

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS  
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DE TECNOLOGIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA

**ANÁLISE DA EFICIÊNCIA  
ENERGÉTICA DA SECAGEM DE  
PASTAS EM LEITO DE JORRO**

**CONCEIÇÃO FLORES FERNANDES**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química da Universidade Federal de São Carlos como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Química, área de concentração em Pesquisa e Desenvolvimento de Processos Químicos.

**Orientador: Prof. Dr. Ronaldo Guimarães Corrêa**

SÃO CARLOS - SP  
2005

**Ficha catalográfica elaborada pelo DePT da  
Biblioteca Comunitária da UFSCar**

F363ae

Fernandes, Conceição Flores.

Análise da eficiência energética da secagem de pastas em leite de jorro / Conceição Flores Fernandes. -- São Carlos : UFSCar, 2005.

80 p.

Dissertação (Mestrado) -- Universidade Federal de São Carlos, 2005.

1. Tecnologia de industrias químicas. 2. Eficiência energética. 3. Secagem de pastas. 4. Fenômeno de transporte. I. Título.

CDD: 661 (20<sup>a</sup>)

*“O Senhor é meu pastor e nada me faltará.”  
(Salmo 23)*

*Dedico este trabalho à minha querida Raimunda (mamãe), que doou sua vida à seus filhos; ao meu querido Zizinho (papai) que, mesmo em meio a tantas adversidades, construiu uma maravilhosa família; e aos meus irmãos e irmãs, incansáveis incentivadores da minha formação profissional e pessoal.*

## AGRADECIMENTOS

A Deus, por ter permitido que eu tivesse essa experiência tão proveitosa.

Ao professor Ronaldo, por ter sido paciente e por ter contribuído tanto para a minha formação.

Aos professores do Centro de Secagem, Freire, Maria do Carmo, Ana Maria e Dermeval pelo incentivo e sugestões dadas para que este trabalho fosse realizado da melhor maneira possível.

Ao Eduardo, pelo apoio em todas as horas, pelo amor e pela amizade.

À Rosilene e Margarete, por terem me recebido tão bem em São Carlos.

À Ana Claudia e Heltinho, pela amizade e generosidade das quais nunca esquecerei.

Aos amigos do DEQ, Patrícia, Marcelo, Benecildo, Leonardo, Antônio, Marina, Luanda, Manoel, Fabíola, Marcos, Roger e Alexei e Alexandra, por serem tão prestativos.

Ao Sr. Jacinto, Dona Dalva e Lilian pela acolhida nos finais de semana nos quais me senti em casa.

Às minhas amigas, Christianne, Aline Cristina, Aretusa, Amanda, Polyanna e Cristiane que mesmo à distância não deixaram de me incentivar.

À CAPES pelo auxílio financeiro em forma de bolsa.

## SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS.....	i
SUMÁRIO .....	ii
LISTA DE FIGURAS.....	iv
LISTA DE TABELAS .....	ix
LISTA DE TABELAS .....	ix
NOMENCLATURA .....	x
RESUMO .....	xii
ABSTRACT.....	xiii
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO .....	1
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	5
2.1 – Principais variáveis operacionais do secador leito de jorro relacionadas com o consumo energético .....	5
2.2 – Modelos para secagem em leito de jorro. ....	7
2.2.1 – Modelo de Pham (1983).....	7
2.2.2 – Modelo de Barret e Fane (1990).....	8
2.2.3 – Modelos de Reyes (1993) .....	9
2.2.4 – Modelo de Oliveira et al (1994).....	10
2.2.5 – Modelo de Oliveira <sup>a</sup> (1996) .....	10
2.2.6 – Modelo de Freitas (1996).....	11
2.2.7 – Modelo de Oliveira <sup>b</sup> (1995) .....	12
2.3 – Eficiência Energética de secadores convectivos.....	14
2.4 - Estudos de controle da secagem em leito de jorro .....	26
2.5 - A Análise Pinch.....	28

CAPÍTULO 3 –METODOLOGIA .....	32
3.1 - Modelo matemático.....	32
3.2 – Características dos equipamentos, dos materiais e faixas operacionais utilizadas nas simulações.....	41
3.2.1 - Características dos equipamentos e materiais utilizados .....	41
3.2.2 - Faixas operacionais.....	43
3.3 – Aplicação da Análise Pinch ao sistema .....	44
CAPÍTULO 4 – RESULTADOS E DISCUSSÕES .....	47
4.1 – Resultados da aplicação da Análise Pinch ao sistema.....	47
4.2 – Simulação .....	49
4.2.1 - <i>Adequação da taxa de secagem</i> .....	50
4.2.2 - <i>Ajuste dos coeficientes globais de transferência de calor</i> .....	51
4.2.1 - <i>Regime estacionário</i> . .....	53
4.2.2 - <i>Regime dinâmico</i> .....	54
4.3 - Eficiência Energética de secagem .....	58
4.3.1: Eficiência energética ao longo do tempo .....	59
4.3.2 - <i>Comportamento da eficiência energética experimental em         função das variáveis perturbadas, <math>V_g</math>, <math>F_e</math> e <math>Pot</math></i> .....	63
4.3.3 - <i>Comportamento da eficiência energética para vazão de ar de         secagem (<math>V_g</math>) constante</i> .....	65
4.3.4 - <i>Comportamento da eficiência energética para vazão de pasta         (<math>F_e</math>) constante</i> .....	68
4.3.5 - <i>Comportamento da eficiência energética para potência de         aquecimento (<math>Pot</math>) constante</i> .....	69
4.3.6 - <i>Eficiência energética e a recirculação do ar na saída do         secador</i> .....	71
CAPÍTULO 5 – CONCLUSÕES.....	74
CAPÍTULO 6 – SUGESTÕES .....	76
CAPÍTULO 7 – REFERÊNCIAS .....	77

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Esquema do secador leito de jorro.....	1
Figura 1.2: Configuração do Leito de jorro para secagem de pastas. ....	2
Figura 2.1: Curva característica da queda de pressão no leito de jorro ( $\Delta P$ ) em função da velocidade do fluido (U).....	6
Figura 2.2 - Performance energética característica de um secador de leito fixo, Kudra (1998).....	16
Figura 2.3: Performance energética característica de um secador vibro- fluidizado, Kudra (1998).....	17
Figura 2.4: Performance energética característica de um secador rotativo, Kudra (1998). ....	18
Figura 2.5: Comportamento da eficiência energética para secagem de pastas em leito de jorro, considerando variações na vazão de ar ( $V_g$ ) e alimentação de pastas ( $F_e$ ), Abarca (2001).....	19
Figura 2.6: Comportamento da eficiência energética para a secagem de <i>Vaccinium macrocarpon</i> desidratadas osmoticamente em leito pulsante, Grabowsk <i>et al.</i> (2002). ....	21
Figura 2.7: Secador tipo esteira com quatro seções, Menshutina <i>et al.</i> (2004).....	23
Figura 2.8: Eficiência energética para as camadas inferior e superior, Menshutina <i>et al.</i> (2004). ....	24

Figura 2.9: Comportamento da eficiência energética em função do comprimento do secador para temperatura constante e variando ao longo do secador em esteira, Menshutina <i>et al.</i> (2004).....	25
Figura 2.10: Comportamento da eficiência energética em função do tempo para o leito fluidizado, Menshutina <i>et al.</i> (2004).....	25
Figura 3.1: Volume de controle analisado. ....	32
Figura 3.2 - Unidade experimental. ....	42
Figura 4.1: Curva Composta e Diagrama Cascata do processo de secagem de pasta em leito de jorro. ....	47
Figura 4.2: Comportamento da temperatura do ar de secagem na entrada do leito para uma perturbação degrau positivo na potência de aquecimento de 1,5kW para 1,7 kW, com $F_e=1,5 \times 10^{-4}$ kg/s e $V_g= 0,022\text{m}^3/\text{s}$ . ....	55
Figura 4.3: Comportamento da temperatura do ar de secagem na saída do leito para uma perturbação degrau positivo na potência de aquecimento de 1,5kW para 1,7 kW, com $F_e=1,5 \times 10^{-4}$ kg/s e $V_g= 0,022\text{m}^3/\text{s}$ . ....	55
Figura 4.4: Comportamento da temperatura do ar de secagem na entrada do leito para uma perturbação degrau negativa na potência de aquecimento de 1,5 para 1,3 kW, com $F_e=1,5 \times 10^{-4}$ kg/s e $V_g= 0,022\text{m}^3/\text{s}$ . ....	56
Figura 4.5: Comportamento da temperatura do ar de secagem na saída do leito para uma perturbação degrau negativa na potência de	

aquecimento de 1,5 para 1,3 kW, com $F_e=1,5 \times 10^{-4}$ kg/s e $V_g=0,022 \text{ m}^3/\text{s}$ .....	56
Figura 4.6: Comportamento da umidade ar de secagem na saída do leite para uma perturbação degrau positiva na vazão de pasta de $1,5 \times 10^{-4}$ kg/s para $3,5 \times 10^{-4}$ com $V_g=0,022 \text{ m}^3/\text{s}$ e $\text{Pot}=1,5 \text{ kW}$ .....	57
Figura 4.7: Comportamento da umidade ar de secagem na saída do leite para uma perturbação degrau negativa na vazão de pasta de $1,5 \times 10^{-4}$ kg/s para $1,0 \times 10^{-4}$ com $V_g=0,022 \text{ m}^3/\text{s}$ e $\text{Pot}=1,5 \text{ kW}$ .....	58
Figura 4.8: Comportamento da eficiência energética ao longo do tempo para um degrau positivo na potência de aquecimento de 1,5 kW para 1,7 kW.....	59
Figura 4.9: Comportamento de eficiência energética ao longo do tempo para um degrau negativo na potência de aquecimento de 1,5 kW para 1,3 kW.....	60
Figura 4.10: Comportamento de eficiência energética ao longo do tempo para um degrau positivo na vazão de pasta de $1,5 \times 10^{-4}$ kg/s para $3,5 \times 10^{-4}$ kg/s.....	61
Figura 4.11: Comportamento de eficiência energética ao longo do tempo para um degrau negativo na vazão de pasta de $1,5 \times 10^{-4}$ kg/s para $1,0 \times 10^{-4}$ kg/s.....	61
Figura 4.12: Comportamento de eficiência energética ao longo do tempo para um degrau positivo na vazão de ar de $0,022 \text{ m}^3/\text{s}$ para $0,024 \text{ m}^3/\text{s}$ .....	62

- Figura 4.13: Comportamento de eficiência energética ao longo do tempo para um degrau negativo na vazão de ar de  $0,022 \text{ m}^3/\text{s}$  para  $0,019 \text{ m}^3/\text{s}$ ..... 63
- Figura 4.14: Eficiência energética experimental antes e depois dos degraus positivo e negativo  $Pot=1,3\text{kW}$  (degrau negativo) e  $Pot =1,7\text{kW}$  (degrau positivo) para  $V_g=0,022 \text{ m}^3/\text{s}$  e  $F_e=1,5 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$  ..... 63
- Figura 4.15: Eficiência energética experimental antes e depois dos degraus positivo e negativo  $F_e=1,0 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$  (degrau negativo) e  $F_e=3,0 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$  (degrau positivo) para  $V_g=0,022 \text{ m}^3/\text{s}$  e  $Pot=1,5\text{kW}$  ..... 64
- Figura 4.16: Eficiência energética experimental antes e depois dos degraus positivo e negativo  $V_g=0,019\text{m}^3/\text{s}$  (degrau negativo) e  $V_g=0,024\text{m}^3/\text{s}$  (degrau positivo) para  $F_e=1,5 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$  e  $Pot=1,5\text{kW}$ . ..... 65
- Figura 4.17: Comportamento da eficiência energética para vazão de gás de  $0,022\text{m}^3/\text{s}$  e temperatura de entrada da pasta de  $27^\circ\text{C}$ . ..... 66
- Figura 4.18: Comportamento da eficiência energética para vazão de gás de  $0,022 \text{ m}^3/\text{s}$  e temperatura de entrada da pasta de  $40^\circ\text{C}$  ..... 67
- Figura 4.19: Comportamento da eficiência energética como função de  $Pot$  e  $V_g$  para vazão de pasta fixa de  $1,5 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$ . ..... 68
- Figura 4.20: Comportamento da eficiência energética como função de  $F_e$  e  $V_g$  para potência de  $1,5 \text{ kW}$ . ..... 69
- Figura 4.21: Comportamento da eficiência energética sugerida por Grabowski *et al.* (2002)..... 70

Figura 4.22: Comportamento da eficiência energética em função de $F_e$ e $V_g$ para potência de 1,3kW, com recirculação do ar na saída na razão 2:3.....	72
--	----

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Comparação entre eficiência energética média para secagem de <i>Vaccinium macrocarpon</i> pretratadas osmoticamente em diferentes secadores. Grabowsk <i>et al.</i> (2002) .....	22
Tabela 3.1: – Dimensões do leito de jorro .....	42
Tabela 3.2: - Dimensões e propriedade do aquecedor .....	43
Tabela 3.3: Faixas operacionais das variáveis perturbadas.....	44
Tabela 4.1: Energia disponível em cada intervalo de temperatura .....	48
Tabela 4.2: Valores da taxa de secagem para $Fe=1,5 \times 10^{-3}$ kg/s, $Vg=0,022m^3/s$ e $Pot=1,5kW$ .....	51
Tabela 4.3: Coeficientes globais de troca térmica aproximados.....	52
Tabela 4.4: Resultados da simulação em regime estacionário: $Fe=1,5 \times 10^{-4}$ kg/s e $Vg=0,022m^3/s$ .....	53

**NOMENCLATURA**

a	área específica do leito de partículas ( $\text{m}^2/\text{m}^3$ )
A	área superficial do leito de partículas ( $\text{m}^2$ )
Cp	capacidade calorífica específica ( $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ )
E	eficiência energética (-)
F	corrente de pasta ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ )
$\Delta H$	calor latente de vaporização( $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ )
M	massa de material (kg)
MCp	capacidade térmica ( $\text{kJ}\cdot\text{K}^{-1}$ )
Pot	potência de aquecimento do aquecedor (kW)
Potm	potência mecânica do soprador (kW)
Q	calor perdido (kW)
r	taxa de secagem ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ )
T	temperatura (K)
U	coeficiente global médio de transferência de calor ( $\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ )
$U_m$	coeficiente global médio de transferência de massa ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{s}^{-1}$ )
V	vazão volumétrica ( $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ )
v	volume ( $\text{m}^3$ )
W	vazão mássica ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ )
X	fração mássica de água líquida na pasta (-)
Y	fração mássica de água vapor no ar de secagem (-)

**Subscritos**

amb	ambiente
aq	aquecedor
e	entrada
g	ar de secagem
i	inertes
j	jorro
l	leito
o	inicial
s	saída
so	sólido

## RESUMO

A secagem é uma das operações que mais consomem energia na indústria. Sua importância está na facilidade de transporte, armazenamento e conservação do material seco. Neste contexto, o objetivo deste trabalho é analisar a eficiência energética da secagem de pastas em Leito de jorro, estabelecer condições ótimas de operação e propor modificações no processo a fim de melhorar sua eficiência energética. O modelo do processo de secagem analisado é composto por balanços de energia no aquecedor e no leito de jorro, balanços de massa por componente e global nas fases sólida e gasosa. A taxa de secagem foi quantificada pela diferença entre a água presente na pasta e a água presente no sólido. O modelo foi implementado em linguagem MatLab<sup>®</sup>. Os resultados obtidos na simulação em estado estacionário e em regime dinâmico foram comparados com dados experimentais indicando que o modelo representa bem o processo. Foram realizadas simulações para analisar o comportamento da eficiência energética frente a variações na vazão mássica de alimentação de pasta ( $F_e$ ), na vazão volumétrica de gás ( $V_g$ ) composto por ar e vapor de água e na potência de aquecimento do aquecedor (Pot). Com o intuito de propor modificações no processo a Análise Pinch foi aplicada ao sistema sugerindo alguns artifícios para melhorar a eficiência energética. A eficiência energética foi quantificada pela razão entre a energia necessária para evaporar a água e a soma das energias necessárias para movimentar e aquecer o ar. As simulações mostraram que a eficiência energética é favorecida pelo aumento na vazão de pasta, pela diminuição nas potências de aquecimento e do soprador. Observou-se também que o aumento na temperatura de entrada da pasta não tem influência sobre a eficiência energética.

## ABSTRACT

One of the most intensive uses of energy in industry is due to drying. After drying, the dry material becomes easy to transport, to storage, and to conserve for a long period of time. In this context, the aim of this work was to analyze the energy efficiency of a Spouted Bed in the drying of pastes in order to establish “optimal” conditions of operation and to propose modifications in the process to improve its energy efficiency. To issue these analyses, a mathematical model was derived which includes mass balance equations and energy balance equations for both the dryer and the inlet gas heater. The drying rate was quantified by the difference between the content of water in the feed flow rate of paste and the content of water in the exit dry solid. The mathematical model was implemented using MatLab programming language. The results obtained in both steady and dynamic simulations were compared with experimental data, showing that the model represents the process quite well for the operational conditions considered. Simulations were accomplished to analyze the behavior of the energy efficiency from disturbances in the feed flow rate of paste ( $F_c$ ), in the feed flow rate of gas ( $V_g$ ), composed by air and vapor of water, and in the power supplied to the inlet gas heater ( $P_{ot}$ ). Pinch Analysis was also performed to the system, which suggested some modifications in the process in order to improve its energy efficiency. The energy efficiency was quantified by the ratio between the necessary energy to evaporate the water and the sum of the necessary energy to blow and heat the inlet gas. The simulations showed that the energy efficiency so far used is improved by increasing the feed flow rate of paste, by decreasing both the power supplied to the inlet gas heater and the power supplied to the blower. It was observed that the increase in the temperature of the feed flow rate of paste showed a small effect in the energy efficiency.

## CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

O processo de secagem é largamente usado na indústria, pois proporciona melhorias na conservação, diminui o custo com transporte e armazenagem e facilita a padronização dos produtos.

No Centro de Secagem de Pastas, Suspensões e Sementes do DEQ/UFSCar vários estudos têm sido desenvolvidos no sentido de contribuir para um maior conhecimento do processo de secagem de pastas em leito de jorro. Um exemplo dessa linha de pesquisa é a análise da fluidodinâmica e da estabilidade do leito de jorro para a secagem de pastas, encontrada em Bacelos *et al.*, (2004).

O fenômeno do jorro foi observado pela primeira vez por Mathur e Gislher em 1954 (Mathur e Epstein, 1974). A nova descoberta foi utilizada primeiramente na secagem de grãos e nas últimas décadas tem sua tecnologia aplicada à secagem de pastas e suspensões, recobrimento de partículas, granulação e reações heterogêneas gás-sólido, entre outros processos. A Figura 1.1 esquematiza o leito de jorro e as diferentes regiões formadas entre o fluido e o sólido.

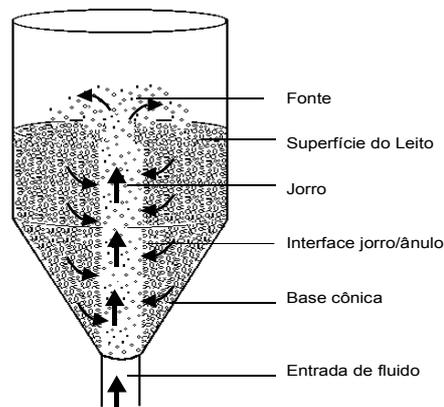


Figura 1.1: Esquema do secador leito de jorro

O secador leito de jorro, em sua configuração usual, é composto por um cilindro acoplado a duas extremidades cônicas. Na extremidade inferior é depositado o leito de partículas.

Quando, por exemplo, ar é injetado no leito, as partículas são transportadas pneumaticamente pelo caminho central aberto pelo gás. Na região de fonte, elas sofrem desaceleração e retornam à superfície do leito, sendo conduzidas, por gravidade, à sua base.

O processo de secagem de pastas ocorre com a passagem de ar quente através do leito de partículas sólidas enquanto a pasta é alimentada ao secador. A Figura 1.2 esquematiza o processo de secagem de pastas em leito de jorro.

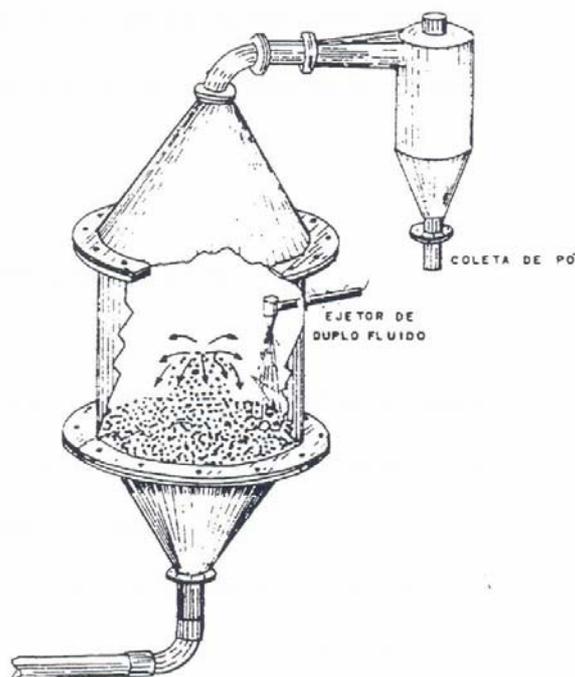


Figura 1.2: Configuração do Leito de jorro para secagem de pastas.

A pasta se adere às partículas inertes recobrando-as. O contato e a movimentação entre ambos promovem a secagem do material. O atrito entre as partículas faz com que a camada de material seco se solte da superfície da mesma e deixe o secador pelo sistema de exaustão. Posteriormente, deve ser separado do

ar por um ciclone.

O secador leito de jorro é caracterizado por promover um contato fluido-sólido bastante intenso, ocasionando altas taxas de transferência de calor e massa. Uma desvantagem deste equipamento é necessitar mais energia para fazer o leito jorrar do que a necessária pra realizar a secagem do material. Isto faz com que sua utilização na indústria seja considerada inviável em alguns casos, principalmente quando é necessário realizar aumento de escala ("scale-up").

A secagem é uma das operações industriais mais importantes e mais consumidoras de energia. Estimativas sugerem que processos térmicos de desidratação correspondam por aproximadamente 9% a 25% do consumo industrial de energia. Isto é explicado, em parte, pela alta quantidade de energia necessária para evaporar a água e, além disso, os secadores industriais normalmente apresentam eficiências térmicas baixas (Passos e Mujumdar, 1998).

Os estudos de modelagem e simulação do Leito de jorro têm sua importância no fato de que, através deles é possível prever o comportamento do processo, contribuindo assim para um projeto mais eficiente. Comparar simulações a dados experimentais ajuda a desenvolver e entender os fenômenos envolvidos no processo de secagem

Embasados no contexto de minimização do consumo energético, o objetivo deste trabalho foi analisar a eficiência energética da secagem de pastas em leito de jorro, estabelecer condições 'ótimas' de operação e propor modificações no processo de modo a melhorar a sua eficiência energética.

A Análise Pinch descrita por Linnhoff e Flower (1978), *apud* Douglas (1998), foi utilizada como ferramenta de integração energética entre as correntes de entrada e saída do secador.

Este objetivo foi cumprido em 3 etapas:

- 1) aplicação da Análise Pinch ao sistema e verificação das sugestões apresentadas;
- 2) implementação do modelo proposto em linguagem MatLab<sup>®</sup>, adequação da taxa de secagem ao modelo proposto, e
- 3) simulações em estado estacionário e dinâmico para comparar o comportamento do sistema com dados experimentais e simulações para a eficiência energética de acordo com algumas equações sugeridas na literatura.

## **CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

É reduzido o número de trabalhos tratando da eficiência energética da secagem de pastas em leito de jorro, mesmo sendo a secagem de pastas suspensões e líquidos estudadas desde 1960. Neste capítulo, é apresentada uma revisão bibliográfica onde apresentam-se as principais variáveis operacionais relacionadas com o consumo energético do secador; algumas hipóteses e modelos aplicados ao leito de jorro em operação de secagem; trabalhos nos quais a eficiência energética de secadores convectivos na secagem de sólidos foi estudada, e alguns trabalhos onde a Análise Pinch foi aplicada.

### **2.1 – Principais variáveis operacionais do secador leito de jorro relacionadas com o consumo energético**

A curva característica de um leito de jorro, mostrada na Figura 2.1, fornece as principais variáveis operacionais do leito de jorro - queda de pressão e velocidade de jorro estável. Cabe lembrar que a curva característica do leito de jorro é função do diâmetro da partícula e da altura do leito.

Segundo Mathur e Epstein (1974), inicialmente, é observado o comportamento de um leito fixo no qual o ar passa pelo leito sem provocar nenhuma alteração. A queda de pressão aumenta com o aumento da velocidade do fluido.

A queda de pressão máxima é atingida em B. Neste ponto as partículas deslocadas são comprimidas umas contra as outras, formando um arco compacto que aumenta a resistência ao escoamento do gás.

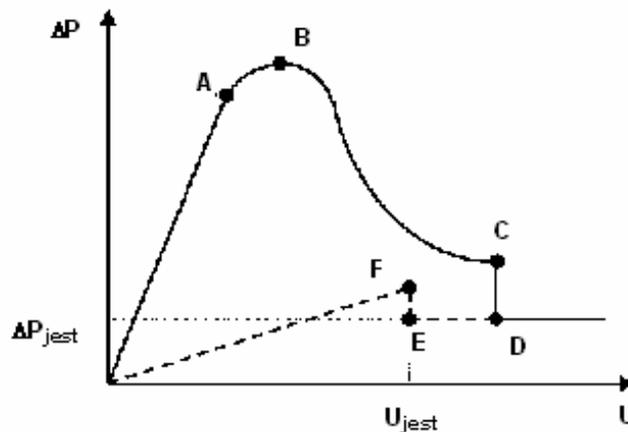


Figura 2.1: Curva característica da queda de pressão no leito de jorro ( $\Delta P$ ) em função da velocidade do fluido ( $U$ ).

A partir de então, acréscimos na velocidade do ar fazem romper o jorro e a queda de pressão diminui mesmo incrementando a velocidade.

Em D é atingida a queda de pressão de jorro estável. A partir deste ponto a queda de pressão não sofre alterações quando aumentada a velocidade do ar (quando descontada a queda de pressão do leito vazio).

Realizando-se o processo inverso, ou seja, diminuindo a velocidade do gás o ponto E é alcançado. Neste ponto a velocidade do ar é a mínima para manter o jorro. Valores menores de velocidade levam o jorro a ser interrompido.

A queda de pressão de jorro estável e a velocidade de jorro estável estão relacionadas com o consumo energético do soprador. É interessante operar próximo da velocidade de jorro estável, onde se pode trabalhar com uma menor

perda de carga associada a uma menor velocidade do ar, requerendo assim menos energia do soprador.

## **2.2 – Modelos para secagem em leito de jorro.**

Na literatura já foram propostos vários modelos para descrever a secagem de pastas em leito de jorro. São apresentados aqui, resumidamente, alguns modelos para a secagem de pastas em leito de jorro, as hipóteses adotadas pelos autores e a formulação matemática proposta.

### *2.2.1 – Modelo de Pham (1983)*

Baseado na análise do comportamento fluidodinâmico e térmico do leito de jorro e dos resultados obtidos em experimentos em “spray drier”, Pham (1983) formulou as seguintes hipóteses para modelar qualitativamente a secagem em leito de jorro:

- a evaporação ocorre apenas na região anular, ao contrário do que postularam Barret e Fane (1990);
- a temperatura do leito é constante;
- o calor latente de evaporação é suprido principalmente pelas partículas presentes na região anular;
- na região anular sólidos e fluidos estão em equilíbrio térmico;
- na região anular a taxa de evaporação é proporcional à diferença entre a umidade de saturação média e a umidade média do ar;

- a capacidade máxima de secagem é atingida quando a fração evaporada de água atinge um valor mínimo;
- as perdas térmicas são desprezíveis.

### 2.2.2 – Modelo de Barret e Fane (1990)

Para tentar descrever qualitativamente a secagem de suspensões em um leito de jorro, com a pasta introduzida pela parte inferior do leito, Barret e Fane (1990) descreveram um modelo qualitativo, não apresentando uma descrição matemática do problema.

As principais considerações desses autores foram:

- o acúmulo de material seco no secador aumenta com o aumento da vazão de alimentação de suspensão e diminui com o aumento da vazão de ar e da temperatura do ar de secagem;
- o secador foi dividido em três regiões principais: o jorro, o ânulo e a fonte. As duas primeiras regiões foram divididas em região superior e inferior;
- a taxa de evaporação na região de jorro é maior que na parte inferior do ânulo e maior que em toda região anular;
- a velocidade das partículas nas três regiões é função da velocidade do ar e da altura do leito;
- cada partícula recebe uma quantidade de suspensão que é função da taxa de circulação de sólidos e da vazão de suspensão;
- a taxa de evaporação em ambas as regiões depende dos coeficientes de transferência de calor e dos respectivos gradientes térmicos;

- as partículas abandonam a região de jorro parcialmente ou totalmente revestidas por uma fina camada de suspensão. Durante a passagem pelo leito, o filme seca tornando-se quebradiço e é solto quando as partículas chocam-se com uma placa de deflexão, que fica localizada na fonte, sendo então arrastada juntamente com o ar de secagem que deixa o sistema.

### 2.2.3 – Modelo de Reyes (1993)

Reyes (1993) *apud* Oliveira<sup>a</sup> (1996) postulou que a evaporação, no processo de secagem de suspensões, ocorre tanto no jorro quanto no ânulo. Conseqüentemente ocorre transferência de calor e de massa entre essas duas regiões. Diante disso, ele propôs um modelo (Modelo a duas regiões, M2R) que procura relacionar variáveis do processo por meio de balanços de massa e energia para cada região do leito.

Para a região central foram feitos um balanço material para água e um balanço de energia considerando a troca de energia entre o jorro e o ânulo. Na região anular foi feito um balanço de massa para água e um balanço de energia. Foi apresentado também um balanço global para a água no equipamento e um balanço de energia na saída do equipamento que considerava as perdas térmicas nessa região.

As equações do modelo apresentado por Reyes (1993) encontram-se no estado estacionário não havendo modelagem dinâmica. Estimativas realizadas pelo autor constataram a importância da região de jorro na evaporação, pois a fração de água evaporada nesta região assumiu valores significativos.

#### 2.2.4 – Modelo de Oliveira *et al* (1994)

Aplicando as hipóteses propostas por Pham (1983), Oliveira *et al.* (1994) realizaram balanços de massa e de energia e chegaram às seguintes equações para descrever a secagem de pastas em leito de jorro:

$$mv_T = \frac{W_g C_{p_g} (T_{ge} - T_s)}{\bar{\lambda}} \quad (2.1)$$

onde  $mv_T$  é a taxa de secagem,  $W_g$  é a vazão mássica de gás,  $Y_{sat}$  é a umidade de saturação,  $Y_{ge}$  é a umidade do gás na entrada do secador e  $Y_{gs}$  é a umidade na saída,  $\bar{\lambda}$  é o calor latente de vaporização e  $S$  é a fração de gás alimentado que passa pela região anular,  $k$  é o coeficiente de transferência e massa e  $T_l$  a temperatura do leito.

Os autores constataram que tanto a taxa de secagem quanto a umidade de saída do gás são adequadamente descritos pelo modelo. Entretanto o modelo superestima de temperatura de saída do gás,  $T_s$ .

#### 2.2.5 – Modelo de Oliveira<sup>a</sup> (1996)

Oliveira<sup>a</sup> (1996) desenvolveu um modelo baseado em Kmiec (1975). Foram adotadas as seguintes considerações no desenvolvimento deste modelo:

- assumiu-se que a pasta atomizada inicialmente adere ao material inerte (partícula), seca ao percorrer o leito tornando-se quebradiça e é removida com o gás que deixa o sistema;
- cada partícula recebe a mesma quantidade de pasta;
- existe um limite máximo de alimentação de pasta ao leito, acima do

qual ocorre colapso do processo;

- a área de transferência de calor e de massa é igual a área total das partículas que formam o leito;
- a secagem ocorre na condição de controle externo;
- o filme de vapor existente na superfície das partículas está à temperatura de bulbo úmido do gás de saída;
- a taxa de evaporação é função dos coeficientes de transferência de calor e de massa;
- somente há transferência de calor do gás para o material úmido;
- as perdas térmicas são desprezíveis;
- o processo ocorre em estado estacionário.

#### 2.2.6 – Modelo de Freitas (1996)

Freitas (1996) realizou um estudo da fluidodinâmica e da transferência de calor no leito de jorro com tubo draft e alimentação contínua de sólidos pela base. O modelo fluidodinâmico e térmico estudado por ele foi desenvolvido por Stocker *et al.* (1990) para um reator tipo-jorro e adaptado para o estudo de um leito de jorro com alimentação contínua de sólidos. O modelo resultante apresentou as seguintes hipóteses:

- modelo unidimensional para ambas as fases onde se considera apenas variação axial no leito (gradientes radiais e angulares desprezíveis);
- propriedades físicas das fases variáveis com a posição no leito (massa específica e viscosidade);
- não há variação do diâmetro médio das partículas ao longo do tempo;

- diâmetro do jorro constante ao longo de todo o sistema (a seção de alimentação de sólidos, a entrada no jorro e o tubo interno têm o mesmo diâmetro);
- há escoamento cruzado de sólidos do ânulo para o jorro;
- há dispersão de gás do jorro para o ânulo;
- na região do tubo interno não há dispersão do gás e escoamento cruzado dos sólidos, e
- no balanço de energia são desprezados os termos de troca de calor por radiação e geração de calor e perdas através da parede do leito.

Pode ser observado que neste modelo de Freitas (1996), o comportamento térmico do leito de jorro depende explicitamente do seu comportamento fluidodinâmico. Tal fato enfatiza a complexidade dessa representação matemática do comportamento do leito de jorro.

#### 2.2.7 – Modelo de Oliveira<sup>b</sup> (1995)

Para estudar o escoamento do fluido em leito de jorro cônico, Povrenovic *et al.* (1987) propuseram o estudo do escoamento do fluido em leito de jorro cônico considerando que o secador pudesse ser dividido em  $n$  segmentos finitos de altura igual a  $H/n$  e com diâmetro correspondente à abertura média do cone. Oliveira (1995)<sup>b</sup>, baseado no modelo de  $n$  segmentos finitos, proposto por Povrenovic *et al.* (1987), desenvolveu a modelagem do processo de secagem de pastas em um leito de jorro cônico. O modelo por ele proposto é baseado nas seguintes hipóteses:

- a película de suspensão aderida na superfície do inerte é fina o suficiente para evitar aglomeração de partículas. Em consequência, a circulação de inertes é efetiva no interior do leito, assegurando uma distribuição homogênea e uma secagem contínua da suspensão por inerte no leito;
- a evaporação da água ocorre somente na região anular, quando os inertes, recobertos pela suspensão, descendem em contracorrente com o ar de secagem. A atrição entre estes inertes é eficiente para garantir que a película de suspensão, depois de seca, se quebre e se desprenda do inerte na forma de pó;
- o pó assim formado, é arrastado pelo ar para um sistema de filtros acoplado na saída do secador. Não há acúmulo de pó no interior do leito;
- os inertes, ao atingirem o jorro, se encontram livres da suspensão e são aquecidos pelo ar de secagem;
- a taxa de calor necessária para a evaporação da água é suprida, a princípio, pelo inerte aquecido em contato com a película de suspensão;
- a transferência de calor entre o jorro e o anel é devida à passagem do ar na interface jorro-anel e à troca convectiva de calor entre o ar de secagem e os inertes, no anel, em contato com esse ar. Observa-se, aqui, que o fluxo de ar na interface jorro-anel, ditado pelo modelo da dinâmica, é sempre na direção do anel;

- a umidade absoluta do ar de secagem é constante e igual à de entrada do ar. O material seco e o ar no jorro estão em equilíbrio térmico.

### **2.3 – Eficiência Energética de secadores convectivos**

A seleção de um secador apropriado para secar determinado material é uma tarefa desafiadora, pois, cada vez mais o mercado exige produtos de alta qualidade e produzidos a baixos custos. Mais recentemente o consumo energético, que está diretamente ligado a questões ambientais, tornou-se um parâmetro adicional na busca da melhor tecnologia a ser aplicada em determinado processo.

A performance energética de um secador em um processo é caracterizada em termos de vários índices como taxa volumétrica de evaporação, perda de calor nas paredes do equipamento, consumo de vapor, consumo de calor por unidade de produto e eficiência energética. Entre estes a eficiência energética é mais freqüentemente citada em especificações técnicas (Kudra, 2004). Para a maioria dos secadores convectivos a energia requerida para a evaporação da umidade e as perdas pelo gás de exaustão representam a maior parte da energia envolvida na operação de secagem (Strumillo e Cacicedo, 1987).

A eficiência energética de um secador pode ser definida como a relação entre a energia requerida para a evaporação da mistura fluida e a energia total requerida para o funcionamento do secador.

Ashworth (1978) dividiu a energia total requerida por um secador em 6 quantidades distintas. São elas:

Q1 – energia requerida para evaporar a água;

Q2 – energia perdida na corrente gasosa de saída;

Q3 – energia perdida através das paredes do secador;

Q4 – energia associada com sólidos quentes que saem do secador;

Q5 – energia requerida para circulação do ar;

Q6 – energia requerida para aquecer o secador e o volume de ar no seu interior;

Ele definiu ainda a eficiência de evaporação como a razão entre a energia requerida para evaporar a água (Q1) e a soma dessa energia e a energia perdida na corrente gasosa de saída (Q1+Q2).

A eficiência energética pode ser derivada de balanços de calor e massa em torno do secador, ou determinada como um produto das eficiências parciais que refletem fatores externos e internos que afetam o consumo de energia em um processo de secagem. O conceito de eficiência energética instantânea pode ser usado como um dos parâmetros para aperfeiçoar o projeto de um secador do ponto de vista da eficiência energética. Kudra (1998) avaliou a eficiência energética instantânea, ou seja, em cada unidade de tempo, para alguns tipos de secadores. Foram avaliados um leito vibro-fluidizado, um leito fixo com escoamento de ar cruzado e um secador rotativo. A equação (2.2) foi utilizada para avaliar a eficiência energética:

$$E = \frac{\text{energia usada na evaporação}}{\text{energia fornecida ao sistema}} \quad (2.2)$$

Integrando a equação (2.2) obtém-se a equação (2.3) para eficiência energética acumulativa em um dado intervalo de tempo:

$$\varepsilon = \frac{1}{t} \int_0^t E(t) dt \quad (2.3)$$

A Figura 2.3 mostra a performance energética obtida em um secador de leito fixo. A corrente de ar de secagem tinha velocidade de 0,08 m/s e temperatura de 40° C. Durante o período de taxa constante de secagem a eficiência se estabiliza em torno de um valor máximo. O comportamento da curva é explicado pelo fato de que, durante o período de taxa de secagem constante, todo o calor sensível é utilizado para evaporar a água e a taxa de secagem é limitada pela convecção. À medida que a temperatura de saída do gás ( $T_2$ ) aumenta a eficiência energética ( $E_f$ ) diminui.

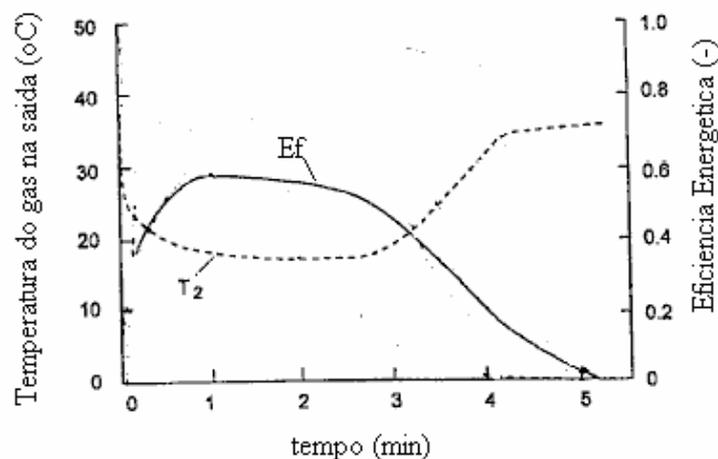


Figura 2.2 - Performance energética característica de um secador de leito fixo, Kudra (1998).

No período seguinte a eficiência energética cai rapidamente porque, agora, o calor sensível é utilizado para superaquecer o material e retirar a água localizada dentro do sólido.

A Figura 2.3 mostra a performance energética obtido para um secador vibro-fluidizado com escoamento de ar perpendicular ao leito.

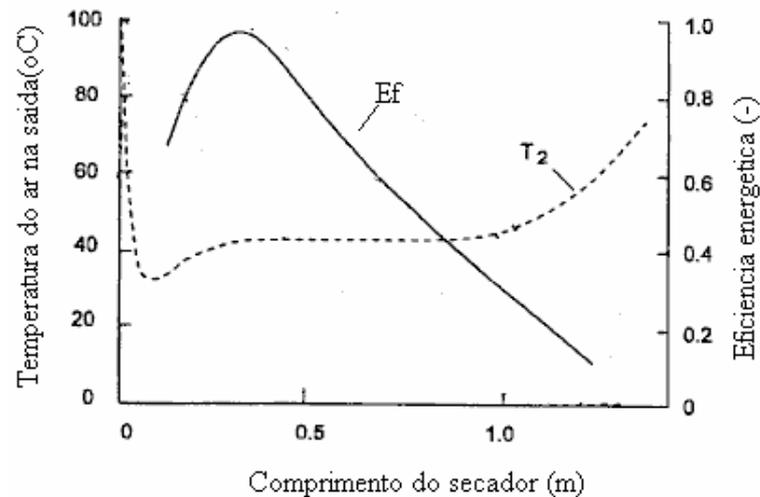


Figura 2.3: Performance energética característica de um secador vibro-fluidizado, Kudra (1998).

Pode-se notar que a eficiência energética ( $E_f$ ) atinge um valor máximo numa posição próxima à entrada de ar. Isso acontece, provavelmente, porque, próximo à entrada de ar, a evaporação da umidade superficial é intensificada. A taxa de secagem diminui ao longo do secador fazendo com que a eficiência energética, de acordo com a equação (2.2), diminua.

Na Figura 2.4 observa-se o perfil de eficiência energética obtido para um secador rotativo de 4,2 m de diâmetro e 20 m de comprimento. Como esperado pela equação (2.2), a eficiência energética instantânea na entrada do secador é igual a zero porque não há evaporação e o calor sensível é utilizado para aquecer o material a ser seco.

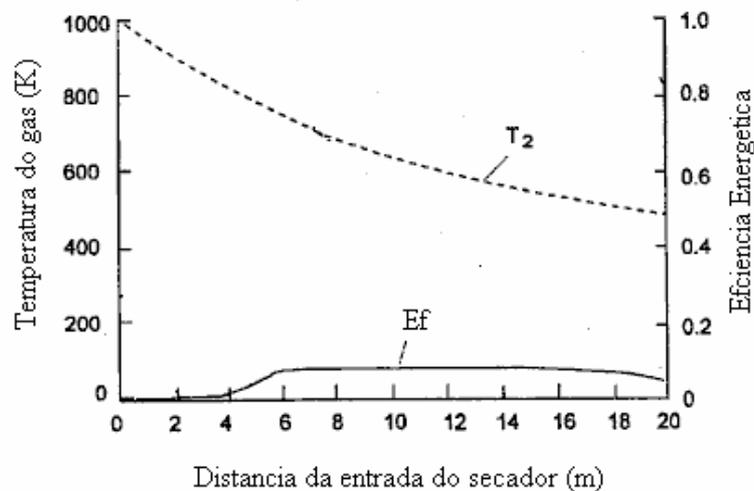


Figura 2.4: Performance energética característica de um secador rotativo, Kudra (1998).

A eficiência energética ( $E_f$ ) atinge um valor máximo de 0,08 a 6 m da entrada do secador, onde, provavelmente, a evaporação acontece de forma efetiva e se estabiliza em torno de um valor máximo, permanecendo com esse valor por quase todo o comprimento do secador. À medida que a temperatura do gás na saída ( $T_2$ ) diminui a eficiência energética aumenta. Os autores observaram ainda que uma possível opção para incrementar a eficiência energética de um secador rotativo com escoamento de ar paralelo seria aumentar a taxa de alimentação de sólidos ou reduzir a velocidade do ar de secagem.

Abarca (2001) realizou um estudo de modelagem simulação e verificação experimental da secagem de pastas em leito de jorro. O modelo proposto por ele contava com balanços de massa e energia. Contudo, desprezava alguns efeitos térmicos que, posteriormente, se viu serem significativos. Em Abarca (2001), a taxa de secagem foi calculada como a diferença entre a quantidade de água que entra com a pasta alimentada e a quantidade de água que sai na corrente de sólidos. A Figura 2.5 mostra um resultado típico do comportamento da eficiência energética obtido por Abarca (2001).

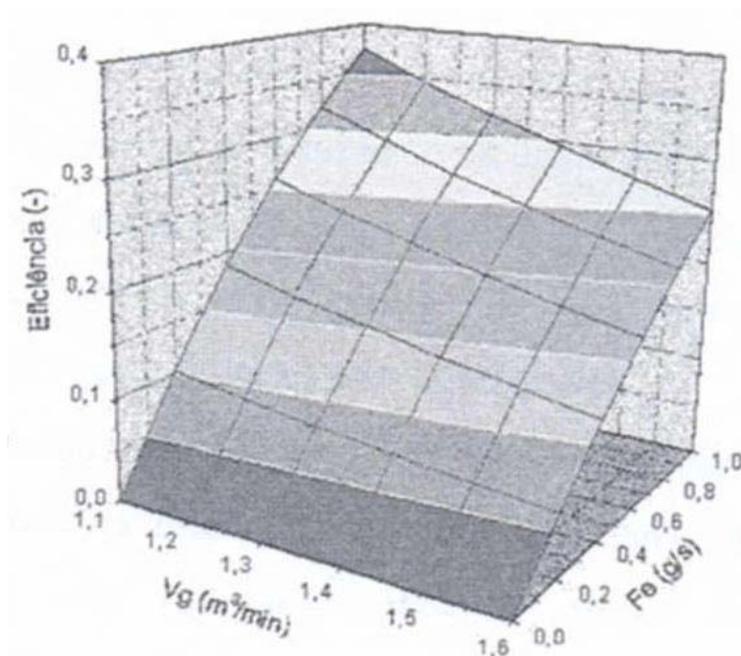


Figura 2.5: Comportamento da eficiência energética para secagem de pastas em leito de jorro, considerando variações na vazão de ar ( $V_g$ ) e alimentação de pastas ( $F_e$ ), Abarca (2001).

Abarca (2001) manipulava a potência de aquecimento através do sinal de comando de aquecimento (SI: 4 a 20 mA), fornecendo valores de 0 a 1,96 kW. A equação para a predição da eficiência energética adotada por ele era dada pela razão entre a energia necessária para evaporar a água e a energia necessária para movimentar e aquecer o ar. Uma das observações feitas pelo autor foi que, de acordo com a definição da eficiência energética adotada, ao aumentar a vazão de alimentação de pasta, o sistema apresenta aumento na eficiência se ao mesmo tempo forem diminuídas a vazão volumétrica de gás e a potência de aquecimento do soprador.

No sentido de contribuir e facilitar a escolha de um secador para a secagem de determinado material, Menshutina *et al.* (2002) atualizaram o software “DryInf” desenvolvido anteriormente por eles próprios. O software é dividido em módulos. Cada módulo interage com o usuário de modo a facilitar seu

manuseio. O usuário fornece informações a respeito das propriedades físicas do material a ser seco. E para cada etapa do projeto do secador existe um módulo específico. O software conta ainda com um banco de dados onde estão disponíveis correlações de projeto desenvolvidas por vários estudiosos para vários tipos de secadores. A partir dos dados de entrada e das correlações utilizadas o software fornece, nos respectivos módulos, a modelagem do processo, estima condições ótimas de operação, fornece a curva característica do secador, o consumo energético, desenha o projeto do equipamento e permite que sejam feitas alterações no projeto se estas forem necessárias. A equação (2.2), foi sugerida por eles para o cálculo da eficiência energética dentro do simulador.

A secagem de materiais sensíveis ao calor ou alimentos que contenham vitaminas, antioxidantes e proteínas pede equipamentos e processamentos especiais para evitar o processo de degradação devido à decomposição térmica, oxidação entre outros. Um método de secagem eficiente do ponto de vista energético é a desidratação osmótica associada a outro tipo de secagem térmica. A tecnologia híbrida é vantajosa na secagem de frutas, pois uma significativa parte da umidade é removida na desidratação osmótica e a secagem térmica só é necessária para reduzir a umidade a um determinado valor final. Grabowski *et al* (2002) estudaram o comportamento da eficiência energética na secagem de *Vaccinium macrocarpon* pré-desidratadas osmoticamente. Com o objetivo de quantificar a eficiência energética de um secador convectivo a equação (2.4) foi sugerida pelos autores:

$$E = \frac{T_{ge} - T_s}{T_{ge} - T_{amb}} \quad (2.4)$$

onde  $T_{ge}$  é a temperatura do ar de secagem na de entrada do secador,  $T_s$  é a temperatura do ar de secagem na saída do secador e  $T_{amb}$  é a temperatura ambiente.

Devido ao fato de a desidratação osmótica de *Vaccinium macrocarpon* ter uma cinética de secagem bastante complexa e variações significantes nos parâmetros do ar de secagem na saída, a performance energética dos secadores estudados foi avaliada usando os conceitos de eficiência energética instantânea de acordo com a equação (2.2) sugerida por Kudra (1998).

Para a secagem de *Vaccinium macrocarpon* pré-desidratadas osmoticamente, a Figura 2.6 mostra o perfil obtido para a eficiência energética em um leito pulsante.

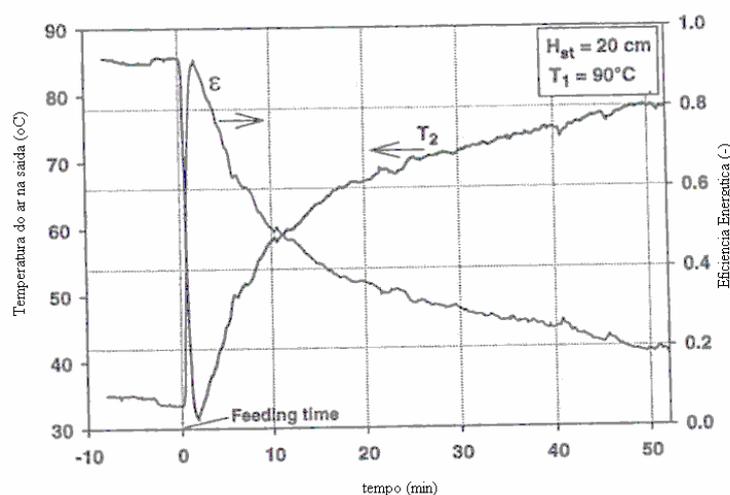


Figura 2.6: Comportamento da eficiência energética para a secagem de *Vaccinium macrocarpon* desidratadas osmoticamente em leito pulsante, Grabowsk *et al.* (2002).

A Tabela 2.1 mostra alguns dados de eficiência energética de secagem combinada com desidratação osmótica em alguns secadores

Tabela 2.1: Comparação entre eficiência energética média para secagem de *Vaccinium macrocarpon* pré-tratadas osmoticamente em diferentes secadores. Grabowsk *et al.* (2002)

<b>Secador</b>	<b>Eficiência Energética</b>	<b>Dado da literatura <sup>1</sup></b>
leito fluidizado	0,36	0,4-0,8
Leito pulsante	0,40	0,68 <sup>2</sup>
leito vibro-fluidizado	0,40	0,5-0,8
liofilizador	0,19	0,1-0,2

1 Várias fontes diferentes

2 Dados relativos à secagem de cenoura

Esta tabela foi reproduzida do trabalho de Grabowski *et al.* (2002). Os dados da coluna central da tabela foram obtidos experimentalmente. Os dados da literatura, utilizados para comparação, foram obtidos de fontes diversas, pois, segundo os autores, não foi possível identificar os valores em uma única referência. Para o leito pulsante eles compararam a eficiência energética da secagem de *Vaccinium macrocarpon* com valores obtidos na secagem de cenoura.

Claramente a eficiência energética está ligada com a temperatura de saída do ar de secagem. No presente caso, a eficiência energética diminui com o tempo de secagem devido ao crescimento da resistência interna à transferência de calor e massa.

Menshutina *et al.* (2004), estudaram a eficiência energética de um secador de esteira e um leito fluidizado na secagem de borracha sintética. A Figura 2.7 mostra um esquema do secador de esteira onde foi realizada a secagem do material. O secador possuía 4 seções de 2 m cada.

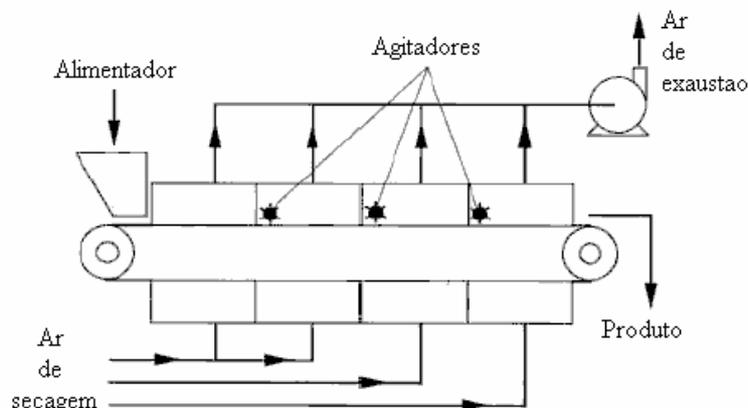


Figura 2.7: Secador tipo esteira com quatro seções, Menshutina *et al.* (2004).

A borracha sintética tinha umidade de 0,2kg/kg e a velocidade da esteira era de 0,025m/min. Foram realizados dois testes. O primeiro para temperaturas de entrada do ar de secagem a 100° C, constante a cada seção. No segundo teste o ar de secagem entrava a 100° C na primeira e segunda seção, na terceira e quarta seção entravam a 90° C e 70° C, respectivamente. A equação (2.5) foi utilizada para avaliar a eficiência energética.

$$E = \frac{m\Delta h}{G_{da} C_{da}^1 (t_{in} - t_{env})} \quad (2.5)$$

Nesta equação  $m$  é a taxa de secagem,  $\Delta h$  é o calor latente de vaporização,  $G_{da}$  é a vazão mássica do ar de secagem na saída do secador,  $C_{da}^1$  é a capacidade calorífica específica do ar de secagem na saída do secador,  $t_{in}$  é a temperatura do ar de secagem na saída do secador e  $t_{env}$  é a temperatura ambiente.

A Figura 2.8 apresenta a variação da eficiência energética com o comprimento do secador para a camada superior e inferior do material na esteira.

Nas duas primeiras seções do secador uma grande quantidade de água superficial e intersticial é evaporada, então a diferença entre as duas curvas reflete maior taxa de evaporação na camada inferior devido a grande diferença de temperatura entre o material e o ar de secagem nesta posição quando o material está praticamente seco a eficiência energética se reduz a zero.

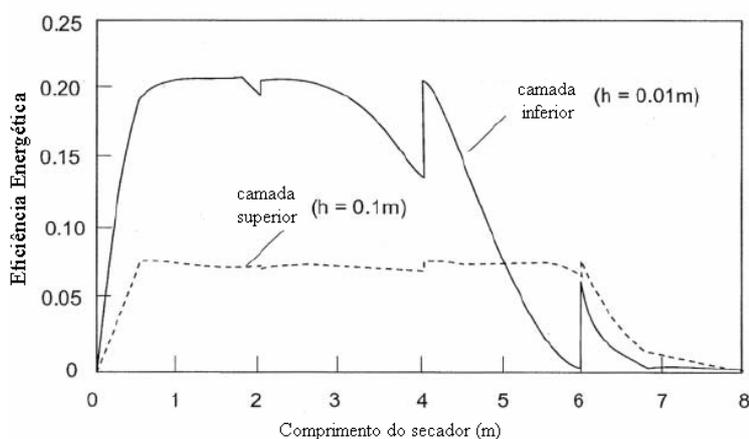


Figura 2.8: Eficiência energética para as camadas inferior e superior, Menshutina *et al.* (2004).

A Figura 2.9 apresenta uma comparação entre as eficiências energéticas para a temperatura do ar de secagem de 100° C constante em cada seção do secador e para temperatura de 100° C na primeira e segunda seção, de 90° C na terceira seção e 70° C na quarta seção:

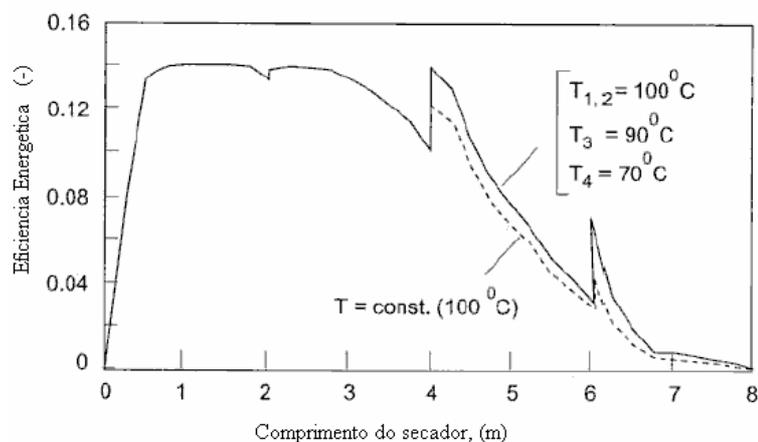


Figura 2.9: Comportamento da eficiência energética em função do comprimento do secador para temperatura constante e variando ao longo do secador em esteira, Menshutina *et al.* (2004).

Observa-se que quanto menor a temperatura do ar de secagem maior é a eficiência energética.

Os mesmos autores utilizaram também um leito fluidizado piloto de 0,71m de diâmetro e 2 m de altura para testes de secagem de borracha sintética. A umidade inicial do material era de 0,467 kg/kg.

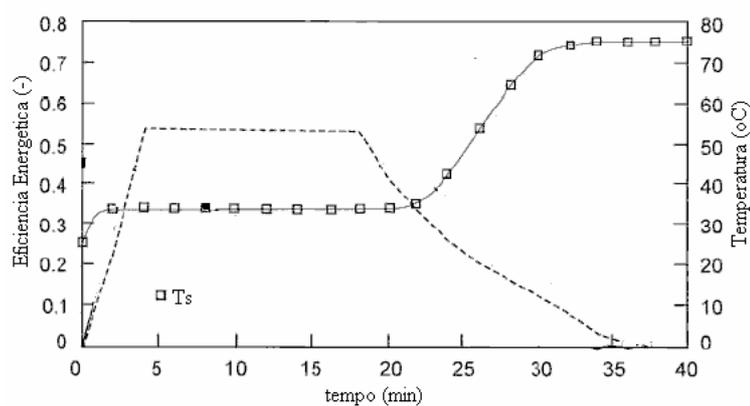


Figura 2.10: Comportamento da eficiência energética em função do tempo para o leito fluidizado, Menshutina *et al.* (2004)

A altura do leito em repouso era de 0,5m. A vazão mássica do ar utilizada na fluidização foi de 16.800 kg/h e temperatura de  $90^{\circ}\text{C}$ . Como pode ser

observado, na Figura 2.10, durante o período de taxa constante a eficiência energética tem valor máximo, pois toda a energia fornecida pelo ar de secagem é utilizada no processo de evaporação.

Em um segundo momento, a taxa de secagem diminui, pois, a energia fornecida ao material é utilizada para o seu superaquecimento e para a remoção da água interna. Neste período a energia fornecida não é completamente utilizada para a remoção da água como é indicado pelo acréscimo sofrido na temperatura do ar de secagem na saída do secador.

Comparando a performance energética dos dois secadores pode-se perceber que o leito fluidizado apresenta maiores eficiências energéticas para a secagem de borracha.

#### **2.4 - Estudos de controle da secagem em leito de jorro**

Muitos são os trabalhos que tratam da modelagem da secagem em leito de jorro, entretanto não possuem como objetivo encontrar um modelo simples que possa no futuro servir de base para o projeto do controle desta operação.

Corrêa (2000) realizou um estudo para controle da secagem de pastas em leito de jorro. A implementação de um controle de secagem de pastas em leito de jorro mostrou que a dinâmica de transferência de calor era muito mais lenta quando comparada com a dinâmica de transferência de massa. Além disso, o sistema de controle desenvolvido permitiu que a velocidade do soprador fosse mantida bem próxima da velocidade de jorro estável, proporcionando maior estabilidade do jorro e diminuindo o consumo energético na operação.

Costa (2003) estudou a implementação do controle com otimização em tempo real em um secador tipo leito de jorro. As variáveis controladas foram a temperatura do ar na saída do jorro ( $T_s$ ) e a umidade do produto ( $X_s$ ). E as variáveis manipuladas foram a vazão mássica de pasta e a potência de aquecimento do aquecedor. Neste trabalho foram testados dois critérios de otimização econômica. Na primeira situação o objetivo foi minimizar o consumo energético do aquecedor, tendo como função econômica a potência do aquecedor.

Em outra situação buscou-se maximizar a eficiência energética do processo. A equação utilizada para o cálculo da eficiência energética foi a equação (2.6):

$$E = \frac{r\Delta H}{\text{Pot} + \text{Potm}} \quad (2.6)$$

Neste caso o autor observou que a estratégia de controle utilizada foi capaz de controlar as variáveis controladas sem que as restrições fossem violadas. E, apesar da eficiência energética ter assumido baixo valor do ponto de vista qualitativo, o resultado foi satisfatório, pois o objetivo de controle foi atingido. Os baixos valores da eficiência foram relacionados a dois fatores: (1) limites operacionais considerados na simulação e (2) a grande influência do consumo energético do soprador.

Os dois modelos usados nos dois trabalhos anteriores serviram de estímulo ao modelo desenvolvido e utilizado neste trabalho, como será mostrado na seção 3.1.

## 2.5 - A Análise Pinch

No sentido de minimizar perdas, diminuir o consumo de utilidades frias e quentes e melhorar a eficiência energética de vários processos, a Análise Pinch descrita por Linhoff e Flower (1978), *apud* Douglas (1988), tem se mostrado uma ferramenta eficiente para essas finalidades, qualquer que seja a sugestão de modificações no processo visando sua melhor integração energética. Sua aplicação requer o conhecimento das temperaturas de entrada e saída, das capacidades caloríficas e das vazões mássicas de cada uma das correntes envolvidas no processo de integração energética. Faz-se necessário também que a integração energética sugerida pela Análise Pinch obedeça a 1<sup>a</sup> e a 2<sup>a</sup> Leis da Termodinâmica

A metodologia da Análise Pinch pode ser resumida como segue:

- identificar correntes frias e correntes quentes: correntes frias são correntes que necessitam ou podem ser aquecidas e correntes quentes são aquelas que necessitam ou podem ser resfriadas.

- verificar o cumprimento da 1<sup>o</sup>. e 2<sup>o</sup>. Leis da Termodinâmica: a 1<sup>o</sup>. lei diz que a energia total do sistema se conserva e a 2<sup>o</sup>. lei diz que o calor é passado do corpo mais quente para o corpo mais frio, necessitando assim de uma diferença de temperatura mínima entre correntes frias e quentes.

- esquematizar curvas compostas (temperatura versus entalpia), para as correntes frias e quentes: a descrição dos cálculos a serem realizados na montagem dessa curva encontra-se em Douglas (1998).

- identificar o Ponto Pinch: o Ponto Pinch é o ponto onde a diferença entre as temperaturas das correntes se iguala a uma diferença de temperatura mínima ( $\Delta T_{\min}$ ) impossibilitando a troca de energia entre as mesmas.

- minimizar o consumo de utilidades: o consumo de utilidades mínimo é conseguido garantindo-se apenas que não se troque calor entre as correntes cruzando o Ponto Pinch.

A metodologia da Análise Pinch já foi bastante aplicada em redes de trocadores de calor, em colunas de destilação e em evaporadores. Porém, a aplicação em secadores é pouco descrita na literatura (Smith, 1995).

Segundo Ebrahim e Kawari (2000) esta metodologia é diferente dos métodos computacionais tipo “caixa preta” propostos na década de 70. Sua maior contribuição foi a de dar ao engenheiro conceitos simples para serem usados interativamente e também permitir uma visão global com relação ao consumo energético de uma determinada planta. Atualmente as mais recentes linhas de pesquisa em Análise Pinch são:

- a) otimização de quedas de pressão;
- b) integração de colunas de destilação;
- c) processos com baixas temperaturas;
- d) integração de processos em batelada;
- e) minimização do uso de água e emissão de efluentes líquidos;
- f) integração de processos interligados por um sistema de utilidades.

Franco (2001) estudou a integração energética de sistemas de evaporação. Ele aplicou a metodologia da Análise Pinch ao sistema de evaporação integrado às demais operações unitárias presentes na indústria de açúcar por

acreditar que assim seria possível obter melhores resultados em comparação com aqueles obtidos para um sistema de evaporação isolado.

No estudo de caso realizado em um processo de fabricação de açúcar a partir de cana, este sistema integrado energeticamente reduziu o consumo de vapor em 15.475kg/h e o consumo de energia equivalente foi de 9.191kW.

Através dessa revisão bibliográfica pode-se notar que existe uma preocupação crescente em estabelecer condições ideais de operação dos secadores no sentido de diminuir seu consumo energético e conseqüentemente aumentar a eficiência energética dessa operação. Neste sentido, a eficiência energética do secador leito de jorro também deve ser investigada. A escolha da equação para a estimativa da eficiência energética depende do enfoque dado na análise e cabe ressaltar que não é possível afirmar qual definição de eficiência energética é melhor. A Análise pinch, como ferramenta de integração energética, tem sido usada cada vez mais em diversas linhas de pesquisa obtendo-se resultados positivos quanto à minimização do consumo de utilidades. Os estudos de modelagem buscam contribuir para um maior entendimento do processo de secagem. Tais modelos podem ser simples ou complexos, estacionários ou dinâmicos dependendo do uso que se fará do modelo. No caso do secador leito de jorro as descrições matemáticas de seu comportamento têm dado ênfase aos fenômenos de transferência de quantidade de movimento, calor e massa existente no interior do secador, em estado estacionário. Neste trabalho, entretanto, optou-se por uma descrição menos complexa, mas descritiva do processo, destacando o comportamento dinâmico de certas variáveis de processo com o ambiente

exterior, visando a sua utilização no controle e na otimização em tempo real da secagem.

## CAPÍTULO 3 –METODOLOGIA

Neste capítulo são apresentados o modelo matemático, a metodologia de aplicação da análise Pinch e as principais características dos equipamentos e dos materiais utilizados nas simulações.

### 3.1 - Modelo matemático

O modelo matemático escolhido para representar o processo de secagem é composto por balanços de energia no aquecedor e no leito de jorro, balanços de massa por componente e global nas fases sólida e gasosa. A Figura 3.1 mostra o volume de controle analisado para gerar o modelo do processo de secagem no leito de jorro.

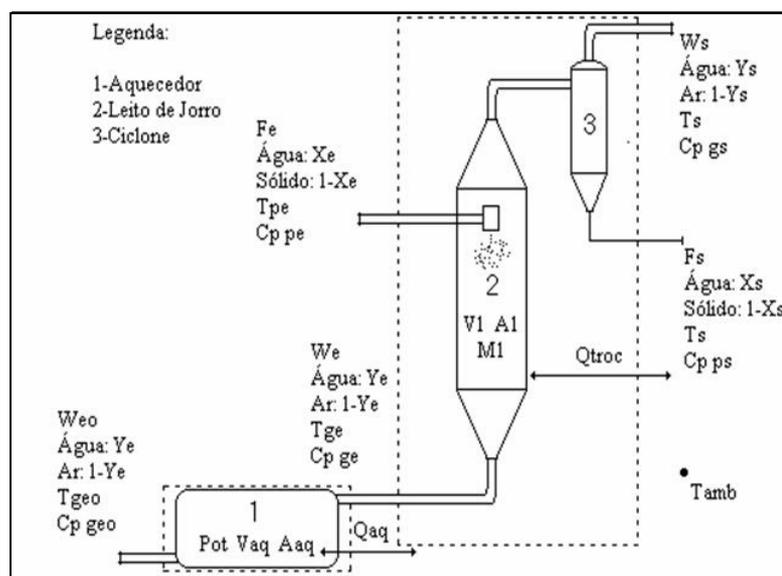


Figura 3.1: Volume de controle analisado.

Como o interesse era de estudar a interação do sistema com o meio o secador foi admitido como um tanque perfeitamente agitado, onde a temperatura no interior e na saída do leito são iguais, as umidades do ar no interior e na saída do leito são iguais, as umidades do sólido no interior e na saída do leito são iguais. Admitiu-se, também, que a difusão de água na película aderida é desprezível e no aquecedor ocorre apenas acúmulo de energia. A importância de se propor um modelo simples, como o que será apresentado aqui, está na facilidade de se implementar um sistema de controle se for este o propósito do estudo. Além disso, nesse trabalho, buscou-se captar somente os fenômenos físicos mais importantes do ponto de vista de uma análise a parâmetros concentrados.

A equação (3.1) representa o balanço de energia no aquecedor:

$$\frac{dT_{ge}}{dt} = \frac{W_e(Cp_{geo}T_{geo} - Cp_{ge}T_{ge}) + Pot - Q_{aq}}{MCpaq + M_{ge}T_{ge} \frac{\partial Cp_{ge}}{\partial T} + M_{ge}Cp_{ge}} \quad (3.1)$$

onde o primeiro termo do numerador do lado direito da equação (3.1) representa o transporte líquido de energia pelo ar de secagem. Pot é a potência fornecida pelo aquecedor no mesmo ar de secagem e  $Q_{aq}$  representa a troca de energia, por convecção natural, com o meio ambiente. O denominador desta mesma equação descreve a capacidade térmica de armazenamento de energia do gás no interior do aquecedor e da sua estrutura metálica. A capacidade térmica de armazenamento de energia pela estrutura metálica foi ajustada aos dados experimentais.

O balanço de energia no leito de jorro é dado pela equação (3.2). O numerador A e o denominador B da equação (3.2) são apresentados em seguida.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{A}{B} \quad (3.2)$$

$$A = \{W_e(C_{p_{ge}}T_{ge} - C_{p_{gs}}T_s) + F_e(C_{p_{pe}}T_{pe} - C_{p_{so}}T_s) - r(\Delta H + C_{p_g}T_s - C_{p_{so}}T_s) - Q_j\}$$

$$B = \left\{ M_g \left( \frac{\partial C_{p_{gs}}}{\partial T} T_s + C_{p_{gs}} \right) + M_s \left( \frac{\partial C_{p_{so}}}{\partial T} T_s + C_{p_{so}} \right) + M_i C_{p_i} + M C_{p_j} \right\}$$

onde o primeiro termo do numerador do lado direito da equação (3.2) representa o transporte líquido de energia pelo ar de secagem no secador. O segundo termo representa o transporte líquido de energia pela pasta alimentada. O terceiro termo representa a taxa de secagem e a energia trocada entre o gás e a pasta seca na saída do leito. O termo  $Q_j$  representa a troca de energia, por convecção natural, do secador para o meio ambiente. O denominador da equação (3.2) descreve a capacidade térmica de armazenamento de energia do gás e do sólido no interior do secador, das partículas inertes e da sua estrutura metálica. A capacidade térmica de armazenamento de energia ( $MC_{pj}$ ) foi ajustada aos dados experimentais.

A energia trocada com o ambiente pelo aquecedor foi calculada pela equação (3.3), considerando um coeficiente global de transferência de calor e que a temperatura em qualquer ponto do aquecedor era a mesma da corrente de ar que deixava o aquecedor. O coeficiente global de transferência de calor  $U_{aq}$  foi ajustado aos dados experimentais e o valor utilizado encontra-se Tabela 4.3 da seção 4.2.2

$$Q_{aq} = U_{aq} A_{aq} (T_{ge} - T_{amb}) \quad (3.3)$$

Analogamente, para o secador, a energia trocada com o ambiente pelo secador foi calculada pela equação (3.4). O coeficiente global de transferência de calor  $U_j$  foi também convenientemente ajustado aos dados experimentais e o valor escolhido encontra-se na Tabela 4.3 da seção 4.2.2. Admitiu-se que a temperatura em qualquer ponto do secador era a mesma da corrente de ar que deixava o secador.

$$Q_j = U_j A_j (T_s - T_{amb}) \quad (3.4)$$

As equações (3.5) e (3.6) representam os balanços por componente nas fases gasosa e sólida, respectivamente.

Na equação (3.5) observa-se que a variação da quantidade de água presente no ar de exaustão é dada pela soma do termo que representa a quantidade líquida de vapor trocada no secador e o termo que representa a água (vapor) ganha da pasta durante o processo de secagem.

$$\frac{dY_s}{dt} = \{W_e(Y_e - Y_s) + r(1 - Y_s)\} \frac{1}{M_g} \quad (3.5)$$

Na equação (3.6) observa-se que a variação da quantidade de água presente no sólido é dada pela variação líquida de água trocada no secador e a quantidade de água que é evaporada no processo de secagem.

$$\frac{dX_s}{dt} = \{F_e(X_e - X_s) - r(1 - X_s)\} \frac{1}{M_s} \quad (3.6)$$

O balanço material global nas fases sólido e gasoso é representado pelas equações (3.7) e (3.8), respectivamente. Na equação (3.7), o acúmulo de sólido no

secador é dado pela diferença do sólido que entra na composição da pasta e o sólido que deixa o secador pela corrente de exaustão e a quantidade de água (vapor) que vai para a fase gasosa.

$$\frac{dM_s}{dt} = F_e - F_s - r \quad (3.7)$$

O acúmulo de ar de secagem no secador é avaliado pela diferença entre o ar de secagem que entra e o ar que deixa o secador pela exaustão. A quantidade de gás (ar + vapor de água) é também acrescida pela água (vapor) que deixa o sólido (pasta).

$$\frac{dM_g}{dT} = W_e - W_s + r \quad (3.8)$$

As propriedades físicas dos componentes puros são dependentes da temperatura e as propriedades das misturas de ar e vapor d'água, da corrente gasosa, e de sólido e água, da corrente de pasta, foram ponderadas pela fração mássica de vapor de água e água, respectivamente, em cada fase.

Neste trabalho, a taxa de secagem utilizada nas simulações foi estimada pela equação (3.9):

$$r = F_e (X_e - X_s) \quad (3.9)$$

Esta equação quantifica a diferença entre a quantidade de água que entra na corrente de pasta e a quantidade de água que sai na corrente de sólidos. Esta equação de taxa de secagem, no entanto, deve ser aplicada com cautela pelo fato de não se ter dados experimentais de  $X_s$  para efeito de comparação e validação da

mesma.  $X_s$ , por sua vez, pode ser estimado a partir de correlações obtidas por Corrêa (2000) para o sistema investigado.

Para se ter uma estimativa do coeficiente global de transferência de massa  $U_m$  a equação (3.10), sugerida por Kimiec (1975), pode ser utilizada.

$$U_m = \frac{F_c(X_c - X_s)}{av_l(Y_p - Y_s)} \quad (3.10)$$

Nesta equação  $a$  é a área superficial das partículas e  $v_l$  é o volume do leito.

No cálculo da eficiência energética de secagem, na maioria das simulações, foi utilizada a equação (3.11). O numerador representa a energia necessária para evaporar a água e o denominador representa as energias necessárias pra aquecer e movimentar o ar. À medida que o sistema se torna mais eficiente,  $E$  se aproxima do valor unitário. Nesta equação, a potência do soprador é calculada por um ajuste feito por Corrêa (2000), mostrada na equação (3.12).

$$E = \frac{r\Delta H}{Pot + Potm} \quad (3.11)$$

$$Potm = 238667 \times 10^{-12} V_g^2 \quad (3.12)$$

onde  $V_g$  está em  $\text{cm}^3/\text{min}$  e  $Pot$  está em  $\text{cal}/\text{min}$ .

Para a simulação considerando reciclo do ar de exaustão, a equação (3.13) foi utilizada em substituição ao balanço de energia no secador em estado estacionário. As perdas energéticas envolvidas no transporte, desumidificação e filtragem do ar recirculado foram desprezadas.

$$T_{ge} (W_e + r) C_{p_{ge}} = (W_e C_{p_{geo}} T_{amb} + R(W_e + r) C_{p_{gs}} T_s) + Pot - Q_a \quad (3.13)$$

onde R é a razão de ar de secagem recirculado e pode variar de 0 a 1. Se R=0 a recirculação do ar é inexistente e para R=1 a situação é de recirculação de todo o ar de exaustão proveniente do secador.

Uma equação empírica, equação (3.14), que quantificava a taxa de evaporação por convecção entre as partículas esféricas, cobertas por pasta, e o gás (ar + vapor d'água) que as envolvem no leito de jorro foi testada.

$$r = U_m A_p (Y_p - Y_s) \quad (3.14)$$

onde  $A_p$  é a área superficial das partículas inertes presentes no leito,  $Y_p$  é a umidade de equilíbrio entre a camada de pasta que envolve a esfera e o ar de secagem em torno dela e  $Y_s$  é a umidade do ar de secagem na saída do leito. O coeficiente global de transferência de massa ( $U_m$ ) foi calculado de acordo com a equação (3.15).

$$U_m = \rho_{va(T_s)} \frac{Sh \cdot D_{AB}}{D_p} \quad (3.15)$$

onde a densidade do vapor  $\rho_{va}$  foi avaliada na temperatura de saída do leito e  $D_p$  é o diâmetro da partícula recoberta de pasta. A difusividade da água no ar ( $D_{AB}$ ) foi estimada pela equação de Fuller *et al.* (Reid *et al.*, 1987), mostrada pela equação (3.16). O adimensional de Sherwood foi avaliado pela equação de Frössling para esferas (Welty *et al.*, 1984), como mostrado na equação (3.17).

$$D_{AB} = \frac{0,08467602 \cdot T_s^{1,75}}{P \sqrt{M_{ab}(\text{sumvol})^2}} \quad (3.16)$$

$$\text{Sh} = 2 + 0,552 \cdot \text{Re}^{1/2} \cdot \text{Sc}^{1/3} \quad (3.17)$$

onde o adimensional de Reynolds (Re) e o adimensional de Schmidt (Sc) foram avaliados pelas equações (3.18) e (3.19), respectivamente.  $u_g$  é a velocidade e  $v_g$  é a viscosidade do ar de secagem avaliada na temperatura do ar de secagem na saída do leito. A soma das áreas de todas as esferas inertes presentes no leito ( $A_p$ ) foi calculada pela equação (3.20)

$$\text{Re} = \frac{u_g \cdot D_p}{v_{g(T_s)}} \quad (3.18)$$

$$\text{Sc} = \frac{v_{g(T_s)}}{D_{AB}} \quad (3.19)$$

$$A_p = n_p \pi D_p^2 \quad (3.20)$$

Nesta equação (3.20)  $n_p$  é o número de partículas. Para estimar a umidade de equilíbrio entre a esfera recoberta de pasta e o ar de secagem, a equação (3.21) foi utilizada:

$$Y_p = \frac{\frac{P^{\text{vap}}}{P} M_{ag}}{\frac{P^{\text{vap}}}{P} M_{ag} + \left(1 - \frac{P^{\text{vap}}}{P}\right) M_{ar}} \quad (3.21)$$

onde  $P^{\text{vap}}$  é a pressão de vapor da água,  $P$  é a pressão ambiente,  $M_{ar}$  é a massa molar do ar e  $M_{ag}$  é a massa molar da água.

A equação (3.22) também foi testada para avaliar o valor da taxa e secagem:

$$r = W_s Y_s - W_e Y_e \quad (3.22)$$

esta equação quantifica a taxa de secagem pela diferença entre a quantidade de água vapor que entra na corrente de ar de secagem e a que sai na corrente de exaustão.

A equação (3.23) sugerida por Oliveira *et al* (1994) na seção 2.2.4 também foi testada:

$$mv_T = \frac{W_g C_{p_g} (T_{ge} - T_s)}{\lambda} \quad (3.23)$$

neste caso a taxa é estimada pela razão entre o transporte líquido de energia pelo ar de secagem no secador e a calor latente de vaporização.

O modelo do comportamento do leito de jorro foi implementado em linguagem de programação MatLab<sup>®</sup>. Primeira etapa deste programa é a leitura de todas as informações a serem utilizadas nos cálculos subsequentes. A seguir é necessário fornecer condições iniciais de algumas variáveis algébricas a fim de conseguir a resolução o sistema de equações do modelo. A função “FSOLVE” que resolve equações algébricas pelo método de Newton-Raphson foi utilizada para resolver numericamente as equações do modelo em regime estacionário. A obtenção do estado estacionário é a primeira etapa da simulação dinâmica. Posteriormente uma perturbação degrau é dada em uma das variáveis manipuladas ( $V_g$ ,  $F_e$  e  $Pot$ ) do sistema e a variação das variáveis de saída podem ser calculadas ao longo do tempo. A função “ODE23” que resolve equações diferenciais pelo

método de Runge–Kutta foi utilizada para resolver numericamente as equações do modelo no regime transiente.

### **3.2 – Características dos equipamentos, dos materiais e faixas operacionais utilizadas nas simulações.**

Nesta seção são apresentadas as principais características dos equipamentos e materiais que foram utilizados na coleta de dados experimentais e que conseqüentemente foram utilizados nas simulações, para a finalidade de comparação. Todos os dados experimentais constantes neste trabalho foram gerados por Pavanelli (2003).

#### *3.2.1 - Características dos equipamentos e materiais utilizados*

A Figura 3.2 mostra o aparato experimental utilizado por Pavanelli (2003) para coleta dos dados experimentais.

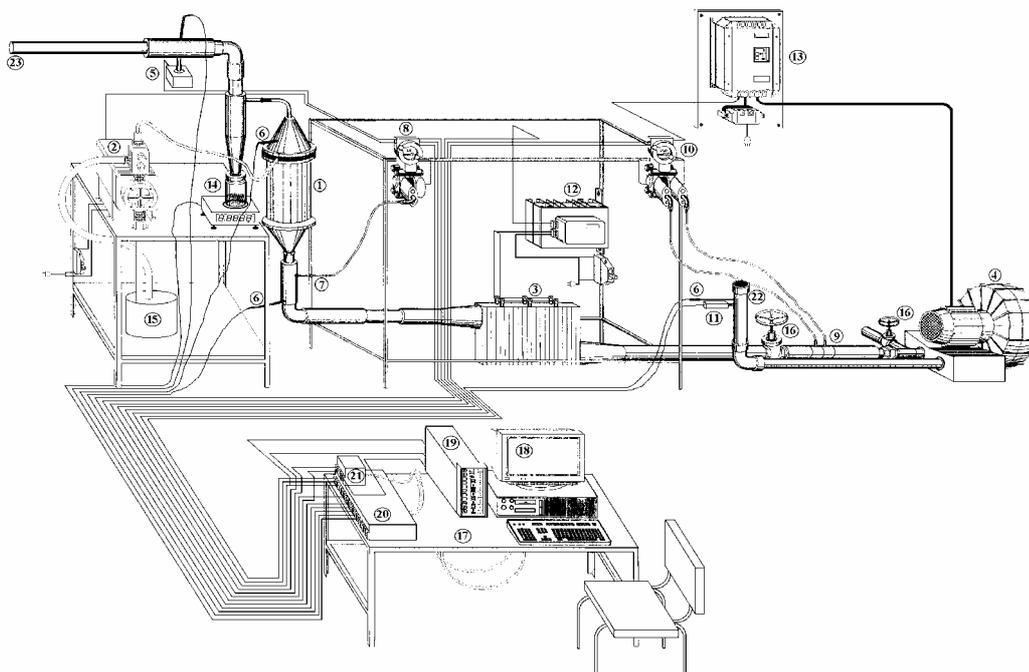


Figura 3.2 - Unidade experimental.

1- Leito de jorro. 2- Bomba de alimentação de pasta. 3- Trocador de calor elétrico. 4- Soprador. 5- Transdutor de umidade (saída). 6- Termopar J. 7- Tomada de pressão. 8- Transdutor de pressão manométrica. 9- Medidor de placa de duplo orifício. 10- Transdutor de pressão diferencial. 11- Transdutor de umidade (entrada). 12- Módulo de potência tiristorizado. 13- Inversor de frequência. 14- Ciclone com coletor de pó e balança com sinal de saída. 15- Reservatório de pasta. 16- Válvula gaveta. 17- Sistema de controle digital. 18- Microcomputador com interface AD/DA. 19- Controlador PI. 20- Condicionador de sinais para os canais de entrada. 21- Canais de saída com “shunt”. 22- Admissão de ar. 23- Exaustão

As dimensões do leito de jorro e do aquecedor utilizadas na simulação são fornecidas, respectivamente, nas Tabelas 3.1 e 3.2.

Tabela 3.1: Dimensões do leito de jorro

<b>Diâmetro/altura</b>	<b>dimensão</b>
diâmetro do leito (cm)	20,0
diâmetro do orifício de entrada (cm)	3,5
diâmetro do orifício de saída (cm)	3,5
altura da parte cilíndrica (cm)	47,5
altura da parte cônica da base (cm)	18,2
altura da parte cônica do topo (cm)	18,2

A parte cilíndrica do leito é revestido por um isolamento de lã de vidro de

3 cm de espessura. O leito de partículas inertes é constituído de esferas de vidro de diâmetro de partícula igual a 1,84mm, densidade de 2,33g/ml, capacidade calorífica de 0,2 cal/ g °C. A carga do leito é de 5,5kg e a porosidade do leito em repouso é de 0,38.

Cerca de 90% da tubulação que liga o soprador ao leito de jorro passando pelo aquecedor é revestida por uma camada de 2 cm de isolamento de amianto.

Tabela 3.2: Dimensões e características do aquecedor

largura (cm)	20,0
altura (cm)	40,0
comprimento (cm)	50,0
espessura do isolamento (cm)	4,5
potência máxima (kW)	1,96

Foi considerado como pasta o ovo de galinha homogeneizado. A capacidade calorífica específica e a densidade do sólido seco (ovo em pó) têm um valor médio, respectivamente de 2,19 kJ/kgK para uma faixa de 30 a 100°C e 1,14 kg/m<sup>3</sup>, segundo medições realizadas por Abarca (2001). A espessura da película aderida nas esferas de vidro é estimada como sendo de  $1,0 \times 10^{-4}$  cm (Szentmarjay *et al.*, 1996).

### 3.2.2 - Faixas operacionais

Nas simulações realizadas, para a vazão de ar de secagem ( $V_g$ ), o valor mínimo corresponde à vazão de ar de jorro mínimo e o valor máximo corresponde ao valor da vazão de ar que provoca o arraste das partículas, ambos determinados por Corrêa (2000). Para a vazão de pasta ( $F_e$ ), o valor mínimo corresponde ao o valor limite da vazão da bomba de alimentação de pasta, e o máximo corresponde

à vazão limite para o jorro não morrer. Para a potência (Pot) foram testadas perturbações na faixa de 0 ao valor máximo de potência fornecida pelo aquecedor de 1,96kW. A Tabela 3.3 dispõe as faixas operacionais das variáveis perturbadas.

Tabela 3.3: Faixas operacionais das variáveis perturbadas

<b>Variável</b>	<b>Intervalo</b>
$F_e$ (kg/s)	$0,01 \times 10^{-2}$ a $0,1 \times 10^{-2}$
$V_g$ (m <sup>3</sup> /s)	$1,8 \times 10^{-2}$ a $4,6 \times 10^{-2}$
Pot (kW)	0 a 1,96

Estas faixas de valores foram utilizadas nas simulações para obtenção do comportamento da eficiência energética.

### 3.3 – Aplicação da Análise Pinch ao sistema

Com objetivo de integrar energeticamente a corrente de saída de ar de secagem e de entrada de pasta e promover melhorias na eficiência energética os conceitos estabelecidos na Análise Pinch foram aplicados ao processo de secagem em questão. A corrente de ar de secagem na saída foi classificada como corrente quente, que necessita ou pode ser resfriada e a corrente de pasta foi classificada como corrente fria, que necessita ou pode ser aquecida. A primeira lei da termodinâmica diz que a energia total do sistema se conserva e não considera o fato de que é possível transferir calor de uma corrente quente para uma corrente fria apenas se a temperatura da corrente quente exceder a temperatura da corrente fria. De acordo com a 2<sup>a</sup> lei da termodinâmica, para se obter uma estimativa fisicamente realizável de troca térmica, uma diferença de temperatura mínima ( $\Delta T_{\min}$ ) precisa existir entre as correntes. Outros dois conceitos importantes na

aplicação da Análise Pinch são a curva composta e o diagrama de cascata. A curva composta foi construída a partir da diferença de temperatura mínima entre a corrente quente e a fria para garantir que seja cumprida a 2ª lei da termodinâmica. Para cada intervalo 'k' de variação de temperatura foi calculada a energia disponível pela equação (3.24).

$$Q_k = W_s C_{p_{gs}} \Delta T_{sk} - F_e C_{p_{pe}} \Delta T_{pek} \quad (3.24)$$

$Q_k$  representa a energia trocada entre as duas correntes para atingir a temperatura final dos intervalos de temperatura  $\Delta T_{sk}$ , para o ar de secagem e  $\Delta T_{pek}$ , para a pasta. O diagrama de cascata é utilizado para estimar custos com utilidades. Através dele pode-se estimar também o fluxo de energia entre os intervalos de temperatura. Quando a diferença entre as correntes frias e quentes atinge o  $\Delta T_{min}$ , o fluxo de energia é interrompido. Esta temperatura correspondente ao ponto onde ocorreu a interrupção da troca térmica é chamada Temperatura Pinch. Como não é mais possível transmitir a energia acumulada dos intervalos entre as correntes, então é necessário uso de utilidades. Acima da Temperatura Pinch faz-se uso de utilidades quentes, apenas; abaixo do ponto Pinch faz-se uso de utilidades frias (Franco 2000).

Para o caso aqui estudado pode-se prever que, devido ao fato da vazão de pasta ser muito pequena quando comparada com a vazão de ar de secagem, a energia contida nesta última corrente será muito maior que o necessário para elevar a temperatura da corrente de pasta. Sendo assim, a energia contida na

corrente de ar de exaustão não será aproveitada de forma eficiente e não promoverá grandes mudanças na eficiência energética.

Outra possibilidade de integração energética pode existir entre e a corrente de saída do ar de secagem e a corrente desse mesmo ar antes do aquecedor elétrico, antes de alimentar o leito de jorro. Com isso, em tese, é possível usar menos energia para aquecer o ar de alimentação e menos energia para movimentar esse ar pelo soprador.

## CAPÍTULO 4 – RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1 – Resultados da aplicação da Análise Pinch ao sistema

A Figura 4.1 mostra a curva composta e o diagrama cascata construído para o processo.

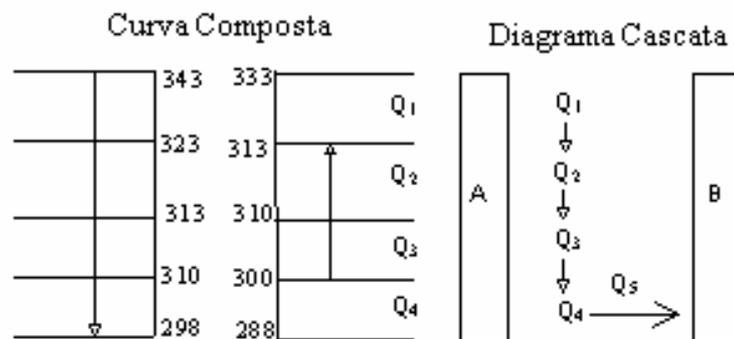


Figura 4.1: Curva Composta e Diagrama Cascata do processo de secagem de pasta em leito de jorro.

Na curva composta, a seta para baixo representa a variação da temperatura da corrente de saída do gás que inicialmente está a 343 K e após o processo de troca térmica chegará a 298 K. A seta que indica para cima representa a corrente de pasta que inicialmente está a 300 K e depois do processo de troca térmica poderá chegar a uma temperatura arbitrária de 313 K. Esta temperatura máxima limite foi considerada levando-se em conta o efeito degradante da elevação da temperatura sobre os alimentos. Em especial, no caso do ovo, o mesmo poderia iniciar o seu processo de cozimento. Cada um dos valores indicados por  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$ ,  $Q_4$  foram calculados pela equação (3.13). O resultado está disposto na Tabela 4.1.

No diagrama de cascata ‘A’ representa utilidade quente e ‘B’ representa utilidade fria. Para o processo em questão pode-se dizer que a energia disponível na corrente gasosa de saída (corrente quente) seria suficiente para elevar a temperatura da corrente fria e ainda restariam 1,16 kW de energia para serem dispostos em uma utilidade fria. Pode-se observar ainda que o sistema encontra-se acima do ponto Pinch por necessitar apenas de utilidade fria.

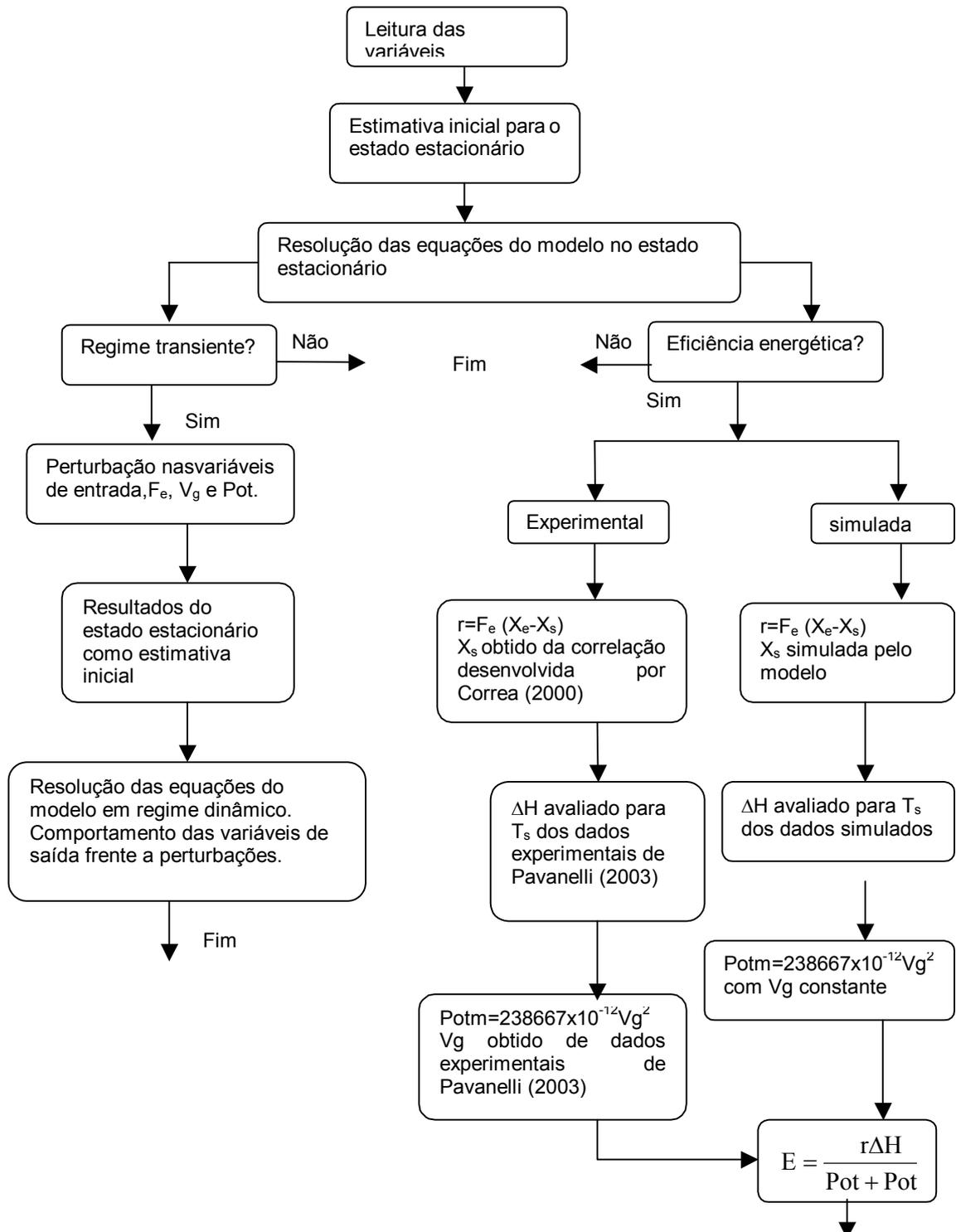
Tabela 4.1: Energia disponível em cada intervalo de temperatura

<b>intervalo</b>	<b>energia</b>
Q <sub>1</sub> (kW)	0,52
Q <sub>2</sub> (kW)	0,26
Q <sub>3</sub> (kW)	0,07
Q <sub>4</sub> (kW)	0,31
Q <sub>5</sub> =Q <sub>1</sub> +Q <sub>2</sub> +Q <sub>3</sub> +Q <sub>4</sub> (kW)	1,16

Como previsto no capítulo de Metodologia, a energia contida na corrente de ar de secagem é muito maior que a requerida para a corrente de pasta ser aquecida. Sendo assim, a integração energética entre as duas correntes não se justifica, pois a energia da corrente gasosa de saída não será bem aproveitada. Além disto, o efeito do aumento da temperatura na corrente de pasta terá, como será visto mais adiante, um efeito muito discreto sobre o processo de secagem e em particular, sobre a eficiência energética do mesmo.

## 4.2 – Simulação

O fluxograma que segue representa resume como eram feitas as simulações em regime estacionário e dinâmico e para a eficiência energética.



#### 4.2.1 - Adequação da taxa de secagem

Uma das etapas mais importantes deste trabalho foi a adequação da taxa de secagem ao modelo. Inicialmente foi proposta uma correlação empírica para o cálculo da taxa de secagem que foi descrita no item 3.1 (equação 3.14). A correlação estimava a área de troca de massa como a soma das áreas superficiais de todas as partículas inertes presentes no leito. Contudo esta correlação superestimava os valores da taxa de secagem.

Foram calculadas também taxas de secagem experimentais. Uma medida a diferença entre a quantidade de água que entra com a pasta e a que sai com o material seco e outra que quantifica a diferença entre a umidade do ar que entra no secador e a umidade do ar na corrente gasosa de saída.

A equação de taxa de secagem sugerida por Oliveira *et al* (1994) também foi avaliada e o resultado foi comparado com as demais taxas de secagem testadas.

A Tabela 4.2 apresenta os valores para as taxas de secagem testadas sob as seguintes condições: potência de aquecimento de 1,5kW; vazão de alimentação da pasta de  $1,5 \times 10^{-3}$  kg/s e vazão volumétrica de ar de secagem de  $0,022 \text{m}^3/\text{s}$ .

Tabela 4.2: Valores da taxa de secagem em estado estacionário para  $F_e=1,5 \times 10^{-4}$  kg/s,  $V_g=0,022$  m<sup>3</sup>/s e Pot=1,5kW

<b>equação</b>	<b>Taxa de secagem (kg/s)</b>
$r = U_m A_p (Y_p - Y_s)$ (3.14)	$6,30 \times 10^{-4}$
Fe (X <sub>e</sub> -X <sub>s</sub> ) (3.9)	$1,17 \times 10^{-4}$
We (Y <sub>s</sub> -Y <sub>e</sub> ) (3.22)	$4,20 \times 10^{-4}$
$mv_T = \frac{W_g Cp_g (T_{ge} - T_s)}{\bar{\lambda}}$ (3.23) Oliveira et al. (1994)	$4,28 \times 10^{-4}$

A equação para o cálculo da taxa de secagem que mais se adequou ao modelo foi a equação (3.9) mostrada na Tabela 4.2. Ela se adequou mais do que as outras no sentido de os resultados experimentais terem sido melhor representados pelas simulações quando essa equação (3.9) foi utilizada. A equação escolhida para o cálculo da taxa de secagem foi apresentada juntamente com as demais equações do modelo no Capítulo 3, na seção 3.1. A desvantagem de se usar esta equação está no fato de não se ter dados experimentais disponíveis da fração mássica de água no sólido para serem comparados com os valores simulados.

#### 4.2.2 - Ajuste dos coeficientes globais de transferência de calor.

Os coeficientes globais de transferência de calor entre o aquecedor e o ar e entre o secador e o ar utilizados no modelo foram ajustados com o propósito de conduzir os resultados simulados o mais próximo possível de seus semelhantes experimentais. A Tabela 4.3 mostra os valores encontrados no ajuste e valores similares encontrados na literatura.

Tabela 4.3: Coeficientes globais de troca térmica utilizados.

<b>Coeficiente global de troca térmica entre secador e ar (kW/Km<sup>2</sup>)</b>		<b>Coeficiente global de troca térmica entre aquecedor e ar (kW/Km<sup>2</sup>)</b>	
<b>Valor adotado</b>	<b>literatura</b>	<b>Valor adotado</b>	<b>literatura</b>
1,9x10 <sup>-2</sup>	0,64x10 <sup>-2</sup> (Chatterjee <i>et al.</i> , 1983)	1,4x10 <sup>-2</sup>	0,35x10 <sup>-2</sup> a 2,3x10 <sup>-2</sup> (Bird <i>et al.</i> , 1960)
	0,35x10 <sup>-2</sup> a 2,3x10 <sup>-2</sup> (Bird <i>et al.</i> , 1960).		

Além dos coeficientes de transferência de calor, as capacidades térmicas de armazenamento de energia do aquecedor (MCpaq) e do leito de jorro (MCpj) também foram estimados com o mesmo propósito dos coeficientes de troca térmica.

Tabela 4.4: Capacidade térmica utilizada para o secador e o aquecedor.

<b>Capacidade térmica de armazenamento de energia (kW/K)</b>	
<b>secador (MCpj)</b>	<b>Aquecedor (Mcpaq)</b>
29,00	10,32

Escolhida a equação da taxa de secagem e com os ajustes realizados em alguns parâmetros físicos do modelo foi possível simular o comportamento do sistema em estado estacionário e dinâmico como mostrado a seguir.

#### 4.2.1 - Regime estacionário.

Os resultados obtidos na simulação em regime estacionário estão dispostos na Tabela 4.2, juntamente com dados experimentais para efeito de comparação. As simulações estacionárias são importantes na análise da eficiência térmica para a determinação de condições operacionais ótimas baseadas em uma eficiência térmica a maior possível.

De acordo com o que era esperado fisicamente, ao diminuir a potência de aquecimento, a temperatura de entrada de ar no jorro  $T_{ge}$  é reduzida,  $T_s$  também diminui, a quantidade de água evaporada diminui e, conseqüentemente, a fração de água presente no ar de exaustão ( $Y_s$ ) também é reduzida.

Tabela 4.5: Resultados da simulação em regime estacionário:  $F_e=1,5 \times 10^{-4}$  kg/s e  $V_g=0,022m^3/s$

	Degrau negativo			Degrau positivo		
	inicial	exp	sim	inicial	exp	Sim
<b>Pot (kW)</b>	1,5	1,3	1,3	1,5	1,7	1,7
<b><math>T_{ge}</math> (K)</b>	361	357	355	360	367	367
<b><math>T_s</math> (K)</b>	342	340	338	341	345	347
<b><math>Y_s(-)</math></b>	0,0154	0,0153	0,0175	0,0159	0,0162	0,0175

Analogamente, quando a potência de aquecimento é aumentada,  $T_{ge}$  e  $T_s$  aumentam, a evaporação aumenta e  $Y_s$  também aumenta. Com relação aos valores simulados observa-se uma concordância com os resultados experimentais no que diz respeito às temperaturas medidas na saída do aquecedor (e entrada do leito),  $T_{ge}$ , e na saída do leito  $T_s$ . No entanto com relação à fração mássica de água ( $Y_s$ ) pode-se observar que a variação na potência de aquecimento tem pouca influência na variação da umidade do ar na saída do secador. Observação semelhante foi

obtida por Corrêa (2000). O desvio médio padrão dos dados experimentais em estado estacionário para a perturbação degrau negativa foi de 0,13K para  $T_s$ , 0,18K para  $T_{ge}$  e  $3 \cdot 10^{-4}$  para  $Y_s$ . Para a perturbação degrau positiva, o desvio médio padrão dos dados experimentais em estado estacionário de  $T_s$  foi de 0,18K, de  $T_{ge}$  foi de 0,17 e de  $Y_s$  foi de  $4 \cdot 10^{-4}$ . Entende-se por desvio médio padrão o desvio das medidas realizadas em relação ao valor estacionário médio em operação estacionária. É o erro de medida.

#### *4.2.2 - Regime dinâmico*

Neste trabalho as simulações dinâmicas foram importantes para verificar quanto os resultados previstos pelo modelo proposto se aproximam do real dinamicamente. Cabe lembrar que, futuramente, esse modelo será usado para o estudo do controle desse sistema. Os resultados das simulações feitas para o degrau negativo e positivo na potência de aquecimento estão apresentados nas Figuras 4.2, 4.3, 4.4 e 4.5. Observa-se que, dada a perturbação positiva na potência de aquecimento de 1,5kW para 1,7kW, a temperatura do ar na entrada e na saída do leito aumenta com o decorrer do tempo, como pode ser observado nas Figuras 4.2 e 4.3.

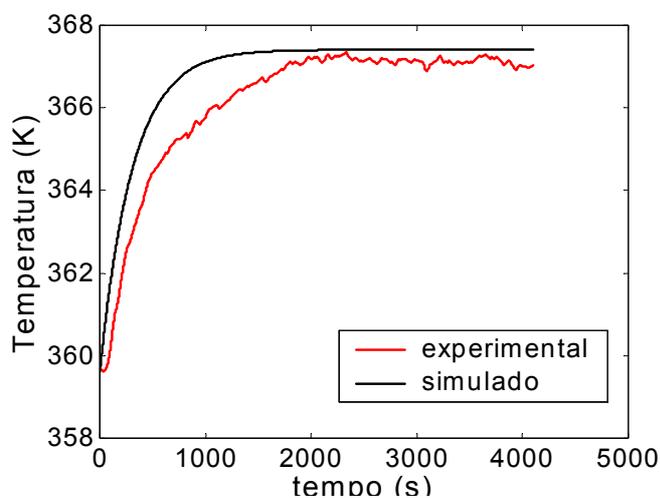


Figura 4.2: Comportamento da temperatura do ar de secagem na entrada do leito para uma perturbação degrau positivo na potência de aquecimento de 1,5kW para 1,7 kW, com  $F_e=1,5 \times 10^{-4}$  kg/s e  $V_g=0,022$  m<sup>3</sup>/s.

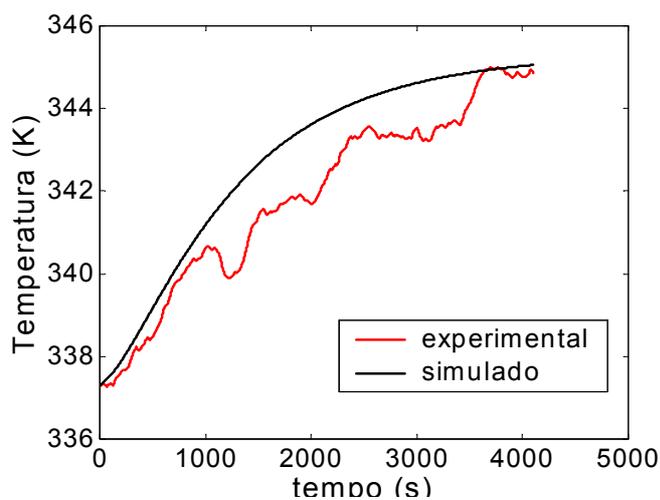


Figura 4.3: Comportamento da temperatura do ar de secagem na saída do leito para uma perturbação degrau positivo na potência de aquecimento de 1,5kW para 1,7 kW, com  $F_e=1,5 \times 10^{-4}$  kg/s e  $V_g=0,022$  m<sup>3</sup>/s.

Na Figura 4.4, observa-se que com a perturbação negativa em Pot, o ar de secagem sofre redução de sua temperatura e na Figura 4.5, observa-se que, devido ao fato da estrutura metálica do secador se encontrar ainda aquecida após a redução na potência de aquecimento, a temperatura de saída demora um pouco mais para sentir os efeitos da diminuição da potência, já que a estrutura metálica aquecida

continua fornecendo calor à corrente gasosa. Ocorre a chamada resposta inversa.

Vale destacar que o modelo dinâmico proposto conseguiu observar tal fenômeno.

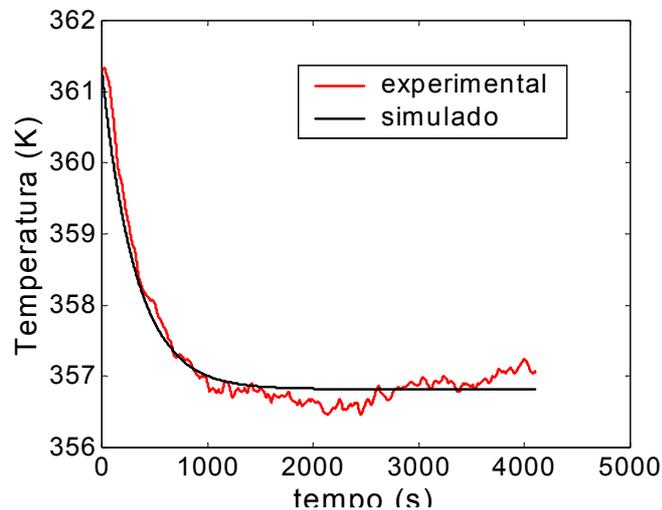


Figura 4.4: Comportamento da temperatura do ar de secagem na entrada do leito para uma perturbação degrau negativa na potência de aquecimento de 1,5 para 1,3 kW, com  $F_e=1,5 \times 10^{-4}$  kg/s e  $V_g=0,022 \text{ m}^3/\text{s}$ .

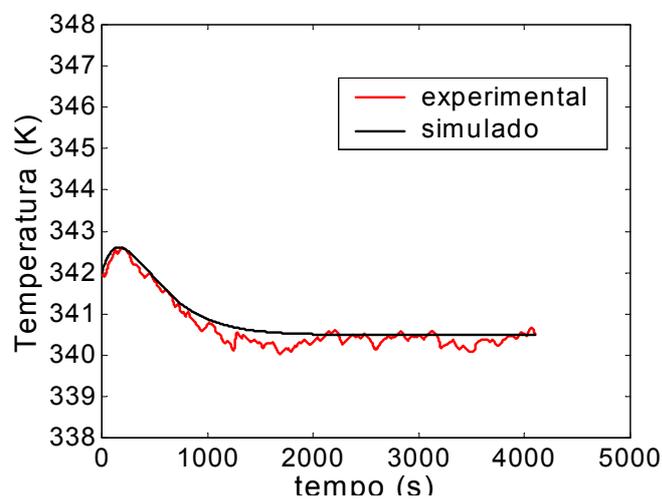


Figura 4.5: Comportamento da temperatura do ar de secagem na saída do leito para uma perturbação degrau negativa na potência de aquecimento de 1,5 para 1,3 kW, com  $F_e=1,5 \times 10^{-4}$  kg/s e  $V_g=0,022 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Para ambas simulações, estacionária e dinâmica, a comparação entre os resultados obtidos nos experimentos e nas simulações permite concluir que o modelo escolhido representa o comportamento térmico do processo satisfatoriamente.

Quanto ao comportamento do processo na transporte de massa, as perturbações realizadas anteriormente não são adequadas para essa análise, já que o efeito da potência de aquecimento, na fração mássica de água, presente no gás é muito pequena. As Figuras 4.6 e 4.7 mostram o comportamento da umidade do ar na saída do secador frente à perturbação negativa e positiva na vazão de pasta,  $F_e$ . Observa-se na Figura 4.6 que para uma perturbação degrau na vazão de pasta a umidade do ar que sai do secador aumenta para potência de aquecimento e vazão de ar constantes.

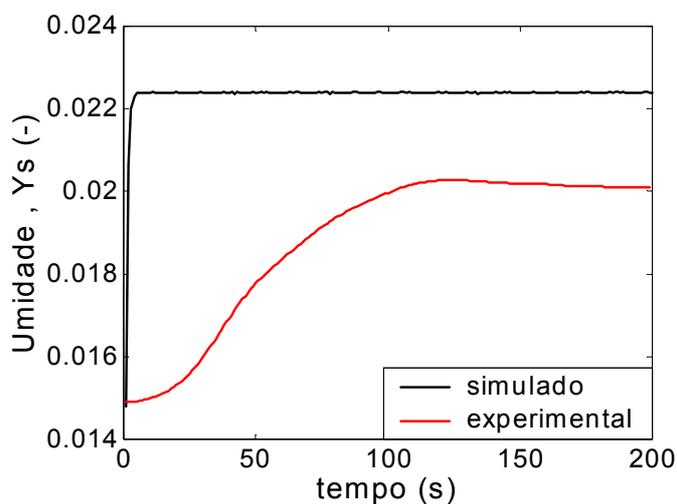


Figura 4.6: Comportamento da umidade ar de secagem na saída do leito para uma perturbação degrau positiva na vazão de pasta de  $1,5 \times 10^{-4}$  kg/s para  $3,5 \times 10^{-4}$  com  $V_g = 0,022 \text{ m}^3/\text{s}$  e  $\text{Pot} = 1.5 \text{ kW}$ .

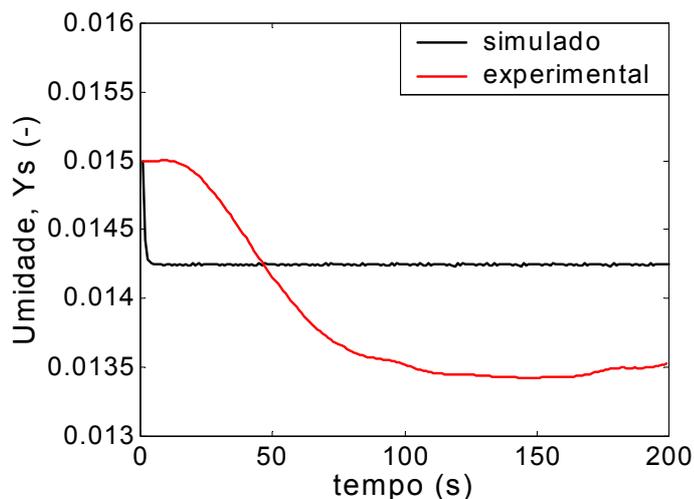


Figura 4.7: Comportamento da umidade ar de secagem na saída do leito para uma perturbação degrau negativa na vazão de pasta de  $1,5 \times 10^{-4}$  kg/s para  $1,0 \times 10^{-4}$  com  $V_g = 0,022 \text{ m}^3/\text{s}$  e  $\text{Pot} = 1.5 \text{ kW}$ .

Por outro lado, se for diminuída a vazão de pasta e mantida a potência de aquecimento do aquecedor constante a umidade do ar que deixa o secador diminui.

Pode-se observar que a resposta do modelo ao degrau é muito rápida quando comparada com a resposta dos dados experimentais. Para uma melhor representação do processo, seria necessário ajustar os parâmetros relacionados à capacidade de pasta e gás dentro do secador.

### 4.3 - Eficiência Energética de secagem

A eficiência energética, nas simulações seguintes, foi avaliada de acordo com a equação (3.11).

$$E = \frac{r\Delta H}{\text{Pot} + \text{Potm}} \quad (3.11)$$

#### 4.3.1: Eficiência energética ao longo do tempo

A exemplo do estudo realizado por Kudra em 1998 a eficiência energética da operação ao longo do tempo foi analisada para o secador leito de jorro.

As Figuras 4.8 e 4.9 mostram a eficiência energética variando ao longo do tempo para uma perturbação degrau positiva e negativa, respectivamente, na potência de aquecimento.

O eixo da abscissa nas curvas inicia em um tempo menor que zero para que seja possível mostrar o degrau na curva simulada. Na curva simulada o degrau tem resposta muito rápida (degrau perfeito).

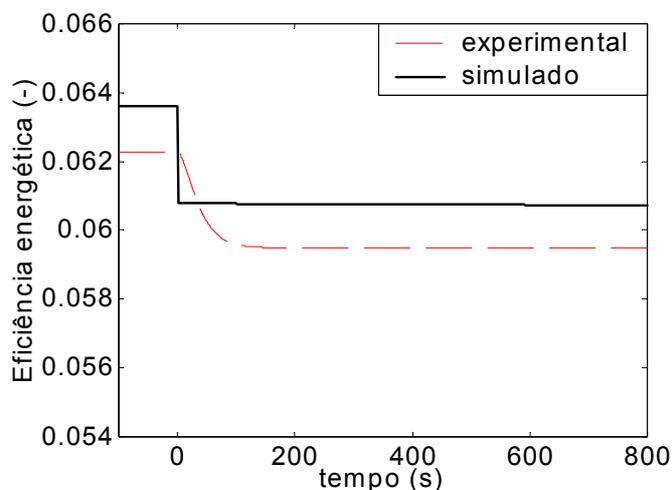


Figura 4.8: Comportamento da eficiência energética ao longo do tempo para um degrau positivo na potência de aquecimento de 1,5 kW para 1,7 kW.

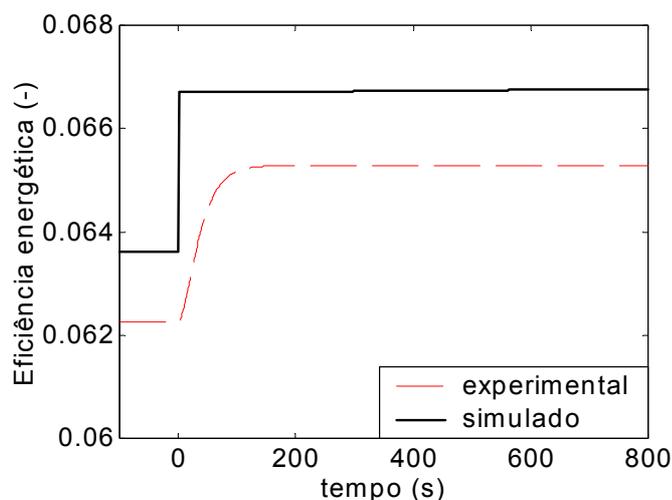


Figura 4.9: Comportamento de eficiência energética ao longo do tempo para um degrau negativo na potência de aquecimento de 1,5kW para 1,3 kW.

Em ambas as figuras o tempo inicial (zero) corresponde ao momento em que foi aplicado o degrau na potência de aquecimento, tanto para a curva experimental quanto para a curva simulada. Cabe ressaltar que a variação provocada pelo degrau tanto na curva simulada quanto na experimental é de cerca de 0,003, isto é 0,3%, mostrando que a variação na eficiência energética frente a uma perturbação degrau na potência de aquecimento é pequena para as condições experimentais vigentes.

Observa-se na Figura 4.8 que, para uma perturbação positiva na potência de aquecimento, a eficiência energética diminui ao longo do tempo até atingir um valor estável. Analogamente, observa-se na Figura 4.9 que, para uma perturbação negativa na potência de aquecimento a eficiência energética aumenta. Tal comportamento já era esperado, já que Pot contribui inversamente ao comportamento da eficiência energética.

Maiores valores da eficiência energética experimental foram notadas aplicando-se uma perturbação na vazão de pasta, cujo resultado é um aumento da

taxa de secagem e de acordo com a equação (3.11), aumento na eficiência energética. A Figura 4.10 mostra a eficiência energética ao longo do tempo para uma mudança na vazão de pasta de  $1,5 \times 10^{-4}$  para  $3,5 \times 10^{-4}$  kg/s.

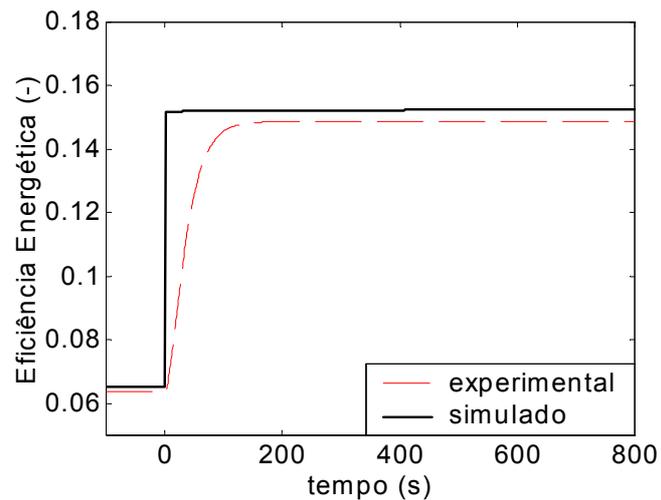


Figura 4.10: Comportamento de eficiência energética ao longo do tempo para um degrau positivo na vazão de pasta de  $1,5 \times 10^{-4}$  kg/s para  $3,5 \times 10^{-4}$  kg/s.

Para um degrau negativo na vazão de pasta, a taxa de secagem diminui e a eficiência energética também. Comparando as figuras 4.10 e 4.11 observa-se que nesta última o degrau foi de amplitude menor e a eficiência energética teve menor variação.

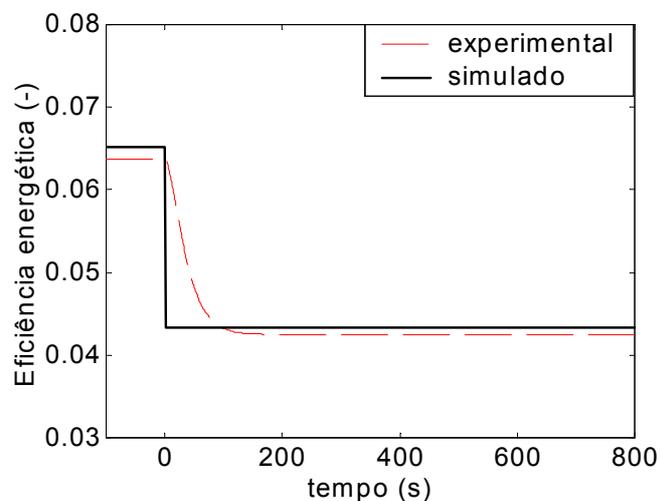


Figura 4.11: Comportamento de eficiência energética ao longo do tempo para um degrau negativo na vazão de pasta de  $1,5 \times 10^{-4}$  kg/s para  $1,0 \times 10^{-4}$  kg/s.

Na Figura 4.12 observa-se que para um degrau positivo na vazão de ar de secagem, a eficiência energética diminui devido ao aumento provocado na potência mecânica do soprador de acordo com a equação (3.12) e que conseqüentemente, diminui a eficiência energética. Da mesma forma que a potência de aquecimento, a potência mecânica do soprador e, por conseguinte,  $V_g$  contribui inversamente ao comportamento da eficiência energética.

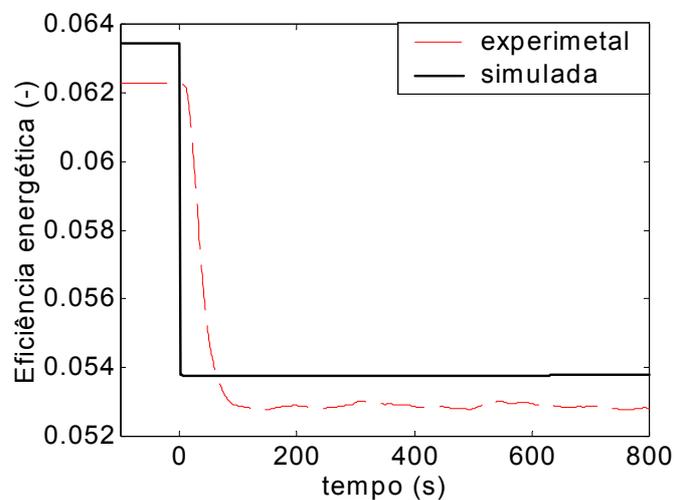


Figura 4.12: Comportamento de eficiência energética ao longo do tempo para um degrau positivo na vazão de ar de  $0,022 \text{ m}^3/\text{s}$  para  $0,024 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Observa-se na Figura 4.13, que para um degrau negativo na vazão de ar de secagem, a eficiência energética aumenta devido à diminuição provocado na potência mecânica do soprador de acordo com a equação (3.12) e que conseqüentemente, aumenta a eficiência energética.

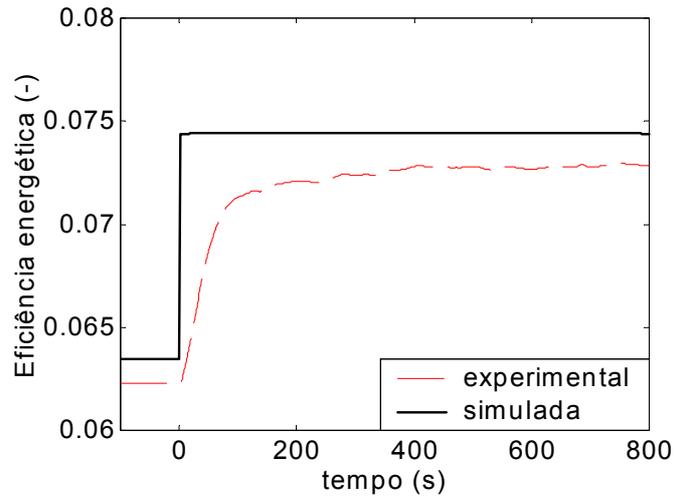


Figura 4.13: Comportamento de eficiência energética ao longo do tempo para um degrau negativo na vazão de ar de  $0,022 \text{ m}^3/\text{s}$  para  $0,019 \text{ m}^3/\text{s}$ .

#### 4.3.2 - Comportamento da eficiência energética experimental em função das variáveis perturbadas, $V_g$ , $F_e$ e $Pot$ .

A Figura 4.14 compara a eficiência energética experimental com a simulada para os estados estacionários, antes e depois de serem aplicados os degraus positivo e negativo na potência de aquecimento,  $Pot$ .

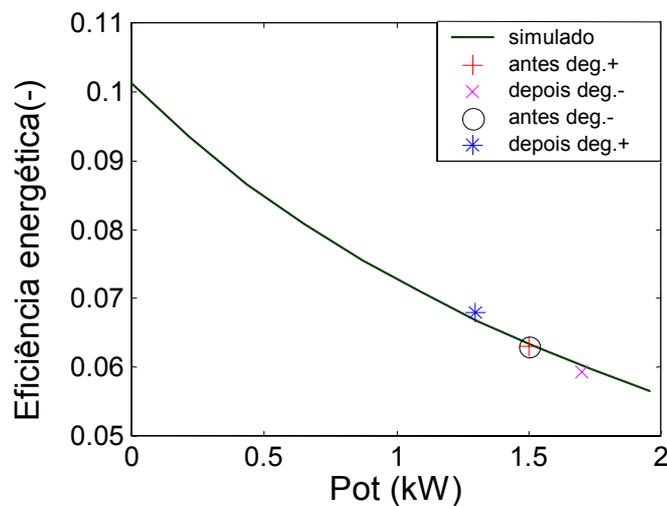


Figura 4.14: Eficiência energética experimental antes e depois dos degraus positivo e negativo  $Pot=1,3\text{kW}$  (degrau negativo) e  $Pot =1,7\text{kW}$  (degrau positivo) para  $V_g=0,022 \text{ m}^3/\text{s}$  e  $F_e=1,5 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$

Pode-se observar que como previsto pela equação (3.11), a eficiência é favorecida pela diminuição da potência de aquecimento. Os pontos que representam a eficiência energética antes do degrau coincidem, pois o degrau era dado depois que o sistema entrava em regime permanente na potência de 1,5 kW.

Observa-se na Figura 4.15, o comportamento da eficiência energética experimental e simulada para os estados estacionários, antes e depois de serem aplicados os degraus positivo e negativo na vazão de pasta,  $F_e$ .

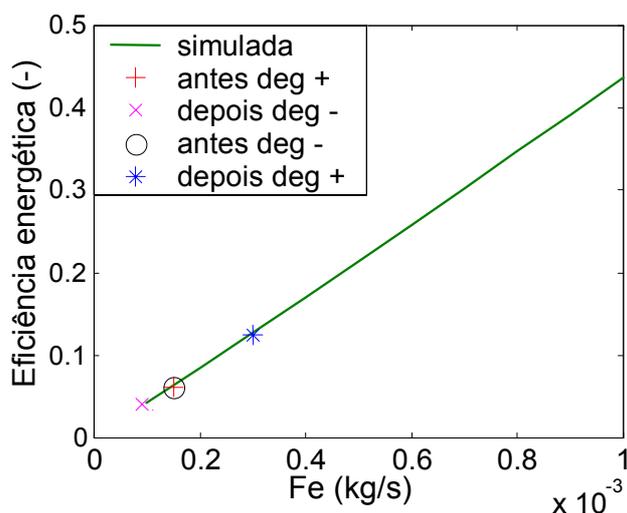


Figura 4.15: Eficiência energética experimental antes e depois dos degraus positivo e negativo  $F_e=1,0 \times 10^{-4}$  kg/s (degrau negativo) e  $F_e=3,0 \times 10^{-4}$  kg/s (degrau positivo) para  $V_g=0,022$  m<sup>3</sup>/s e Pot=1,5kW

Como previsto pela equação (3.11), a eficiência energética é favorecida pelo aumento da vazão de pasta, pois o incremento desta variável aumenta a taxa de secagem de acordo com a equação (3.9). Os pontos que representam a eficiência antes do degrau coincidem, pois, o degrau era dado depois que o sistema entrava em regime permanente com uma vazão de  $1,5 \times 10^{-4}$  kg/s.

A Figura 4.16 mostra a eficiência energética experimental para um degrau na vazão de ar,  $V_g$ . De acordo com a equação 3.12 a potência mecânica do soprador

aumenta com o aumento de  $V_g$  e, conseqüentemente, a eficiência energética diminui.

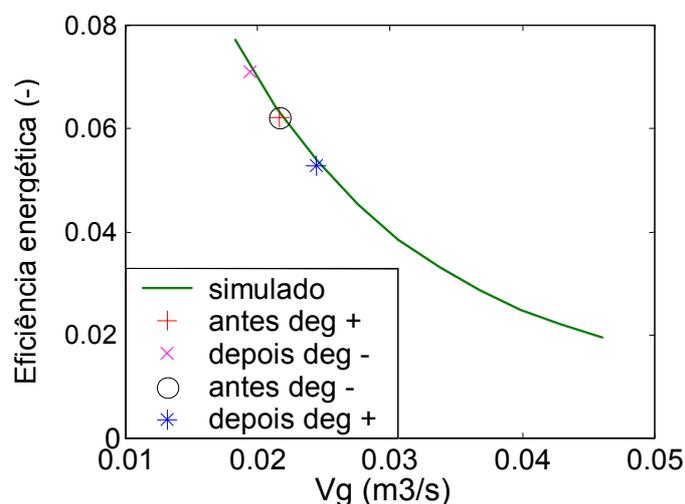


Figura 4.16: Eficiência energética experimental antes e depois dos degraus positivo e negativo  $V_g=0,019\text{m}^3/\text{s}$  (degrau negativo) e  $V_g=0,024\text{m}^3/\text{s}$  (degrau positivo) para  $Fe=1,5 \times 10^{-4} \text{ kg/s}$  e  $Pot=1,5\text{kW}$ .

Como se pode observar, as curvas simuladas se aproximam bastante dos dados experimentais nas condições operacionais testadas.

#### 4.3.3 - Comportamento da eficiência energética para vazão de ar de secagem ( $V_g$ ) constante.

Os cálculos realizados empregando-se os conceitos da Análise Pinch sugeriram que a energia contida na corrente gasosa de saída era suficiente para aquecer a corrente de pasta até 40°C. Foram feitas simulações para a temperatura da corrente de alimentação de pasta indo de 27°C para 40°C. Os resultados obtidos na simulação da eficiência energética para uma vazão de gás igual a 0,022m<sup>3</sup>/s, estão relacionados nas Figuras 4.17 e 4.18. Analisando as Figuras 4.17 e 4.18, observa-se que a eficiência energética de secagem é favorecida pela diminuição da

potência de aquecimento do ar e pelo aumento na vazão de alimentação de pasta, pois para uma potência de aquecimento fixa e aumentando-se a vazão de pasta, a temperatura do gás no interior do leito diminui. Este fato implica no aumento do calor latente de vaporização da água e, de acordo com a equação (3.11), a eficiência energética aumenta. Outra consequência do aumento da vazão de pasta é o aumento da taxa de secagem, o que também favorece a eficiência energética, como pode ser observado na equação (3.11).

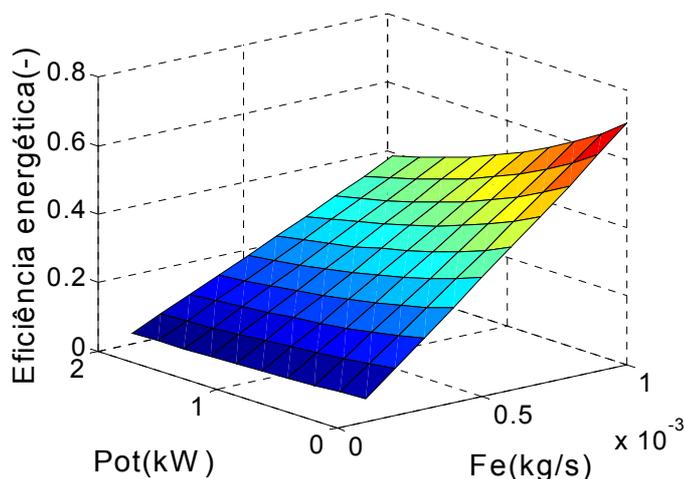


Figura 4.17: Comportamento da eficiência energética para vazão de gás de  $0,022\text{m}^3/\text{s}$  e temperatura de entrada da pasta de  $27^\circ\text{C}$ .

Por outro lado, para uma vazão de pasta fixa, o aumento na potência de aquecimento aumenta a temperatura do interior do secador diminuindo o calor latente de vaporização, implicando, assim, na diminuição da eficiência energética. O aumento na temperatura de entrada da pasta não apresenta influência significativa na eficiência energética para as condições de operação estudadas, como pode ser observado ao comparar as Figuras 4.17 e 4.18. Para a pasta entrando a  $300\text{ K}$ , a temperatura interna do jorro ( $T_s$ ) é de  $342\text{ K}$ , implicando em um calor latente de vaporização ( $\Delta H$ ) de  $2335\text{ kJ/kg}$ . Por outro lado, para a pasta entrando a

uma temperatura de 313 K, a temperatura interna do jorro não sofre mudança importante e o calor latente de vaporização também não. Portanto, o produto  $r\Delta H$  (energia necessária à secagem) permanecerá praticamente inalterado.

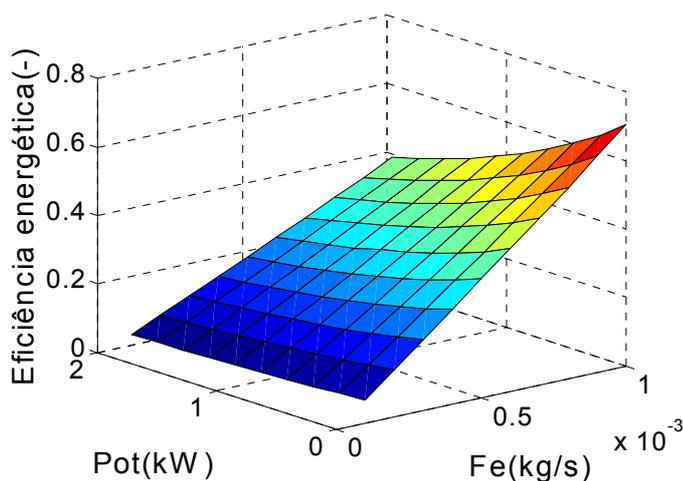


Figura 4.18: Comportamento da eficiência energética para vazão de gás de 0,022 m<sup>3</sup>/s e temperatura de entrada da pasta de 40°C

A eficiência máxima alcançada foi de 0,70 para os dois casos. Assim, a mudança no calor latente de evaporação, provocada pelo aumento da temperatura de entrada da pasta não é suficiente para provocar alterações significativas no comportamento da eficiência energética. A vazão de pasta comparada à vazão de ar é muito pequena e o aquecimento da pasta não é significativo para promover melhorias na eficiência energética. Por esse motivo, as simulações feitas para  $F_e$  fixo para as duas temperaturas de entrada da pasta coincidem. Da mesma forma que as simulações feitas para Pot fixo para as duas temperaturas de entrada da pasta também coincidem entre si.

4.3.4 - *Comportamento da eficiência energética para vazão de pasta ( $F_e$ ) constante.*

Os resultados da simulação para uma vazão de pasta de  $1,5 \times 10^{-4}$  kg/s está mostrado na Figura 4.19.

A superfície traçada para vazão de pasta de  $1,5 \times 10^{-4}$  kg/s, Figura 4.19, apresentou eficiências energéticas menores, quando comparadas ao caso anterior. Isto é explicado pelo fato de que, para um valor fixo da potência de aquecimento, ao promover um aumento na vazão de ar de secagem, a potência mecânica do soprador aumenta, diminuindo a eficiência energética.

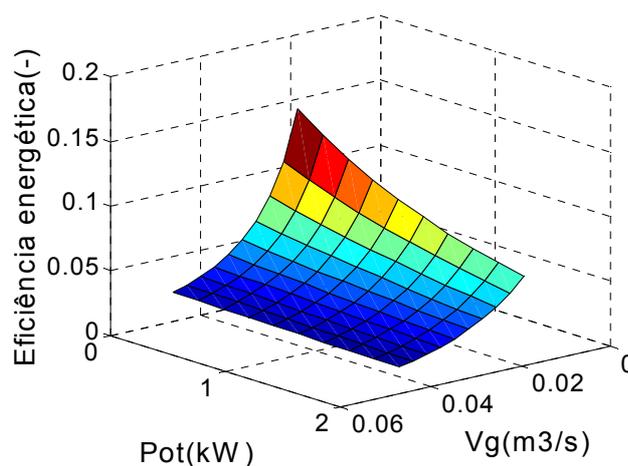


Figura 4.19: Comportamento da eficiência energética como função de Pot e  $V_g$  para vazão de pasta fixa de  $1,5 \times 10^{-4}$  kg/s.

Para valores fixos de vazão de ar de secagem, o aumento na potência de aquecimento promove aumento na temperatura do leito, diminuindo o valor do calor latente de vaporização, provocando a queda da eficiência energética, como pode ser constatado pela equação (3.11). A eficiência máxima para estas condições foi de 0,14, aproximadamente.

4.3.5 - Comportamento da eficiência energética para potência de aquecimento (Pot) constante.

O resultado da simulação para uma potência de 1,5 kW está mostrado na Figura 4.20.

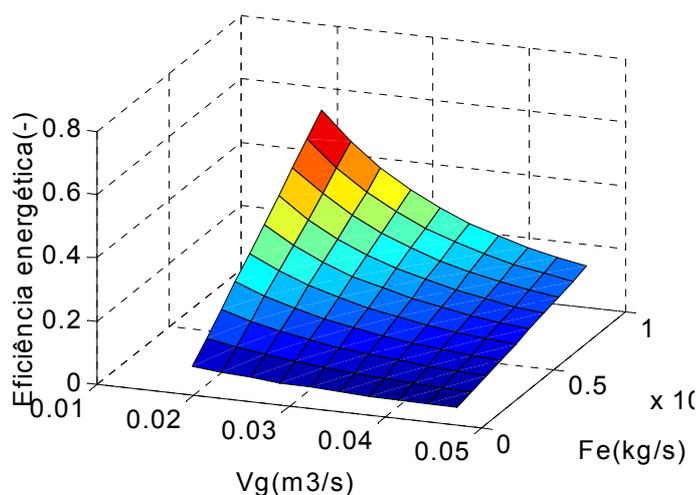


Figura 4.20: Comportamento da eficiência energética como função de  $F_e$  e  $V_g$  para potência de 1,5 kW.

De acordo com a Figura 4.20, observou-se que para maiores vazões de pastas e menores vazões de ar de secagem, a eficiência energética aumenta. Segundo a equação (3.11), com o aumento da vazão de pasta, a temperatura interna do leito diminui, aumentando assim o calor latente de vaporização. Para o aumento de  $V_g$ , observa-se a diminuição da eficiência energética, pois  $V_g$  é diretamente proporcional à potência do soprador e inversamente proporcional à eficiência energética. Nesta situação a eficiência máxima alcançada foi de 0,54, aproximadamente.

#### 4.3.5.1- Outra forma de se medir a eficiência energética

De acordo com a equação (2.4) sugerida por Grabowski *et al* (2002), foi realizada uma simulação do comportamento da eficiência energética para condição a de potência de aquecimento constante, como mostra a Figura 4.21.

$$E = \frac{T_{ge} - T_s}{T_{ge} - T_{amb}} \quad (2.4)$$

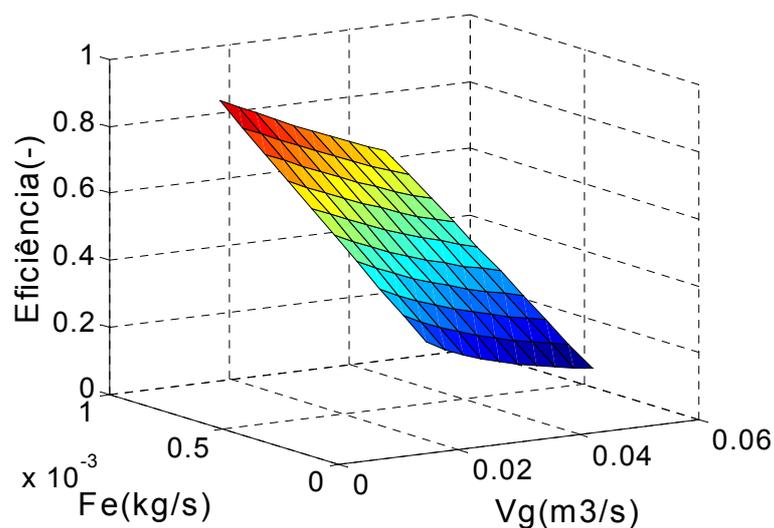


Figura 4.21: Comportamento da eficiência energética sugerida por Grabowski *et al.* (2002)

Pode-se observar que para maiores diferenças entre as temperaturas de entrada e saída do secador maior será a eficiência energética. Por outro lado, quanto maior a diferença entre as temperaturas de entrada no leito e a temperatura ambiente menor será a eficiência energética.

O objetivo desse item foi mostrar que definições diferentes para a eficiência energética podem ocasionar interpretações equivocadas quanto ao valor atingido por ela, como pode ser observado ao comparar as Figuras 4.20 e 4.21. Até

mesmo as superfícies representadas nas Figuras 4.20 e 4.21 apresentam formas diferentes, para o mesmo sistema de secagem. Entretanto, a física do problema, aqui indicada pelo comportamento da eficiência energética frente a variação em  $F_e$  e  $V_g$  (com Pot constante) permanece descrita de forma semelhante para as duas definições de eficiência energética, como não poderia deixar de ocorrer.

#### *4.3.6 - Eficiência energética e a recirculação do ar na saída do secador.*

Para estimar o efeito da recirculação do ar de exaustão considerou-se uma situação ideal. Foram adotadas duas hipóteses: a) não houve perdas energéticas no caminho percorrido pelo ar até a entrada do aquecedor e; b) no processo de desumidificação do ar não houve condensação; portanto, o ar chega à entrada do aquecedor à mesma temperatura com que saiu do secador.

Sob estas condições, foi verificado que, recirculando 2/3 do ar de secagem e utilizando a equação (3.13) no balanço de energia do jorro, a potência de aquecimento necessária para manter as condições de entrada do ar de secagem no secador era de 1,3 kW. Com essa potência e admitindo 2/3 de ar de exaustão recirculado observou-se que a eficiência energética aumenta. A Figura 4.22 mostra o incremento na eficiência energética resultante da redução da potência de aquecimento. Para avaliar a eficiência energética foi utilizada a equação 3.11.

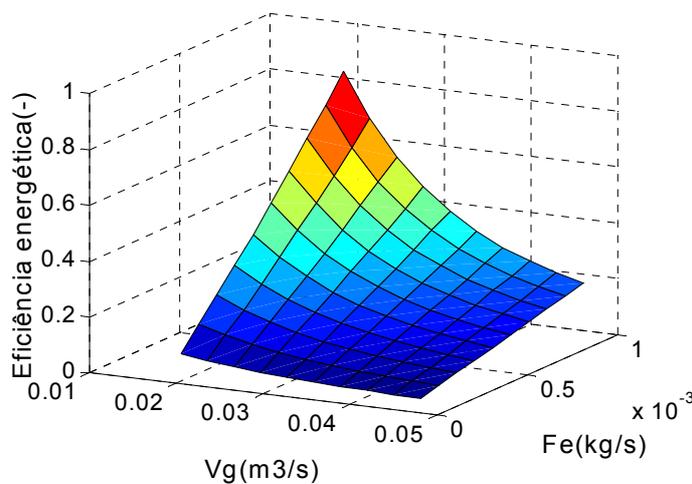


Figura 4.22: Comportamento da eficiência energética em função de  $F_e$  e  $V_g$  para potência de 1,3kW, com recirculação do ar na saída na razão 2:3.

Comparando as Figuras 4.20 e 4.22 observa-se um comportamento semelhante entre as curvas e um incremento na eficiência energética máxima de aproximadamente 54% para 80%, aproximadamente.

A potência de aquecimento foi reduzida em 13,5% e a eficiência energética máxima aumentou mais de 20%. Em 1994 o setor industrial de papel no Reino Unido consumiu em média de  $35.250 \times 10^{12}$  kWh de energia (Gilmour *et al.*, 1998). Supondo que a eficiência energética máxima dessa indústria fosse de 54%,  $18.954 \times 10^{12}$  kWh teriam sido desperdiçados. Um incremento de 20% na eficiência energética máxima desse processo resultaria, em uma economia de  $4.854 \times 10^{12}$  kWh por mês.

Contudo, é necessário observar que, na prática, a recirculação da corrente de ar de secagem não é tarefa simples, exigindo no caso em particular do secador leito de jorro, a filtragem do ar de exaustão para remoção das partículas finas. As hipóteses simplificadoras aqui adotadas não se aproximam da prática, e portanto, a simulação realizada serve apenas para dar idéia da quantidade de energia que pode ser melhor aproveitada e o impacto sobre a operação eficiente do processo, aqui

analisado em termos da eficiência energética do mesmo.

## CAPÍTULO 5 – CONCLUSÕES

O modelo proposto para estudar o comportamento estacionário e dinâmico do leito de jorro na secagem de uma pasta mostrou ser representativo do processo, para as condições operacionais investigadas.

A eficiência energética, como definida pela equação (3.11), é favorecida para maiores vazões de pastas e desfavorecida para maiores vazões de ar de secagem e para maiores potências de aquecimento. Contudo, a condução da secagem em leito de jorro nas condições de vazão de pasta, ar de secagem e potência de aquecimento ‘ótimas’ fatalmente levaria à extinção do jorro.

Dentre as variáveis manipuladas, a vazão de pasta ( $F_e$ ) foi a variável que mais influenciou o comportamento da eficiência energética, para as condições estudadas em um secador leito de jorro.

Fazer uso da equação (3.11) é vantajoso, pois os termos presentes nesta equação estão explícitos, facilitando, assim, a análise da influência dos mesmos na eficiência energética.

O aumento na temperatura de entrada da pasta não teve influência na eficiência energética, pois a temperatura do leito não sofreu modificações com o aumento da temperatura da pasta devido ao fato de a quantidade de pasta ser muito pequena quando comparada à quantidade de ar de secagem alimentado. Como consequência, o calor latente de vaporização não apresentou nenhuma alteração significativa e a eficiência energética também não.

A recirculação da corrente de gás de exaustão, para casos ideais, pode promover aumento na eficiência energética da secagem de pastas em leito de jorro.

## CAPÍTULO 6 – SUGESTÕES

Aqui são apresentadas algumas sugestões para a complementação futura deste trabalho:

- aplicar a Análise Pinch para o processo de secagem, integrado com outras operações unitárias, dentro de uma planta;

- avaliar a eficiência energética por meio de outras equações para efeito de comparação.

- testar outro modelo matemático e comparar os resultados;

- modificar a estrutura do aparato experimental recirculando o ar de exaustão e coletar dados experimentais. Simular a eficiência energética para essa configuração sem desprezar perdas térmicas.

## CAPÍTULO 7 – REFERÊNCIAS

- ABARCA, A. Modelagem, Simulação e Verificação Experimental da Secagem de Pastas em Leito de jorro. São Carlos, SP, PPG-EQ/UFSCar, 2001, 110p. (Dissertação de Mestrado)
- ASHWORTH, J.C. Short Course on Industrial Drying. Department of Chemical Engineering, MCGILL UNIVERSITY, Montreal, Quebec, Canadá, July 31 - August 02, 1978 p.15-33.
- BACELOS, M. S., SPITZNER NETO, P. I. SILVEIRA, A. M., FREIRE, J.T. “Analysis of draying of pastes in Spouted Beds. Drying 2004. Proceedings of the 14<sup>th</sup> International Drying Simposium (IDS 2004). São Paulo, Brasil. Vol C. p 1537-1544.
- BAKER, C. G .J. Energy Consumption of Continuous Well-Mixed Fluidized Bed Dryers. In: MUNJUNDAR, A. Dying’98. New York, USA, Hemisphere, Public Co., vol. A, p.440-447.1998.
- BARRET, N., FANNE, A., “Drying liquid materials in a spouted bed” Drying’89. New York, USA, Hemisphere, Public Co, p. 415-420, 1989.
- BIRD, R. B., STEWART, W. E., LIGTHFOOT, E.N., Transport Phenomena. Wiley International Edition. New York, 1960.
- CHATTERJEE, A., ADUSUMIL R. S. S., DESHMUKH, A.V. “Wall-to-Bed transfer Characteristics of Spouted-Fluid Beds” Can. J. Chem. Eng. Vol 61. 1983. p. 390-396.
- CORRÊA, N.A. Controle de Secagem de Pastas em Leito de jorro. São Carlos, SP, PPG-EQUAÇÃO/UFSCar, 2000, 201p. (Tese de Doutorado).

- COSTA, C.E.S, Implementação e teste do controle com otimização em tempo real em um secador tipo leito de jorro. São Carlos, SP, PPG-EQ/UFSCar, 2003, 115p. (Dissertação de Mestrado).
- DOUGLAS, J.M. Heat-Exchanger Networks. In Conceptual Design of Chemical Process. New York. McGraw-Hill. 1988 p. 217-287.
- EBRAHIM,M.,KAWARI, A. Pinch technology: an efficient tool for chemical-plant energy and capital-cost saving. Applied Energy. nº 65 pp. 45-49. 2000
- FRANCO, M. Integração Energética de Sistemas de Evaporação Localizados Abaixo do Ponto Pinch. Campinas, SP, FEQ/UNICAMP, 2001, 100p (Dissertação de Mestrado).
- FREITAS, L A P., Fluidodinâmica e transferência de calor em leito de jorro com alimentação contínua de sólidos. PPG-EQ/UFSCar, São Carlos,SP, 1996, 225p.
- GILMOUR, J. E., OLIVER, T. N., JAY, S. Energy Use for Drying Process: The Potential Benefits of Airless Drying . In: MUNJUNDAR, A. Dying'98. New York, USA, Hemisphere, Public Co., vol.A, pp.573-580.1998.
- GISHLER, P. E., “The spouted Bed Thecnique – Discovery and Early Studies at N.R.C”. The Canadian Journal of Chemical Engineering, Vol 61, 1983. p. 267-268.
- GRABOWSKI, S., MARCOTTE, M., POIRIER, M., KUDRA, T. Drying Characteristics of Osmotically Pretreated Cranberries – Energy and Quality Aspects. Drying Technology. vol.20, n. 10, p.1989-2004. 2002.
- HE, Y.L., JIM, C. J., GRACE, J.R. Scale-up studies of spouted beds. Chemical Engineering Science. vol 52, n. 2, p. 329-339. 1997.

- KMIEC, A. "Simultaneous heat and mass transfer in Spouted Beds", Can. J. Chem. Eng., v. 53, p. 18-26.1975.
- KUDRA, T. Instantaneous Dryer Indices for Energy Performance Analysis. Inzynieria Chemiczna i Procesowa. Vol 19, n.1 pp.163-172. 1998
- MATHUR, K. B. E., EPTEIN, N. Spouted Beds. New York, Academic Press.
- MENSHUTINA, N. V., PUCHKOV, M.N., GONCHAROVA, S. V VOYNOVSKIY, A.A., Improvement of Information System "DRYINF". In: MUNJUNDAR, A. Drying'2002. New York, USA, Hemisphere, Public Co.vol.A. pp.434-438. 2002
- MENSHUTINA, N. V., GORDIENKO, M. G., VOYNOVSKIY, A.A., KUDRA, T. Dynamic Analysis of Drying Energy Consumption. Drying Technology. vol.22, n. 10, pp.2281-2290. 2004
- MENSHUTINA, N. V., GONCHAROVA, S. V., KUDRA, T. Saving of Energy in Drying Using a Newly Developed Portal. In: MUNJUNDAR, A. Drying 2004. New York, USA, Hemisphere, Public Co. vol.A. pp.672-679. 2004.
- NARIMATSU, C. P. Contribuições ao estudo da secagem em um leito pneumático vertical. PPG-EQ/UFSCar. São Carlos, 2004. 257p. (Tese de Doutorado)
- OLIVEIRA<sup>a</sup>, W. P., Estudo da Secagem de Pastas em Leito de jorro. PPG-EQ/UFSCar. São Carlos, 1996. 200p. (Tese de Doutorado)
- OLIVEIRA<sup>b</sup>, I. M. Simulação da secagem de Pastas em Leito de Jorro Cônico. Escola de Engenharia da UFMG. Belo Horizonte, 1995. 102p. (Dissertação)
- PASSOS, M. L., MUNJUNDAR, A. S., (1998) "Drying: Innovative Technologies and Trends in Research and Development." In: Conferencias Plenarias do

- VII Congreso Latinoamericano de Transferencia de Calor Y Materia (LATCYM 98). Salta, Argentina, 1998. Anais... Salta 1998, 20p.
- PHAM, Q. T, Behaviour of a Conical Spouted-Bed Dryer for Animal Blood”, Can. J. Chem. Eng., volume 61, p.426-340.
- PAVANELLI, P. E. Controle PID Aplicado à Secagem Contínua de Pasta em Leito de jorro. São Carlos SP, PG-EQ/UFSCar, 2003, 83p. (Trabalho de Graduação)
- POVRENOVIC, D.S.,HADZISMAJLOVIC, D. E., GRBVCIC, Z. B., VUCOVIC,D.V., LITTMAN, H. “Minimum Fluid Flowrate, Pressure Drop and Stability of a Conical Spouted Bed”. In: 9th Int. Cong. Of Chem.Eng., CHISA 87. Praga, 1987. Proceedings, página: E9.27
- SMITH, R. “Chemical Process Design”. McGraw-Hill, Inc. 1995.
- STOCKER, R., K., ENG., J. H., BEHIE, L. A. Hydrdynamic and thermal modeling of a high temperature spouted bed reactor with draft tube. Can. J. Chem. Eng., 68:302-11,1990.
- STRUMILLO, C. LOPEZ-CACICEDO, C. Energy aspects in drying. In: Handbook of industrial drying. Marcel Dekker. New York, 1987. p 823-862.
- SZENTMARJAY, T., SZALAY, A., PALLAI, E., BENCZE, T., VASS, J., “Control of drying process in mechanically spouted bed dryer”. Drying Technology. V.3 e 4.p. 501-512, 1996.
- WELTY et al. Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer. 3<sup>a</sup> ed. John Wiley. New York, 1984