tabela B.1 apresenta os coeficientes de variação do ajuste para as isotermas de adsorção da proteína texturizada de soja, nas diversas temperaturas avaliadas.



## **APÊNDICE C**

### **Dedução das Equações para Cálculo das Exergias da Corrente Gasosa e da Fase Sólida**

## C.1 - Cálculo da Exergia para a Fase Gasosa

De acordo com a Equação (4.20), a exergia de mistura pode ser calculada como:

$$\hat{B}_y = \hat{B}_g + y \hat{B}_{av}$$

onde  $\hat{B}_g$  e  $\hat{B}_{av}$  são as exergias parciais, por unidade de massa, das fases ar seco e vapor de água, respectivamente. Como o ar úmido pode ser considerado uma mistura ideal, as exergias parciais podem ser consideradas iguais às exergias dos componentes puros, medidas à  $T$  e  $P_i$ , que são a temperatura e pressão parcial presentes na solução.

A equação (4.12) que descreve a exergia referida à unidade de massa é empregada para calcular as exergias parciais. Para realizar o aquecimento do gás de  $T_1$  até  $T_2$ , mantendo-se a pressão constante, tem-se que:

$$\Delta\hat{H} = n \tilde{C}_p (T_2 - T_1) \quad (C.1)$$

$$\Delta S_{1 \rightarrow 2} = n \tilde{C}_p \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (C.2)$$

onde  $n$  é o número de moles.

A exergia referida ao número de moles pode, então, ser calculada como:

$$\Delta\bar{B} = n \tilde{C}_p (T_2 - T_1) - T^0 n \tilde{C}_p \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (C.3)$$

Calculando a exergia por unidade de massa, a equação acima pode ser escrita como segue:

$$\Delta\hat{B} = C_p (T_2 - T_1) - T^0 C_p \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (C.4)$$

Ocorre ainda a mistura do gás a temperatura constante, à pressão total. Pela mistura, a pressão total se transforma em pressão parcial. Leva-se, portanto, um gás a  $T_1$  e  $P_{total}$  a uma condição  $T_2$ , com pressão parcial  $P_i$ . A variação de entalpia é zero e a variação de entropia por unidade de massa é dada pela equação:

$$\Delta \hat{B} = -\frac{R}{PM} T_2 \ln \frac{P}{P_i} \quad (C.5)$$

A exergia total por unidade de massa pode ser calculada como (C.4) mais (C.5). Dessa forma, tem-se:

$$\Delta \hat{B} = C_p(T_2 - T_1) - T^0 C_p \ln \frac{T_2}{T_1} + \frac{R}{PM} T_2 \ln \frac{P_i}{P} \quad (C.6)$$

Considerando que:

$$P_1 = P^0 \quad T_1 = T^0 \quad T_2 = T^0 \quad e \quad P = P_i = \text{pressão parcial} \quad (C.7)$$

e substituindo essas igualdades em (C.6), temos:

$$\hat{B} = \hat{C}_p(T - T^0) - T^0 C_p \ln \frac{T}{T^0} + \frac{R}{PM} T^0 \ln \frac{P_i}{P^0} \quad (C.8)$$

Aplicando a equação (4.20), pode-se determinar a exergia da mistura ar seco e vapor de água:

$$\begin{aligned} \hat{B}_y = & C_{p_g}(T - T^0) - T^0 C_{p_g} \ln \frac{T}{T^0} + R_g T^0 \ln \frac{P_{ig}}{P_g^0} + \\ & y \left[ C_{p_{av}}(T - T^0) - T^0 C_{p_{av}} \ln \frac{T}{T^0} + R_{av} T^0 \ln \frac{P_{iav}}{P_{av}^0} \right] \end{aligned} \quad (C.9)$$

Rearranjando e colocando em evidência os termos comuns, chega-se a:

$$\begin{aligned} \hat{B}_y = & (C_{p_g} + y C_{p_{av}})(T - T^0) - T^0 \ln \frac{T}{T^0} + \\ & R_g T^0 \ln \frac{P_{ig}}{P_g^0} + y R_{av} T^0 \ln \frac{P_{iav}}{P_{av}^0} \end{aligned} \quad (C.10)$$

Como se supôs mistura de gases ideais:

$$P_i = x_i P_T \quad \text{onde} \quad P_T = \text{Pressão total}$$

e assim

$$P_{av}^0 = x_a^0 P_T \quad (C.11)$$

$$P_a = x_a P_T$$

e

$$y = \frac{x_{av}}{x_g} \frac{PM_g}{PM_{av}} = \frac{x_{av}}{x_g} \mathcal{E} \quad (C.12)$$

Colocando a pressão parcial em função da pressão total para o ar seco, tem-se:

$$R_g \ln \frac{P_g}{P_g^0} = R_g \ln \frac{x_g P_T}{x_g^0 P_T^0} = R_g \left[ \ln \frac{x_g}{x_g^0} + \ln \frac{P_T}{P_T^0} \right] \quad (C.13)$$

Encontrando a equação para cálculo de  $x_g$ :

$$y + \mathcal{E} = \frac{x_{av}}{x_g} \mathcal{E} + \mathcal{E} = \frac{\mathcal{E} (x_{av} + x_g)}{x_g}$$

e portanto:

$$x_g = \frac{\mathcal{E}}{y + \mathcal{E}} \quad (C.14)$$

Como  $x_{av} = 1 - x_g$

$$x_{av} = 1 - \frac{\mathcal{E}}{y + \mathcal{E}} = \frac{y}{y + \mathcal{E}} \quad (C.15)$$

Substituindo (C.15) e (C.14) em (C.9), chega-se à equação final para cálculo da exergia da fase gasosa, já apresentada no Capítulo 4, como equação (4.22):

$$\hat{B}_y = (Cp_g + y Cp_{av}) (T - T^0 - T^0 \ln \frac{T}{T^0}) + T^0 \left[ R_g \ln \frac{y^0 + \mathcal{E}}{y + \mathcal{E}} + R_{av} y \ln \frac{y}{y^0} \frac{(y^0 + \mathcal{E})}{(y + \mathcal{E})} + (R_g + y R_{av}) \ln \frac{P_T}{P_T^0} \right]$$

## C.2 - Cálculo da Exergia para a Fase Sólida Úmida

Conforme foi discutido no Capítulo 4, o sólido úmido pode ser considerado uma solução homogênea, composta pela água adsorvida e sólido adsorvente. Para o cálculo da função exergia se utiliza como estado de referência o sólido a umidade  $X^0$ , em equilíbrio com o ar ambiente à umidade relativa  $\phi^0$  e temperatura  $T^0$ . Portanto, a exergia do sólido ( $B_p$ ) com relação às condições de referência, será por definição (equação 4.12):

$$B_p(T,X) = H_p(T,X) - H_p(T^0,X^0) - (S_p(T,X) - S_p(T^0,X^0) - u^0(X-X^0)) \quad (C.16)$$

As funções termodinâmicas  $B$ ,  $H$  e  $S$ , respectivamente exergia, entalpia e entropia, são definidas por unidade de massa de sólido seco e o último termo representa a exergia adicional nas condições de referência, devido à diferença de conteúdo de umidade entre o sólido à umidade  $X$  e o sólido no estado de referência, por unidade de massa de sólido. Neste caso,  $u^0$  é o potencial químico da água em equilíbrio com as condições ambientes.

Para o cálculo da equação (C.16), devem ser avaliadas as funções entalpia e entropia da fase sólida úmida.

### C.2.1 - Cálculo da função entalpia para o sólido úmido

A entalpia do sólido úmido  $H_p$  é determinada através de isotermas de sorção, que nos permitem medir o calor líquido de sorção ( $q_w$ ) ou calor diferencial de umedecimento e o calor integral ( $Q_w$ ) de umedecimento.

O calor integral de umedecimento do sólido é, por definição, o calor que se liberaria quando se prepara um sólido de umidade  $X$ , a uma certa temperatura. Assim:

$$Q_w = (H_p + X H_{al}) - (H_d + X H_{al}) \quad (C.17)$$

onde:

$H_p$  = entalpia parcial do sólido no sólido úmido  
 $H_a$  = entalpia parcial da água no sólido  
 $H_d$  = entalpia do sólido seco  
 $H_{al}$  = entalpia da água líquida (no estado puro)

Derivando a equação anterior e aplicando a relação de Gibbs-Duhem pode-se demonstrar que:

$$Q_w = \int_0^x q_w dx \quad (C.18)$$

O calor integral de umedecimento pode ser calculado através do calor diferencial de umedecimento (ou calor líquido de sorção) onde

$$q_w = H_a - H_{al} \quad (C.19)$$

A entalpia do sólido úmido pode ser expressa através das equações (C.17) e (C.18) como:

$$H_p = H_d + X H_a = H_d + X H_{al} + \int_0^x q_w dX \quad (C.20)$$

Explicitando o cálculo das entalpias em função dos calores específicos do sólido seco ( $Cp_d$ ) e da água ( $Cp_{al}$ ), tem-se:

$$H_p = (Cp_d + X Cp_{al}) (T - T^x) + \int_0^x q_w(T) dX \quad (C.21)$$

onde  $T^x$  é a temperatura de referência padrão para as funções termodinâmicas, não necessariamente a mesma escolhida para cálculo da exergia.

O calor diferencial de sorção é função da umidade do sólido e independe da temperatura, para faixas não muito amplas desta. Portanto:

$$H_p = (Cp_d + X Cp_{al}) (T - T^x) + \int_0^x q_w (T^0) dX \quad (C.22)$$

### C.2.2 - Cálculo da entropia para a fase sólida

Analogamente ao cálculo do calor integral de umedecimento, pode-se calcular qualquer função termodinâmica do sólido úmido como:

$$A_p = A_d + X A_{al} + \int_0^x \Delta a_w dX \quad (C.23)$$

onde  $A_d$ ,  $A_{al}$  são as propriedades termodinâmicas do sólido seco e da água líquida, respectivamente, e  $\Delta a_w$  é a diferença entre a propriedade parcial da água no sólido, com relação à água pura ( $\bar{A}_a - A_{al}$ ). Assim, tem-se para a entropia:

$$S_p(T, X) = S_d + X S_{al} + \int_0^x \Delta S_w dt \quad (C.24)$$

onde  $\Delta S_w$  pode ser calculado como:

$$\Delta S_w = -R_A \ln a_w(T^0) + \frac{q_w(T^0)}{T^0} \quad (C.25)$$

Dessa forma:

$$S_p(T, X) = S_d + X S_{al} + \int_0^x \left[ -R_a \ln a_w + \frac{q_w}{T^0} \right] dX \quad (C.26)$$

Para uma substância pura a entropia pode ser calculada como:

$$S = C_p \ln \frac{T^x}{T} \quad (C.27)$$

Substituindo a equação (C.27) em (C.26), a entropia do sólido úmido resulta em:

$$S_p(X, T) = (C_{p_d} + X C_{p_{al}}) \ln \frac{T}{T^x} - R_a \int_0^x \ln a_w(T^0, X) + \frac{1}{T^0} \int_0^x q_w(T^0) dX \quad (C.28)$$

### C.2.3 - Cálculo da função exergia para o sólido úmido

Considerando as equações (C.28) e (C.21) desenvolvidas nas secções anteriores e a equação (C.16), pode-se, então, obter a exergia do sólido, avaliada a temperatura  $T$  e umidade  $X$ , juntamente com o valor de  $\mu^0$ , potencial químico da água, nas condições de referência, definido como:

$$\mu^0 = R_A T^0 \ln a_w(x^0, T^0) \quad (C.29)$$

Por fim, calculando a variação da capacidade calórica do sólido úmido com a umidade, tem-se:

$$Cp_p = (Cp_d + Cp_{al} X) \quad (C.30)$$

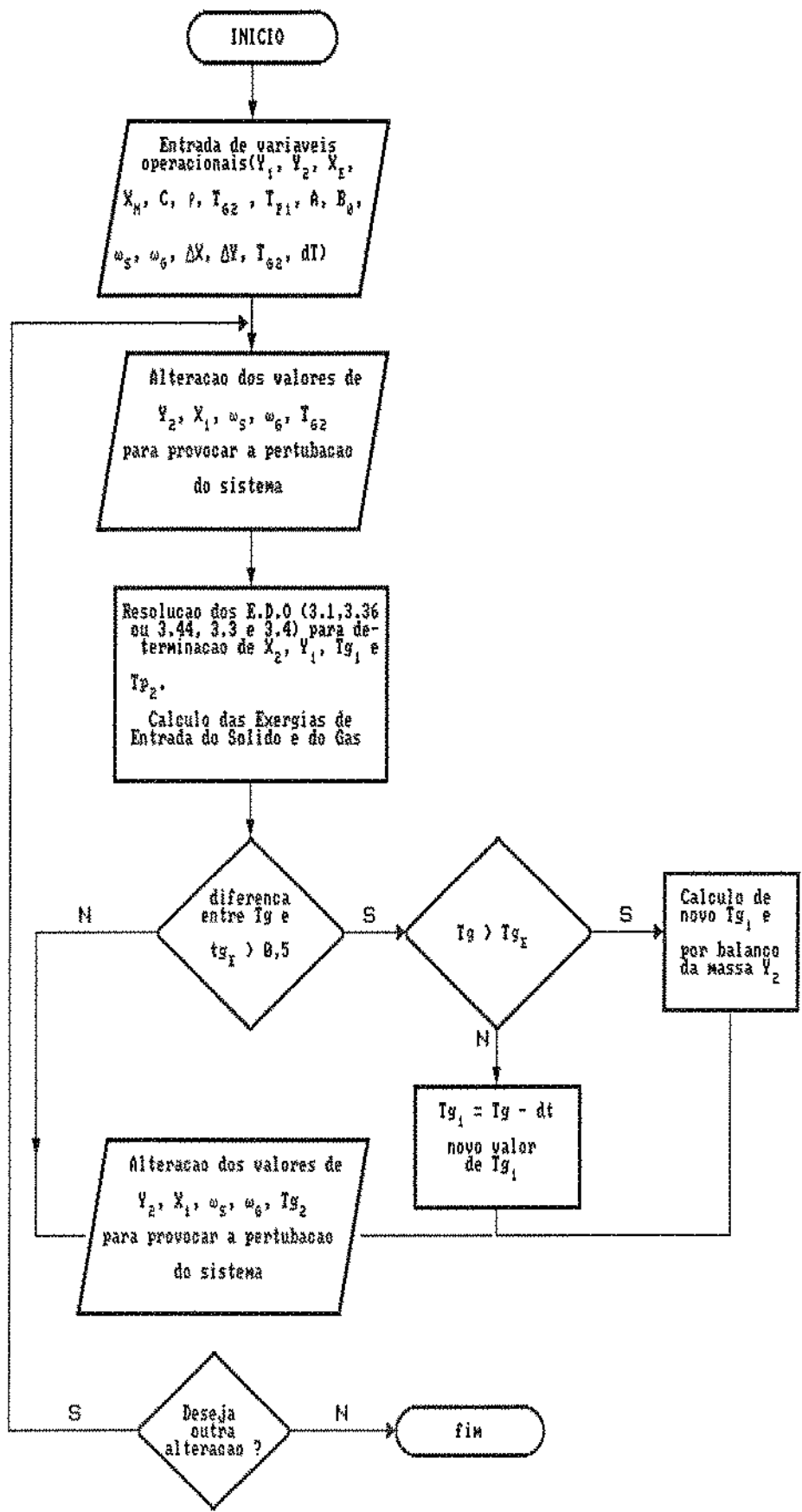
Portanto, substituindo as equações (C.21), (C.28), (C.29) e (C.30) na equação (C.16), chega-se à equação (4.25):

$$B_p(X, T) = Cp_p(T - T^0) - Cp_p T^0 R_A \ln \frac{T}{T^0} + R_A T^0 \int_{x^0}^x \ln \frac{a_w[T^0, X]}{a_w[T^0, X^0]} dX$$



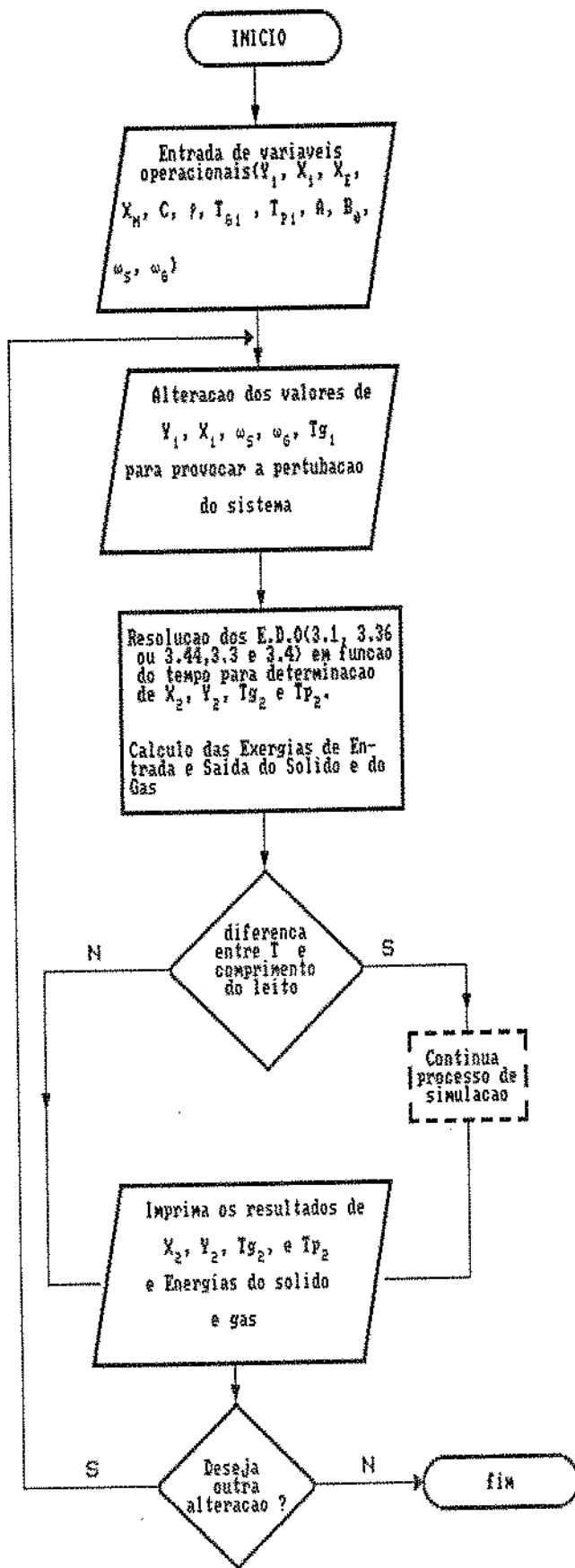
## **APÊNDICE D**

### **Fluxograma do Programa para Simulações do Secador com Escoamento Contra-Corrente**



## **APÊNDICE E**

### **Fluxograma do Programa para Simulações do Secador com Escoamento Concorrente**



## **ANEXO A**

### **Secagem de Proteína Texturizada de Soja em Leito Deslizante**

TELIS (1988) procedeu à secagem de proteína texturizada de soja em secador a leito deslizante.

O equipamento utilizado, que se encontra esquematizado na Figura 3.1, Capítulo 3, é um secador contínuo, que consta de uma câmara retangular de 60 cm de altura e 15 x 15 cm de secção transversal. O sólido era alimentado no topo por meio de um silo cônico vertical com calha vibratória, marca Norma, modelo VE-15, com um vibrador adicional no silo. O sólido era descarregado na base, utilizando uma válvula rotatória de velocidade variável. O sistema de alimentação do gás consta de: um ventilador marca Asten de 0,7 Hp, uma válvula gaveta para controle da vazão, uma placa de orifício previamente calibrada e um setor de aquecimento, composto de três resistências de 60 Ohms cada. O ar escoa em contracorrente no secador.

Ao longo da câmara de secagem foram instalados 7 termopares tipo sonda, de Cobre-Constantan, cuja extremidade de medida foi recoberta com uma malha, para assegurar que a temperatura medida fosse a do gás.

O equipamento consta também de 6 tomadas de amostra de sólido, dispostas ao longo da câmara.

Para colher as amostras de PTS em cada experimento utilizou-se um dispositivo tipo gaveta de tubos concêntricos, como é mostrado na Figura A.1. A gaveta foi introduzida nas tomadas com o tubo interno inserido até o fundo, impossibilitando a entrada de material proveniente de locais do silo não pré-selecionados para retirada das amostras. Depois do posicionamento correto, o tubo interno era retirado, permitindo a captação da amostra.



Figura A.1 - Tomador de amostra de sólido

Nas experiências de secagem deixava-se atingir o estado estacionário para uma dada temperatura, vazão de gás e vazão de sólido. Estabelecido o regime permanente, retiraram-se amostras de sólido, na entrada, saída e ao longo do secador (uma quantidade mínima de 5 amostras em cada ponto). Foram determinados simultaneamente os perfis de temperatura para o gás e a temperatura do sólido era acompanhada, inserindo-se um termopar numa partícula que se deslocava no leito.

O efeito de diversas variáveis na secagem de proteína texturizada de soja foi analisada. A temperatura do gás foi variada na faixa de 60 a 90 °C, o fluxo de ar foi de 0,9 a 1,8 kg/s m<sup>2</sup> e a vazão mássica de sólido variou na faixa de 2,8 a 14,4 kg/h.