

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA
SISTEMAS DE PROCESSOS QUÍMICOS E INFORMÁTICA

**CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR
CONVECTIVO INCORPORANDO O EFEITO INTRAPARTÍCULA
EM REGENERADORES DE CALOR DE LEITO FIXO**

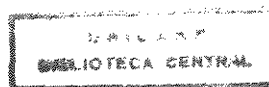
AUTOR : Wajdi Mahmoud Hasan

ORIENTADOR : Prof. Dr. Alberto Luiz de Andrade

**Tese apresentada à Faculdade de Engenharia Química
como parte dos requisitos exigidos para a obtenção do
título de Mestre em Engenharia Química.**

AGOSTO/1995

CAMPINAS-SP



UNIDADE	BC
N.º CHAMADA:	
T/Unicamp	
H27c	
V.	Ex.
TOMBO BC/	32.219
PROC.	281197
C	☐
D	☒
PREÇO	R\$ 11,00
DATA	25/11/97
N.º CPD	

CM-00103581-7

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

H27c Hasan, Wajdi Mahmoud
Cálculo do coeficiente de transferência de calor convectivo incorporando o efeito intrapartícula em regeneradores de calor de leito fixo / Wajdi Mahmoud Hasan.--Campinas, SP: [s.n.], 1995.

Orientador: Alberto Luiz de Andrade.
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Química.

1. *Regeneradores de calor. 2. *Calor - Coeficiente de transferência. 3. *Condução intrapartícula. 4. Calor - Transferência. I. Andrade, Alberto Luiz de. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Química. III. Título.

Dedicatória :

*Aos meus pais Mahmoud e Oum el Zinat,
e meus irmãos Majdolin e Nasser
pelo apoio e incentivo.*

Ao *Prof. Dr. Alberto Luiz de Andrade*, pela orientação e apoio na realização deste trabalho.

Ao *Prof. Dr. João Alexandre F. R. Pereira*, pela colaboração na montagem do regenerador de calor.

Ao *Samuel Luporini*, pelos esclarecimentos prestados com relação ao programa de computador utilizado neste trabalho.

Ao *Eric de Barros Basso*, pelo seu auxílio na aquisição dos dados experimentais.

Ao *CNPq - Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico*, pela concessão da bolsa de estudos para o mestrado.

E a *todos os amigos* que colaboraram e me incentivaram na realização deste trabalho.

Sumário

	página
LISTA DE FIGURAS	X
LISTA DE TABELAS	XI
NOMENCLATURA	XII
RESUMO	XVII
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E FUNDAMENTOS	4
2.1. INTRODUÇÃO.....	5
2.2. PARÂMETROS DO REGENERADOR DE CALOR DE LEITO FIXO.....	7
2.3. EFICIÊNCIA TÉRMICA.....	9
2.4. MODELOS MATEMÁTICOS.....	11
2.5. TÉCNICAS EXPERIMENTAIS PARA OBTENÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	12
CAPÍTULO 3 - MODELO MATEMÁTICO E SOLUÇÃO ANALÍTICA	33
3.1 INTRODUÇÃO.....	34
3.2 MODELO MATEMÁTICO.....	34
3.3 SOLUÇÃO ANALÍTICA.....	38
CAPÍTULO 4 - PARTE EXPERIMENTAL	41
4.1 INTRODUÇÃO.....	42
4.2 REGENERADOR DE CALOR.....	42
4.3 LEITO.....	44
4.3.1 Determinação da Densidade das Partículas do Leito.....	45
4.3.2 Determinação do Diâmetro Médio das Partículas.....	45
4.3.3 Determinação da Porosidade do Leito.....	46
4.4 FLUIDO DE TROCA TÉRMICA.....	47
4.5 DESCRIÇÃO DO EQUIPAMENTO.....	47

4.6 DETALHAMENTO DE ALGUNS ELEMENTOS DO EQUIPAMENTO.....	49
4.6.1 Regulador de Tensão e Aquecedor Elétrico.....	49
4.6.2 Soprador de Ar.....	50
4.6.3 Indicador de Temperatura.....	50
4.6.4 Válvulas Solenóides.....	50
4.6.5 Rotâmetros.....	50
4.7 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	51
4.8 FLUXOS MÁSSICOS.....	53
4.8.1 Regenerador 1.....	53
4.8.2 Regenerador 2.....	53
4.8.3 Regenerador 3.....	54
 CAPÍTULO 5 - METODOLOGIA DE CÁLCULO DO COEFICIENTE DE	
TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	55
5.1 INTRODUÇÃO.....	56
5.2 MINIMIZAÇÃO DA DIFERENÇA MÉDIA DA TEMPERATURA	
DO SÓLIDO.....	56
5.3 PROGRAMA DE DESENVOLVIDO.....	57
 CAPÍTULO 6 - RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	66
6.1 INTRODUÇÃO.....	67
6.2 ESCOAMENTO CONTRACORRENTE.....	67
6.3 ESCOAMENTO UNIDIRECIONAL.....	77
6.4 COMPARAÇÃO COM OUTROS TRABALHOS.....	86
 CAPÍTULO 7 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....	92
7.1 CONCLUSÕES.....	93
7.2 SUGESTÕES.....	95
 APÊNDICE A.	
Coeficientes de Transferência de Calor.....	96

APÊNDICE B

Gráficos de Temperatura Teórica e Experimental do Sólido <i>versus</i> Tempo.....	109
---	-----

APÊNDICE C

Listagem do Programa.....	131
---------------------------	-----

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	144
--	------------

ABSTRACT.....	148
----------------------	------------

LISTA DE FIGURAS E TABELAS

1.FIGURAS

Figura 2.1 - Esquema do regenerador de leito fixo.....	6
Figura 2.2 - Esquema do regenerador de leito rotativo.....	7
Figura 2.3 - Modos de transferência de calor em leito fixo.....	11
Figura 2.4 - Montagem experimental, HEGGS E BURNS [1988] e [1990].....	21
Figura 2.5 - Carta de eficiência para o escoamento contracorrente em regenerador simétrico-balanceado, modelo de Schumann	25
Figura 2.6 - Carta de eficiência para o escoamento unidirecional em regenerador simétrico-balanceado, modelo de Schumann.....	25
Figura 2.7 - Fator $j_h\phi$ versus Re_m , HEGGS E BURNS [1990].....	26
Figura 2.8 - Fator $j_h\phi$ versus Re_m , LUPORINI [1994], contracorrente.....	30
Figura 2.9 - Fator $j_h\phi$ versus Re_m , LUPORINI [1994], unidirecional.....	30
Figura 3.1 - Modelo físico do regenerador.....	35
Figura 4.1 - Esquema do regenerador 1.....	43
Figura 4.2 - Esquema do equipamento experimental.....	48
Figura 5.1 - Diagrama de blocos para o programa principal.....	61
Figura 5.2 - Diagrama de blocos para a função $rtbis()$	62
Figura 5.3 - Diagrama de blocos para a função $intra()$	63
Figura 5.4 - Diagrama de blocos para a função $mcintra()$	64
Figura 6.1 - Temperatura do gás na entrada e saída do regenerador e do sólido na saída do regenerador , contracorrente.....	69
Figura 6.2 - Exemplo de ajuste entre as temperaturas teórica e experimental.....	70
Figura 6.3 - Exemplo de ajuste entre as temperaturas teórica e experimental.....	70
Figura 6.4 - Exemplo de ajuste entre as temperaturas teórica e experimental.....	71
Figura 6.5 - h_m versus U , contracorrente ,regenerador 1.....	72
Figura 6.6 - h_m versus U , contracorrente, regenerador 2.....	72
Figura 6.7 - h_m versus U , contracorrente, regenerador 3.....	73
Figura 6.8 - Fator $j_h\phi$ versus Re_m , contracorrente, por regenerador.....	76
Figura 6.9- Fator $j_h\phi$ versus Re_m , contracorrente.....	76
Figura 6.10-Temperatura do gás na entrada e saída do regenerador, e do sólido na saída do regenerador , unidirecional.....	78
Figura 6.11 - Exemplo de ajuste entre as temperaturas teórica e experimental.....	79

Figura 6.12 - Exemplo de ajuste entre as temperaturas teórica e experimental.....	79
Figura 6.13 - Exemplo de ajuste entre as temperaturas teórica e experimental.....	80
Figura 6.14 - h_m versus U , unidirecional, regenerador 1.....	81
Figura 6.15 - h_m versus U , unidirecional, regenerador 2.....	81
Figura 6.16 - h_m versus U , unidirecional, regenerador 3.....	82
Figura 6.17 - Fator $j_h\phi$ versus Re_m , unidirecional, por regenerador.....	84
Figura 6.18 - Fator $j_h\phi$ versus Re_m , unidirecional.....	85
Figura 6.19 Fator $j_h\phi$ versus Re_m , contracorrente, comparação.....	87
Figura 6.20 Fator $j_h\phi$ versus Re_m , unidirecional, comparação.....	88
Figura 6.21 Fator $j_h\phi$ versus Re_m contracorrente, LUPORINI[1994].....	90
Figura 6.22 Fator $j_h\phi$ versus Re_m , unidirecional, LUPORINI [1994].....	91

2.TABELAS

Tabela 2.1 - Características dos leitos B e C, HEGGS E BURNS [1988] e [1990].....	20
Tabela 2.2 - Correlações $j_h\phi$, HEGGS E BURNS [1990].....	26
Tabela 4.1 - Características dos regeneradores 1, 2 e 3.....	42
Tabela 4.2 - Porosidades dos regeneradores 1, 2 e 3.....	44
Tabela 4.3 - Aquisição de dados, período de aquecimento.....	52
Tabela 4.4 - Aquisição de dados, período de resfriamento.....	52
Quadro 5.1 - Arquivo de dados experimentais, exemplo.....	59
Quadro 5.2 - Arquivo de dados de resultados, exemplo.....	60
Tabela 6.1 - Fator $j_h\phi$, escoamento contracorrente.....	74
Tabela 6.2 Desvio entre o coeficientes calculados e experimentais, contracorrente.....	77
Tabela 6.3 - Fator $j_h\phi$, escoamento unidirecional.....	83
Tabela 6.4 Desvio entre o coeficientes calculados e experimentais, unidirecional.....	86

NOMENCLATURA

$$a = \frac{3(1-\varphi)}{B}, \text{ área superficial das partículas / volume do leito, (m}^{-1}\text{)}$$

A_e , área da superfície externa do regenerador;

Δt , intervalo de amostragem, (s)

$$b = \frac{\alpha \pi^2}{3Bi}, \text{ adimensional}$$

B =raio da partícula (m)

$$Bi = \frac{hB}{k_s}, \text{ número de Biot}$$

$$c, \text{ calor específico, } \left(\frac{J}{kg \cdot K} \right)$$

D_{RE} , diâmetro do regenerador

d_p , diâmetro das partículas do leito, (m)

$$h, \text{ coeficiente de transferência de calor convectivo entre o gás e o leito, } \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

h_{pt} , coeficiente de transferência de calor calculado pelas equações

$$(6.5) \text{ e } (6.9), \left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$$

$$j_h = \frac{h \text{Pr}^{2/3}}{m_g c_g}, \text{ fator j de Colburn para a transferência de calor}$$

$$k, \text{ condutividade térmica, } \left(\frac{W}{m \cdot K} \right)$$

$$L = \frac{h \Delta t}{m_g c_g}, \text{ distância adimensional a partir da entrada do leito}$$

$$m_g, \text{ fluxo mássico do ar, } \left(\frac{kg}{m^2 \cdot s} \right)$$

M_s , massa de sólido, (kg)

n_{esf} , número de esferas

$$Nu = \frac{h d_p}{k_g}, \text{ número de Nusselt para a partícula}$$

P , período, (s)

$$\text{Pr} = \frac{c_g \mu}{k_g}, \text{ número de Prandtl}$$

q_r , taxa de calor transferido, watt

$Re = \frac{d_p m_g}{\mu}$, número de Reynolds

R , resíduo, equação (5.1)

R_R , raio do regenerador, (m)

$Re_m = \frac{2m_g d_p}{3\mu(1-\phi)}$, número de Reynolds modificado

$s = \frac{r}{B}$, raio adimensional

T , temperatura no interior da partícula, ($^{\circ}\text{C}$)

T_g , temperatura do gás, ($^{\circ}\text{C}$)

T_s , temperatura da superfície da partícula, ($^{\circ}\text{C}$)

T_0 , temperatura da partícula no início do período, ($^{\circ}\text{C}$)

T_{si} , temperatura do sólido no instante inicial, ($^{\circ}\text{C}$)

t , tempo, (s)

$U = \frac{\Pi}{\Lambda}$, fator de utilização

Y , comprimento do regenerador, (m)

y , distância axial do leito, (m)

$z = hat{\left(\frac{1-\phi}{\rho_s c_s}\right)}$, tempo adimensional

Z_{iw} , coeficiente de transferência de calor entre o gás e a parede do

regenerador; $\left(\frac{W}{m^2 K}\right)$

Z_{ow} , coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa do

regenerador e o ambiente, $\left(\frac{W}{m^2 K}\right)$

LETRAS GREGAS

$$\alpha = \frac{1}{1 + \lambda}, \text{ adimensional}$$

φ , fração de vazios

ε , eficiência térmica

$$\lambda = \frac{2}{Bi}, \text{ adimensional}$$

$$\Lambda = \frac{haY}{m_g c_g}, \text{ comprimento reduzido}$$

Λ_i , comprimento reduzido não adiabático

μ , viscosidade do gás, $\left(\frac{kg}{ms}\right)$

$$\Pi = haP \left(\frac{1 - \varphi}{\rho_s c_s} \right), \text{ período reduzido}$$

θ , temperatura adimensional no interior da partícula, equação (3.12)

θ_g , temperatura adimensional do gás, equação (3.10)

θ_s , temperatura adimensional da superfície da partícula, equação (3.11)

ρ , densidade, $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

SUBSCRITOS

_a, aquecimento

_{ex}, experimental

_g, gás

_i, instante inicial

_l, leito

_m, média entre aquecimento e resfriamento;

₀, início do período

_{RE}, Regenerador

s , sólido

t , teórica

1 , entrada

2 , saída

∞ , ambiente

RESUMO

Uma metodologia de cálculo para o coeficiente de transferência de calor foi utilizada, baseado em um modelo de condução intrapartícula. O cálculo foi feito para o regenerador operando em equilíbrio cíclico, a partir da minimização da diferença entre as temperaturas do sólido, calculadas e medidas experimentalmente, na região de saída do regenerador. Neste cálculo se emprega as equações obtidas por LUPORINI [1994], resultantes de uma solução analítica para a distribuição de temperatura no sólido, levando-se em conta o seu comportamento transiente.

Uma montagem experimental foi especialmente construída, propiciando a obtenção de dados experimentais com três regeneradores de calor de diâmetros diferentes, todos eles constituídos de um leito de partículas esféricas de vidro. O equipamento permitiu a operação do regenerador tanto em escoamento contracorrente como em escoamento unidirecional, sendo os dados obtidos para a condição de equilíbrio cíclico.

Foram obtidos coeficientes de transferência de calor tanto para o período de aquecimento como para o período de resfriamento, operando-se com diferentes vazões de escoamento, e diferentes duração dos períodos.

A partir dos coeficientes de transferência de calor determinados para as diversas condições de operação foram obtidas correlações do tipo $j_h \phi = c Re_m^n$, para os escoamentos contracorrente e unidirecional. Uma análise comparativa com trabalhos já publicados foi realizada, demonstrando a validade do método empregado.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Regeneradores de calor são trocadores de calor, onde a superfície de transferência de calor é um leito fixo, e são utilizados para promover a transferência de calor entre gases, podendo ser aplicados a inúmeros processos industriais. O leito fixo funciona como um intermediário na transferência de calor entre os gases, pois estes escoam alternadamente sobre o leito. O processo de transferência de calor é transiente, mas após sucessivos ciclos de aquecimento e resfriamento é atingido o equilíbrio cíclico, ou seja, as temperaturas do gás e do sólido passam a se repetir ciclicamente.

Existem grandes dificuldades na modelagem de regeneradores de calor, pois estão presentes várias formas de transferência de calor, como a convecção gás-sólido, condução intrapartícula, transferência de calor na direção axial, etc., que juntamente com o processo transiente de transferência de calor do regenerador e a operação cíclica tornam muito complexas as soluções destes modelos, sendo necessário geralmente o uso de simplificações ou soluções numéricas.

O modelo mais simples empregado no estudo de regeneradores é o modelo de Schumann, que considera apenas a transferência de calor convectiva entre o gás e o sólido, desprezando a condução no leito sólido. Por outro lado, um modelo bastante utilizado para leitos de materiais de baixa condutividade térmica é o modelo da condução intrapartícula, para o qual LUPORINI [1994] obteve uma solução analítica considerando apenas o comportamento térmico das partículas que compõem o leito. A solução completa do modelo de condução intrapartícula para regeneradores considerando o equilíbrio cíclico, só pode ser obtida através de soluções numéricas.

As dificuldades teóricas do estudo de regeneradores de calor se estendem ao campo experimental, pois as várias formas de transferência de calor interagem entre si. Dentre as técnicas empregadas para obtenção de dados experimentais em regeneradores de calor as mais utilizadas são: primeiro período e a do equilíbrio cíclico.

Entre estas duas técnicas experimentais, a do primeiro período é a mais simples, mas tem sido levantadas dúvidas com relação a validade das correlações

para o coeficiente de transferência de calor obtido por esta técnica, pois alguns autores encontraram grandes diferenças para o valor do coeficiente empregando a técnica do primeiro período e a técnica do equilíbrio cíclico.

Na literatura verifica-se que existem poucos trabalhos experimentais que utilizam a técnica do equilíbrio cíclico aplicado a materiais de baixa condutividade térmica (geralmente os leitos com materiais de baixa condutividade são os que apresentam menores custos). Dentro deste contexto, o presente trabalho tem como objetivo a obtenção do coeficiente de transferência de calor convectivo, para regeneradores onde o efeito da condução intrapartícula é acentuado, tendo como base uma solução analítica obtida para a distribuição de temperatura da partícula. Foram utilizadas diferentes condições de operação e geometria (diâmetro), sendo o trabalho desenvolvido de acordo com as seguintes etapas:

- 1- obtenção de dados experimentais de temperatura do sólido e do gás para regeneradores de diferentes diâmetros (0,043 m, 0,076 m e 0,105 m), com leito de esferas de vidro de 2,9 cm de diâmetro, compreendendo diferentes vazões mássicas de ar, duração de período, para os escoamentos unidirecional e contracorrente, utilizando a técnica do equilíbrio cíclico;
- 2- determinação do coeficiente de transferência de calor convectivo gás-sólido, utilizando a metodologia desenvolvida por LUPORINI [1994] a partir do modelo de condução intrapartícula;
- 3- obtenção de correlações para o coeficiente de transferência de calor, para os escoamentos contracorrente e unidirecional.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E FUNDAMENTOS

2.1. INTRODUÇÃO

Regeneradores de calor são trocadores de calor utilizados para promover a transferência de calor entre gases, sendo a superfície de troca térmica uma matriz sólida de estrutura celular, podendo ser metálica ou cerâmica. Os gases quente e frio escoam alternadamente sobre esta matriz sólida. Durante o período de aquecimento (P_a) o gás quente cede energia térmica à matriz sólida, e no período de resfriamento (P_r) o gás frio absorve energia da matriz sólida. A operação do regenerador é cíclica (um ciclo é composto de um período de aquecimento e um período de resfriamento) e o processo de transferência de calor é transiente, ou seja, a temperatura da matriz e do gás variam com o tempo. Quando a energia cedida durante o período de aquecimento é igual a energia absorvida pelo gás durante o período de resfriamento, o regenerador atinge o equilíbrio cíclico, e as histórias de temperatura do gás e do sólido passam a se repetir ciclicamente.

Regeneradores de calor são bastante utilizados em um grande número de processos industriais onde correntes de alta e baixa temperatura estão disponíveis em grande quantidade e onde é necessário uma otimização do consumo de energia. Alguns exemplos de sua aplicação são o pré-aquecimento de ar, a recuperação de calor de gases de exaustão na fabricação de aço e vidro, em plantas de separação de ar e no armazenamento de energia solar.

Os regeneradores de calor industriais podem ser classificados em duas categorias principais:

- fixos;
- rotativos.

Para o sistema de matriz fixa deve-se ter no mínimo duas unidades em paralelo a fim de proporcionar uma operação contínua. Enquanto uma matriz é aquecida a outra é resfriada, como indica o esquema da figura 2.1. Para o sistema rotativo a matriz gira ao redor de um eixo central, sendo que sobre uma porção da matriz passam alternadamente gás quente e frio. Neste caso apenas uma unidade é suficiente para a operação contínua (figura 2.2).

Os regeneradores de calor podem ser projetados para operarem em fluxo unidirecional (onde gás quente e frio entram pelo mesmo sentido) ou em fluxo contracorrente (gás quente e frio entram em sentidos opostos). Para maximizar a eficiência normalmente a operação do regenerador de calor é feita em escoamento contracorrente.

Uma das principais vantagens no uso de regeneradores de calor é que se pode obter uma área de transferência de calor mais compacta e barata, comparada a outros tipos de trocadores de calor.

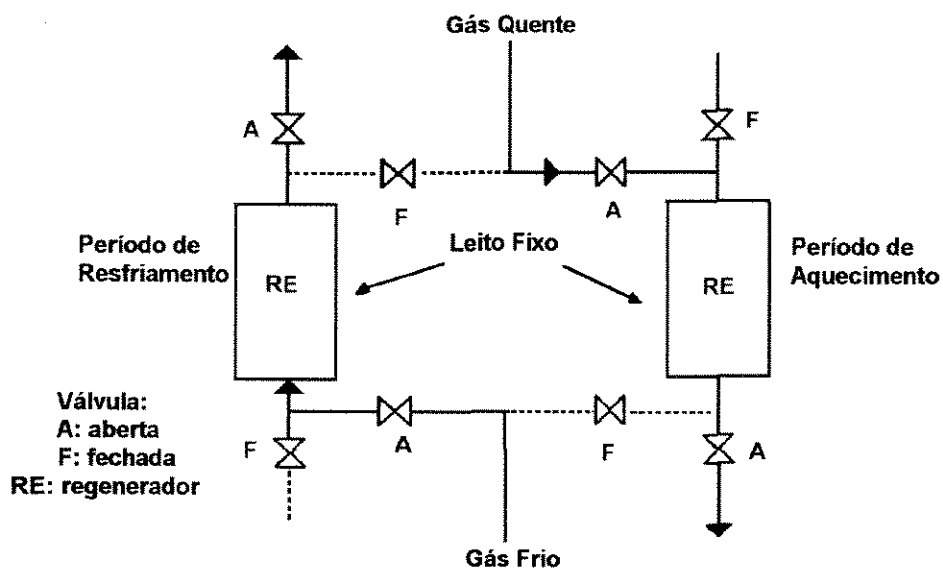


Figura 2.1– Esquema do regenerador de leito fixo

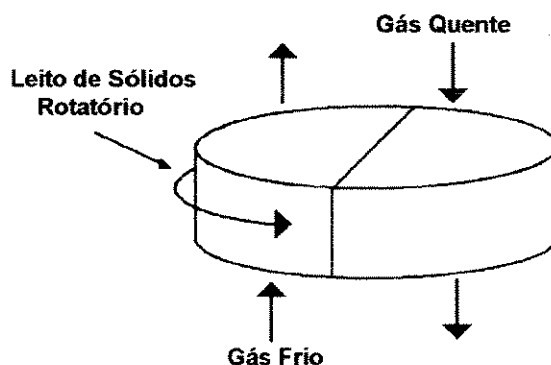


Figura 2.2 - Esquema do regenerador de leito rotativo

Os modelos matemáticos apresentados na literatura para operação periódica consideram um ou mais mecanismos de transporte de energia no regenerador, tais como convecção gás-sólido, condução intrapartícula, dispersão axial, etc.. Muitos modelos são lineares e desprezam o efeito da temperatura sobre as propriedades físicas e parâmetros de transferência de calor.

2.2. PARÂMETROS DO REGENERADOR DE CALOR DE LEITO FIXO

Segundo HAUSEN [1929], conforme citado em BABLIC E HEGGS [1990], o sistema de matriz fixa pode ser representado pelo comprimento reduzido (Λ) e período reduzido (Π) de cada período. Hausen definiu estes parâmetros como:

$$\Lambda = \frac{h a Y}{m_g c_g} \quad , \quad \text{comprimento reduzido} \quad (2.1)$$

$$\Pi = haP \left(\frac{1 - \varphi}{\rho_s c_s} \right), \text{ período reduzido} \quad (2.2)$$

onde:

- h , coeficiente de transferência de calor;
- a , área de transferência de calor por unidade de volume;
- Y , comprimento do regenerador;
- m_g , fluxo mássico do gás;
- c_g , calor específico do gás;
- c_s , calor específico do sólido;
- P , período de aquecimento ou resfriamento;
- φ , porosidade do leito;
- ρ_s , densidade do sólido.

Assim, o desempenho de um regenerador adiabático de matriz fixa é uma função de quatro variáveis, Λ_a , Λ_r , Π_a e Π_r , onde os índices, a e r significam períodos de aquecimento e resfriamento respectivamente.

Em termos destes parâmetros SHAH [1981], fez a seguinte classificação sobre os regeneradores de calor:

Simétrico-balanceado	$\Lambda_a = \Lambda_r, \Lambda_a/\Pi_a = \Lambda_r/\Pi_r$
Simétrico-desbalanceado	$\Lambda_a = \Lambda_r, \Lambda_a/\Pi_a \neq \Lambda_r/\Pi_r$
Assimétrico-balanceado	$\Lambda_a \neq \Lambda_r, \Lambda_a/\Pi_a = \Lambda_r/\Pi_r$
Assimétrico-desbalanceado	$\Lambda_a \neq \Lambda_r, \Lambda_a/\Pi_a \neq \Lambda_r/\Pi_r$

JOHNSON [1952], conforme citado em BABLIC E HEGGS [1990], sugeriu que a razão entre o período reduzido e o comprimento reduzido fosse denominada de fator de utilização, tal que:

$$U = \frac{\Pi}{\Lambda} = \frac{P(1-\phi)m_g c_g}{\rho_s c_s Y} \quad (2.3)$$

que pode ser utilizado como parâmetro adimensional de cada período do regenerador. Podemos observar que este parâmetro não envolve o coeficiente de transferência de calor.

2.3. EFICIÊNCIA TÉRMICA

A eficiência térmica de um regenerador de calor é definida em JAKOB [1957] como :

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{real}}}{Q_{\text{ideal}}} \quad (2.4)$$

onde Q_{real} é a quantidade de calor realmente trocada, e Q_{ideal} é a quantidade de calor que poderia ser trocada se a temperatura do gás de resfriamento atingisse a temperatura de entrada do gás de aquecimento.

Segundo BABLIC [1988], a eficiência térmica em um regenerador de calor simétrico-balanceado não adiabático, para o período de aquecimento, é dada pela expressão abaixo:

$$\varepsilon_a = \frac{1}{P} \int_0^P \left[\frac{\bar{T}_{ga1} - T_{ga2}(t)}{\bar{T}_{ga1} - \bar{T}_{gr1}} \right] dt - \frac{(Z_{ow,a} P A_e)(\bar{T}_{sup,a} - T_{\infty})}{\bar{T}_{ga1} - \bar{T}_{gr1}} \quad (2.5)$$

e a eficiência térmica para o período de resfriamento, por:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{P} \int_0^P \left[\frac{T_{gr2}(t) - \bar{T}_{gr1}}{\bar{T}_{gal} - \bar{T}_{gr1}} \right] dt - \frac{(Z_{ow,r} P A_e)(\bar{T}_{sup,r} - T_\infty)}{\bar{T}_{gal} - \bar{T}_{gr1}} \quad (2.6)$$

onde:

- T_g , temperatura do gás sendo que o sobrescrito $_$ indica média temporal;
- t , tempo;
- A_e , área da superfície externa do regenerador;
- $Z_{ow,a}$, coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa e o ambiente, durante o período de aquecimento;
- $Z_{ow,r}$, coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa e o ambiente durante o período de resfriamento;
- $\bar{T}_{sup,a}$, temperatura média da superfície externa do regenerador durante o período de aquecimento;
- $\bar{T}_{sup,r}$, temperatura média da superfície externa do regenerador durante o período de resfriamento;
- T_∞ , temperatura ambiente;
- e os índices 1 - entrada, 2 - saída , a - aquecimento e r - resfriamento.

Em um regenerador adiabático o segundo termo do lado direito das equações (2.5) e (2.6) são nulos, pois não há troca de calor com o ambiente.

2.4. MODELOS MATEMÁTICOS

Vários modelos matemáticos que representam a transferência de calor em regeneradores de calor são encontrados na literatura. Para alguns modelos simplificados existem soluções analíticas, em outros modelos mais complexos só podem ser resolvidos numericamente.

Conforme citado em HEGGS [1983], a transferência de calor em leito fixo ocorre de várias formas, como mostra a figura 2.3. Estes modos de transferência de calor agem simultaneamente e interagem entre si.

Um dos modelos utilizados para o estudo dos regeneradores de calor é o de Schumann, no qual é considerado apenas a convecção gás-sólido. Schumann em 1929 obteve a solução analítica para a temperatura do gás na saída do leito, quando a temperatura do gás na entrada do leito sofre uma perturbação degrau, conforme citado em HEGGS [1983]. LUPORINI [1990] obteve uma solução numérica do modelo de Schumann, através do método das diferenças finitas, para regeneradores de calor operando em escoamento contracorrente e unidirecional.

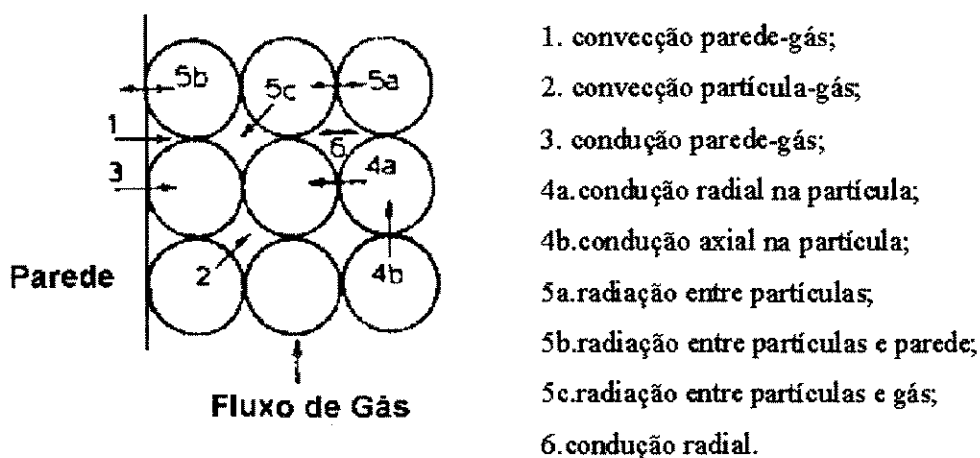


Figura 2.3 - Modos de transferência de calor em leito fixo

Um modelo também bastante empregado no estudo de regeneradores de calor com leito de material de baixa condutividade térmica, é o modelo de condução intrapartícula. LUPORINI [1990], utilizando este modelo matemático, apresenta uma solução numérica empregando o método de diferenças finitas, para regeneradores operando em escoamento contracorrente e unidirecional. LUPORINI [1994], também apresenta uma solução analítica para o modelo da condução intrapartícula, envolvendo apenas o comportamento térmico das partículas, na região de saída do regenerador. Esta solução foi utilizada no presente trabalho e mais detalhes são apresentados no capítulo 3.

Dois modelos não adiabáticos foram apresentados por HEGGS E FOUMENY [1986], que são o modelo da condutividade finita da parede do regenerador e o modelo da capacidade térmica da parede. Mas a utilização destes modelos depende da estimativa de coeficientes de troca térmica entre a parede interna do regenerador e o gás, e de coeficientes de troca térmica entre a superfície externa do regenerador e o ambiente.

FOUMENY E PAHLEVANZADEH [1994] apresentam um modelo, onde incorporam o efeito da dispersão radial, além do efeito da capacidade térmica da parede do regenerador.

2.5. TÉCNICAS EXPERIMENTAIS PARA A OBTENÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Na literatura são apresentadas várias metodologias experimentais para a determinação do coeficiente de transferência de calor convectivo em leito fixo, sendo que estas podem englobar desde métodos em estado estacionário e transiente, até analogias com transferência de massa, sendo que cada uma destas apresenta subdivisões.

WAKAO E KAGUEI [1982] apresentam uma compilação dos trabalhos experimentais mais importantes até aquela época, para a transferência de calor em leito fixo. BALAKRISHNAN E PEI [1978], conforme citado em HEGGS [1983], também apresentam uma revisão da literatura com ênfase nas

técnicas experimentais. Eles observaram que os dois modos principais de transferência de calor em leito fixo, condução intrapartícula e convecção gás-sólido, interagem um com outro. Consideraram este fato como sendo a maior razão da dificuldade em se obter uma única correlação experimental para o cálculo do coeficiente de transferência de calor.

No estudo da transferência de calor em regeneradores de leito fixo, os métodos em estado transiente tem recebido considerável atenção. Dentre os métodos em estado transiente destacam-se a aquisição de dados experimentais considerando apenas o primeiro período (“single blow technic”), ou considerando os dados no equilíbrio cíclico (“cyclic technic”).

Na técnica do primeiro período, deixa-se a matriz do regenerador atingir o equilíbrio térmico com o gás de entrada e então aplica-se uma perturbação degrau na temperatura. A temperatura do gás na saída do leito é então registrada até que ocorra um novo equilíbrio térmico no leito.

Na técnica do equilíbrio cíclico alterna-se entre período de aquecimento e resfriamento, sendo também registrada a temperatura do gás na saída do regenerador. Em algumas metodologias experimentais a temperatura do sólido também é registrada. O experimento é encerrado quando o equilíbrio cíclico é atingido, ou seja as histórias de temperatura de um ciclo passam a se repetir.

A técnica do primeiro período é a mais simples, e o tempo de realização do experimento é razoavelmente reduzido. Na técnica do equilíbrio cíclico, o número de ciclos necessários para que seja atingido o equilíbrio cíclico pode ser grande. Correlações obtidas utilizando um mesmo equipamento com estas duas técnicas apresentaram diferenças consideráveis.

Representações matemáticas idênticas podem ser assumidas para a transferência de calor em leito fixo, para situações de operação cíclica ou do primeiro período, porém com condições iniciais e de contorno diferentes.

FURNAS [1930] realizou um trabalho pioneiro na investigação experimental de transferência de calor em leito fixo, utilizando a técnica do primeiro período. Empregou as soluções do modelo de Schumann para análise dos dados experimentais, sendo o ajuste dos dados feito através de comparações

gráficas, encontrando o coeficiente de transferência de calor que melhor reproduzisse a curva experimental. Foram utilizadas esferas de ferro de três diâmetros diferentes (1,85 cm, 3,17 cm e 4,86 cm). A temperatura do gás foi superior a 750 °C, e foram feitos estudos da influência da velocidade do gás, temperatura, tamanho da partícula e fração de vazios sobre o coeficiente de transferência de calor.

LOF E HAWLEY [1948], também utilizaram a mesma metodologia de FURNAS [1930] e encontraram a seguinte relação:

$$h \propto \left(\frac{m_g}{d_p} \right)^{0,7} \quad (2.7)$$

HANDLEY E HEGGS [1968] empregando a técnica do primeiro período obtiveram dados experimentais utilizando recheios esféricos de aço (0,318 cm e 0,953 cm), sílica-alumina (0,398 cm), cobre (0,315 cm e 0,920 cm) e vidro (0,305 cm, 0,610 cm e 0,915 cm). Os regeneradores utilizados tinham 0,076 m de diâmetro e 0,102 m, 0,152 m e 0,204 m de comprimento e foram isolados termicamente interna e externamente. Utilizaram o modelo de Schumann para o cálculo do coeficiente de transferência de calor, a partir de medidas experimentais de temperatura do gás variando com o tempo na saída do regenerador.

Foi empregado o seguinte esquema iterativo para o cálculo do coeficiente de transferência de calor:

- é atribuído um valor para o coeficiente de transferência de calor no modelo;
- calcula-se a temperatura de saída do gás variando com o tempo;
- compara-se a resposta obtida com a curva experimental;
- se não há concordância, corrige-se o valor do coeficiente e o procedimento é repetido.

Estes autores correlacionaram os coeficientes de transferência de calor através do fator j_h de Colburn modificado, $j_h \phi$, na seguinte forma :

$$j_h \phi = c Re_m^n \quad (2.8)$$

onde:

- $j_h = \frac{h}{m_g c_g} Pr^{2/3}$, fator j_h de Colburn para transferência de calor;
- c e n constantes;
- $Pr = \frac{c_g \mu}{k_g}$, número de Prandtl do gás;
- $Re_m = \frac{2}{3} \frac{m_g d_p}{\mu(1-\phi)}$, número de Reynolds modificado;
- d_p , diâmetro da partícula;
- μ , viscosidade do gás;
- k_g , condutividade térmica do gás;
- ϕ , porosidade do leito.

Foi então encontrada a seguinte correlação:

$$j_h \phi = 0,255 Re_m^{0,335} \quad (2.9)$$

Esta correlação mostrou-se bastante satisfatória para recheios metálicos, mas para o vidro e sílica-alumina (materiais de baixa condutividade térmica) ocorreram desvios significativos para números de Reynolds superiores a 1000. A justificativa para este fato, segundo os autores, é o efeito da condução intrapartícula.

WAKAO et al [1979], conforme citado por HEGGS [1983], revisaram dados publicados sobre coeficientes de transferência de calor em leito fixo, corrigindo-os utilizando um modelo que considera a dispersão axial e a condução

intrapartícula. Os dados corrigidos na faixa do número de Reynolds de 15 a 8500 produziram a seguinte correlação:

$$Nu = 2,0 + 1,1Pr^{1/3}Re^{0,6}. \quad (2.10)$$

onde,

$$Nu = \frac{hd_p}{k_g}, \quad \text{número de Nusselt;}$$

$$Re = \frac{m_g d_p}{\mu}, \quad \text{número de Reynolds.}$$

Segundo os autores a dispersão axial é um fator importante sobre a transferência de calor em leito fixo, principalmente para baixos valores de Reynolds.

HEGGS E HOLLINS [1984] utilizaram um regenerador de calor de 0,076 m de diâmetro e 1 m de comprimento, dividido em três seções para acomodar diferentes configurações de leito. Os experimentos foram realizados utilizando três tipos de recheios esféricos: aço (0,635 cm), vidro (0,600 cm) e alumina (1,27 cm). O regenerador foi isolado termicamente interna e externamente. As medidas experimentais foram obtidos utilizando as técnicas do primeiro período e do equilíbrio cíclico em operação contracorrente simétrica e balanceada.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor utilizaram o modelo de Schumann. Para a técnica do equilíbrio cíclico o coeficiente de transferência de calor foi obtido através de uma carta de eficiência térmica, elaborada por HOLLINS [1981], onde conhecendo-se a eficiência térmica experimental para um dado valor do fator de utilização, é possível encontrar o valor do comprimento reduzido (que é diretamente proporcional ao coeficiente de transferência de calor), sem a necessidade de um método iterativo.

Comparando os resultados para o equilíbrio cíclico e para o primeiro período, verificaram que esta última fornece valores até duas vezes maior que a técnica do equilíbrio cíclico. Também encontraram diferenças entre as eficiências

de aquecimento e resfriamento, apesar do isolamento térmico interno e externo do regenerador. Para uma dada vazão eles observaram que o coeficiente de transferência de calor varia com o período. Este comportamento não é o esperado, pois teoricamente espera-se que este seja independente do período, e sugerem que esta anomalia é devido ao calor absorvido pela parede do regenerador, e também devido as perdas para o ambiente, as quais diferem dependendo da duração do período.

HEGGS E FOUMENY [1984], também fizeram comparações com dados experimentais obtidos através da técnica do primeiro período e da técnica do equilíbrio cíclico. O modelo matemático para a análise dos dados considera o efeito da parede do regenerador e perdas para o meio ambiente.

Os resultados encontrados por estes pesquisadores indicaram que os coeficientes de transferência de calor para os períodos de aquecimento e resfriamento (h_a e h_r) diferem, e as discrepâncias entre os dois dependem das condições ambientes, tanto quanto dependem de Π/Λ , condições operacionais e físicas. Os resultados para o equilíbrio cíclico indicam que o coeficiente de transferência de calor para uma vazão fixa, geralmente, primeiro decresce com o aumento da duração do período para depois aumentar.

Utilizando a técnica do primeiro período, HEGGS E BURNS [1988] obtiveram dados experimentais de temperatura do gás na saída do regenerador. A curva de temperatura foi analisada por quatro metodologias de cálculo diferentes: método dos mínimos quadrados, inclinação máxima, fator de forma e diferença de entalpia do fluido. O coeficiente de transferência de calor foi calculado a partir dos dados experimentais, através destas quatro metodologias de cálculo, utilizando uma solução numérica do modelo de Schumann.

Na metodologia dos mínimos quadrados é feita a comparação direta entre as curvas de temperatura teórica e experimental através da equação seguinte, a qual deve ser minimizada:

$$R = \left[\sum_{i=1}^{i=n} (T_{g,2,te,i} - T_{g,2,ex,i})^2 \right]^{1/2} \quad (2.11)$$

onde:

- n , número de pontos para $t = 0$ a 80 % da curva experimental;
- $T_{g,2,ex}$, temperatura do gás na saída, experimental ($^{\circ}C$);
- $T_{g,2,te}$, temperatura do gás na saída, teórica ($^{\circ}C$).

Na metodologia de inclinação máxima a curva de temperatura experimental é aproximada por um polinômio, com grau entre 1 e 25, que forneça o melhor ajuste. Calcula-se a inclinação máxima para o polinômio, permitindo que se calcule o parâmetro M , definido pela equação:

$$M = \frac{\rho_{bs} c_s Y}{m_g c_g \Delta T_{2,max}} \left(\frac{dT_{g,2}}{dt} \right)_{max} \quad (2.12)$$

onde:

- ρ_{bs} , densidade do leito;
- $\Delta T_{2,max}$, variação máxima de temperatura no leito.

No processo iterativo, o valor de M obtido através da curva experimental é comparado ao valor de M obtido através do modelo matemático.

Para a metodologia do fator de forma, é calculado o intervalo de tempo entre 20% e 80% dos pontos da curva experimental, Δt_{20-80} . Com o valor de Δt_{20-80} , é calculada a seguinte expressão:

$$S = \frac{m_g c_g \Delta t_{20-80}}{\rho_{bs} c_s Y} \quad (2.13)$$

O método do meio intervalo é empregado para encontrar o valor do coeficiente de transferência de calor que melhor aproxime S teórico (modelo) de S experimental.

Na metodologia da diferença de entalpia do fluido é calculada a área (A^+) entre as curvas de temperatura de entrada e saída do gás através da seguinte equação:

$$A^+ = \frac{m_g c_g}{\rho_{bs} c_s Y \Delta T_{\max}} \int_0^{t^*} [T_{g,2}(t) - T_{g,1}(t)] dt \quad (2.14.a)$$

onde:

$$t^* = \frac{\rho_{bs} c_s Y}{m_g c_g} \quad (2.14.b)$$

Novamente é utilizado o método do meio intervalo para encontrar o valor do coeficiente de transferência de calor, que utilizado no modelo matemático, minimize a diferença entre a área teórica e área experimental, calculadas pela equação (2.14.a).

As correlações obtidas pelos autores foram:

- Mínimos quadrados,

$$j_h \phi = 0,186 Re_m^{-0,263} \quad (2.15)$$

- Inclinação máxima,

$$j_h \phi = 0,435 Re_m^{-0,400} \quad (2.16)$$

- Fator de forma,

$$j_h \phi = 0,480 Re_m^{-0,434} \quad (2.17)$$

- Diferença de entalpia do fluido,

$$j_h \varphi = 0,143 Re_m^{-0,211} \quad (2.18)$$

Os autores concluíram que apenas os métodos da diferença de entalpia do fluido e dos mínimos quadrados predizem valores consistentes para o coeficiente de transferência de calor. O método dos mínimos quadrados fornece um coeficiente de transferência de calor menor em relação ao método da diferença de entalpia do fluido. Os coeficientes preditos pelo método dos mínimos quadrados são maiores do que os obtidos pela correlação de HANDLEY E HEGGS [1968], dada pela equação (2.9).

A montagem experimental utilizada por HEGGS E BURNS [1988] é mostrada na figura 2.4, abaixo. Foram monitoradas as temperaturas de entrada e saída do gás, a vazão de gás e também medida a temperatura ambiente. Como pode ser observado a direção de fluxo é controlada por cinco válvulas solenóides (SV), que possibilitam a operação do regenerador em contracorrente e unidirecional. Um aquecedor elétrico (H) é utilizado para elevar a temperatura do ar em 10 ° C. A operação do equipamento e a aquisição de dados foram controladas por computador. Na figura 2.4, RT indica os medidores de temperatura e DP medidor de vazão.

Foram realizados uma série de 32 experimentos de primeiro período, para o intervalo $290 < Re_m < 1140$. Foram utilizados dois leitos denominados B e C, com as seguintes características (tabela 2.1):

Tabela 2.1 Características dos leitos B e C, HEGGS E BURNS [1988] e [1990]

	B	C
diâmetro do leito ($\times 10^{-3}$), m	70,67	70,21
comprimento do leito, m	0,2088	0,1570
diâmetro da partícula ($\times 10^{-3}$), m	6,35	3,175
condutividade do leito, W/(m K)	43,0	43,0

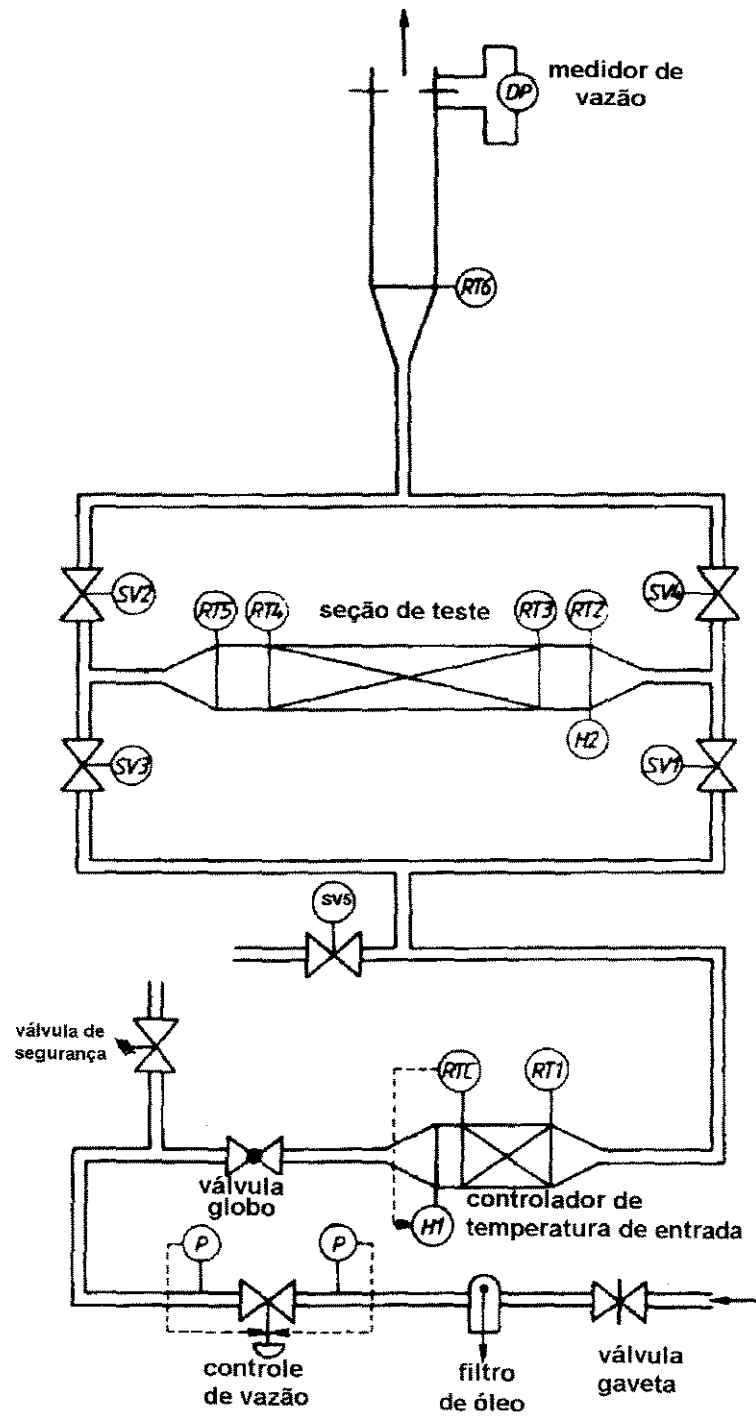


Figura 2.4 - Montagem experimental, HEGGS E BURNS [1988] e [1990]

O material utilizado como recheio dos leitos B e C era constituído de esferas de aço, e os efeitos de condução intrapartícula puderam ser desprezados. A maior diferença entre os dois leitos foi o tamanho das partículas, o que resultou em diferenças significativas na densidade de área, sendo maior para o leito C. Os leitos foram isolados termicamente, sendo que internamente com borracha esponjosa e externamente com poliestireno.

HEGGS E BURNS [1990], dando sequência ao trabalho experimental apresentado em 1988, obtiveram dados experimentais para o regenerador utilizando a técnica do equilíbrio cíclico para escoamento contracorrente e unidirecional, para a mesma montagem experimental (figura 2.4, acima) e material de leito. Um dos objetivos era elucidar as discrepâncias entre os valores de coeficientes obtidos através da técnica do primeiro período e pela técnica do equilíbrio cíclico. Neste trabalho utilizaram dois modelos matemáticos para analisar os dados experimentais obtidos a partir da técnica do equilíbrio cíclico, os quais foram o modelo de Schumann e o modelo da capacidade térmica e perdas para o ambiente (WEM), que também despreza o efeito intrapartícula. A análise através do modelo WEM foi estendida aos dados experimentais obtidos no trabalho de 1988, para que pudessem ser verificados os efeitos da capacidade térmica da parede do regenerador e perdas para o ambiente.

Para a obtenção dos pontos experimentais pela técnica do equilíbrio cíclico, o regenerador foi operado de forma simétrica e balanceada. Foi considerado que o equilíbrio cíclico é alcançado quando o valor da eficiência térmica de dois ciclos sucessivos diferissem de um limite aceitável. A eficiência térmica média experimental foi definida como sendo:

$$\epsilon_{m,ex} = (\epsilon_{a,ex} + \epsilon_{r,ex})/2, \quad (2.19)$$

onde:

$$- \epsilon_{a,ex} = (\bar{T}_{ga1} - \bar{T}_{ga2}) / (\bar{T}_{ga1} - \bar{T}_{gr1});$$

$$- \epsilon_{r,ex} = (\bar{T}_{gr2} - \bar{T}_{gr1}) / (\bar{T}_{ga1} - \bar{T}_{gr1});$$

- $\bar{T}$ é a temperatura média do gás;

e os índices indicam:

- ex , experimental; 1 - entrada e 2 saída;

- a - aquecimento, r- resfriamento e m- médio.

Para um regenerador simétrico-balanceado, no modelo de Schumann, a eficiência térmica média é função de dois parâmetros adimensionais:

$$\varepsilon_m = f(\Lambda, U) \quad (2.20)$$

enquanto que no modelo WEM é função de cinco parâmetros :

$$\varepsilon_m = f(\Lambda, U, \Lambda_I, Z_{iw}, Z_{ow}) \quad (2.21)$$

onde:

- Λ_I , comprimento reduzido não adiabático;

- Z_{iw} , coeficiente de transferência de calor entre o gás e a parede do regenerador;

- Z_{ow} , coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa do regenerador e o ambiente.

O cálculo do coeficiente de transferência de calor, para o regenerador operando em escoamento unidirecional e em contracorrente, foi feito comparando-se a eficiência térmica experimental com a eficiência térmica teórica, obtida através dos modelos matemáticos. A metodologia de cálculo é a mesma para os dois modelos matemáticos. Atribui-se um valor para Λ (este parâmetro é proporcional ao coeficiente de transferência de calor), e calcula-se ε_m para os modelos e compara-se com $\varepsilon_{m,ex}$ até que estes concordem dentro de um limite determinado. Para o escoamento contracorrente os modelos foram resolvidos numericamente através do método de diferenças finitas. Para o

escoamento unidirecional foi empregada a solução analítica do modelo de Schumann desenvolvida por BABLIC E HEGGS [1990], para o cálculo da eficiência térmica teórica. Para acelerar o processo iterativo foi utilizado o método do meio intervalo.

Para o escoamento contracorrente, HEGGS E BURNS[1990], realizaram 58 experimentos no intervalo $300 < Re_m < 1100$. Os leitos B e C (tabela 2.1) foram operados para oito diferentes períodos em cada vazão. A solução para o modelo de Schumann (obtida numericamente) é mostrada graficamente na figura 2.5, abaixo, onde a eficiência térmica é uma função do comprimento reduzido (Λ) e do fator de utilização (U).

Uma série de 36 experimentos em escoamento unidirecional foram realizados no intervalo $295 < Re_m < 1095$. Os leitos B e C foram operados para seis diferentes períodos para cada vazão. Neste tipo de operação foram encontradas dificuldades em calcular o coeficiente de transferência de calor para $U < 0,3$ e $0,65 < U < 0,75$ pois nestes intervalos ε e U não apresentam correlação definida, como pode ser visto na figura 2.6. O método de análise pode conduzir a mais de uma resposta para uma combinação $\varepsilon_{m,ex}$ e U .

Os dados experimentais obtidos no trabalho experimental de 1988, utilizando a técnica do primeiro período, também foram analisados através do modelo WEM, no trabalho publicado em 1990. A metodologia de cálculo do coeficiente de transferência de calor empregada foi a dos mínimos quadrados. Na análise pelo modelo de Schumann as corridas experimentais de resfriamento apresentaram coeficientes de transferência de calor maiores que o aquecimento para a mesma vazão. Entretanto o modelo WEM produziu efeito oposto.

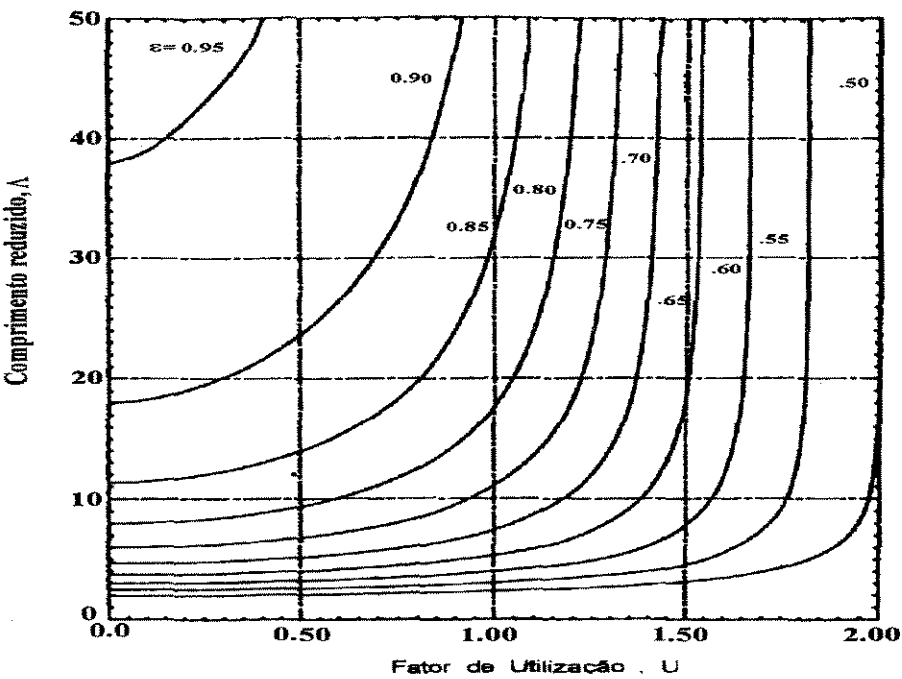


Figura 2.5 - Carta de eficiência térmica para o escoamento contracorrente em regenerador simétrico-balanceado, modelo de Schumann

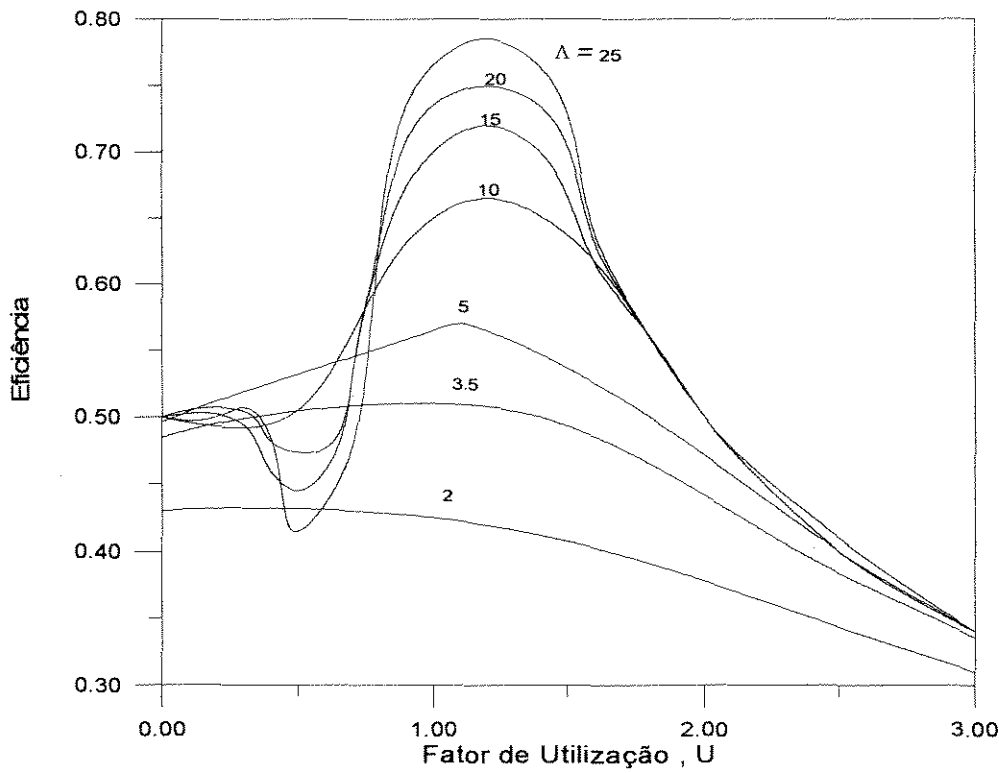


Figura 2.6 - Carta de eficiência térmica para o escoamento unidirecional em regenerador simétrico-balanceado, modelo de Schumann

Os dados foram correlacionados utilizando-se a equação (2.8). Os parâmetros c e n desta equação para os três tipos de operação e os dois modelos são mostradas na tabela 2.2, abaixo:

Tabela 2.2 - Correlações $j_h\phi$, HEGGS E BURNS [1990]

operação	Schumann		WEM	
	c	n	c	n
contracorrente	0,152	-0,260	0,180	-0,282
unidirecional	0,195	-0,303	0,410	-0,400
primeiro período	0,186	-0,263	0,411	-0,413

As correlações que descrevem a transferência de calor em leito fixo para os três modos de operação são mostradas na figura 2.7. Todos os resultados

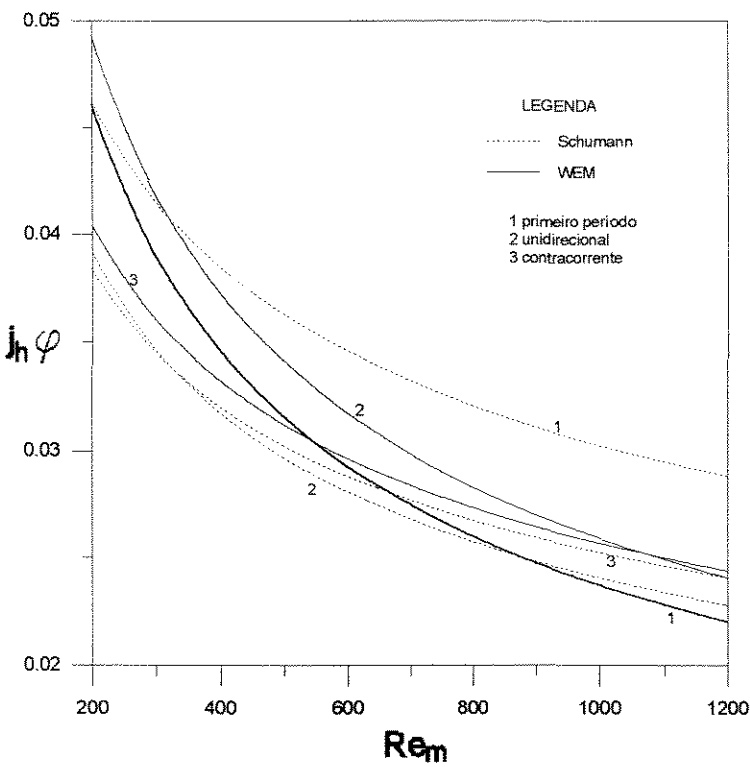


Figura 2.7 - Fator $j_h\phi$ versus Re_m , HEGGS E BURNS [1990]

concordam bem entre si (com exceção à técnica do primeiro período analisado pelo modelo de Schumann) principalmente para altos valores de Re_m ($\pm 3\%$ para $Re_m = 1000$). Para valores de Re_m baixos os desvios aumentam ($\pm 8\%$ para $Re_m = 300$).

Os autores concluíram que o modelo de Schumann pode ser empregado para análise de dados para regenerador operando em contracorrente, mas para experimentos em escoamento unidirecional e primeiro período deve-se utilizar o modelo WEM, pois os efeitos de parede foram muito significativos para estes experimentos.

Finalmente concluiu-se, que o coeficiente de transferência de calor não é afetado pela natureza da operação e que também é independente da duração do período para uma determinada vazão. Mas afirmam que o mesmo não pode ser dito para outros mecanismos de transferência de calor, como por exemplo a resistência a condução intrapartícula.

LUPORINI [1994], obteve dados experimentais utilizando a técnica do equilíbrio cíclico para o regenerador operando em fluxo contracorrente e unidirecional.

O regenerador cilíndrico possuía 0,044 m de diâmetro e 0,188 m de comprimento. Foi isolado termicamente, interna e externamente. O isolamento térmico interno foi feito com uma borracha esponjosa de 3 mm de espessura, a qual, além de proporcionar isolamento térmico, também reduz o excesso de vazios próximo a parede do regenerador, devido a uma melhor acomodação do leito nesta região. O isolamento térmico externo foi feito com duas camadas de fibra cerâmica.

Foram utilizados quatro tipos de recheios esféricos:

- vidro 1 (0,38 cm)
- vidro 2 (1,53 cm);
- chumbo (0,88 cm);
- aço (0,635 cm).

O gás utilizado foi o ar em ambos os períodos. O aquecimento do ar foi feito por um aquecedor elétrico, que mantinha a temperatura entre 65 e 70 °C. A temperatura do gás de resfriamento era dependente da temperatura ambiente.

Foram monitoradas as temperaturas de entrada e saída do ar, os perfis de temperatura do sólido ao longo do regenerador e a vazão de gás. O indicador de temperatura tinha precisão de ± 1 °C, e foi considerado que o equilíbrio cíclico era atingido quando a diferença de temperatura entre dois ciclos sucessivos não fosse superior a ± 1 °C.

Para a análise dos dados experimentais utilizou-se o modelo da condução intrapartícula, para o qual foram desenvolvidos duas metodologias de cálculo do coeficiente de transferência de calor a partir das medidas experimentais, que são:

- minimização da diferença das eficiências ;
- minimização da diferença média entre as temperaturas teórica e experimental do sólido.

No método da diferença das eficiências, busca-se um valor para o coeficiente de transferência de calor que utilizado no modelo de condução intrapartícula forneça uma eficiência média teórica próxima a eficiência média experimental. O cálculo da eficiência experimental foi feito através da integração numérica das equações (2.5) e (2.6), considerando um regenerador adiabático, utilizando a temperatura experimental do ar variando com o tempo na saída do regenerador. O modelo de condução intrapartícula foi resolvido numericamente através do método de diferenças finitas para os escoamento em fluxo contracorrente e unidirecional. Foi empregado o método do meio intervalo para acelerar a convergência. A condição necessária para a convergência foi a seguinte:

$$|\varepsilon_{m,te} - \varepsilon_{m,ex}| \leq 0,0001 \quad (2.22)$$

onde:

$\varepsilon_{m,te}$ = eficiência média teórica ;

$\varepsilon_{m,ex}$ = eficiência média experimental.

A partir dos coeficientes de transferência de calor calculados através da metodologia de minimização da diferença das eficiências, foram propostas as seguintes correlações:

-contracorrente,

$$j_h \phi = 0,00821 Re_m^{0,231} \quad (2.23)$$

$$100 \leq Re_m \leq 1100$$

- unidirecional,

$$j_h \phi = 0,00369 Re_m^{0,339} \quad (2.24)$$

$$110 \leq Re_m \leq 1374$$

As correlações (2.23) e (2.24) obtidas por LUPORINI [1994] são apresentadas em forma gráfica nas figuras 2.8 e 2.9, respectivamente. Estas correlações apresentam inclinação contrária às obtidas por HEGGS E BURNS [1990] e HANDLEY E HEGGS [1968]. Pode ser observado que para o pontos experimentais do vidro de maior diâmetro (maior efeito intrapartícula), o fator $j_h \phi$, apresenta valores mais ou menos constantes enquanto que para os outros materiais onde o efeito intrapartícula é pequeno, o fator $j_h \phi$ aumenta com o número de Reynolds modificado.

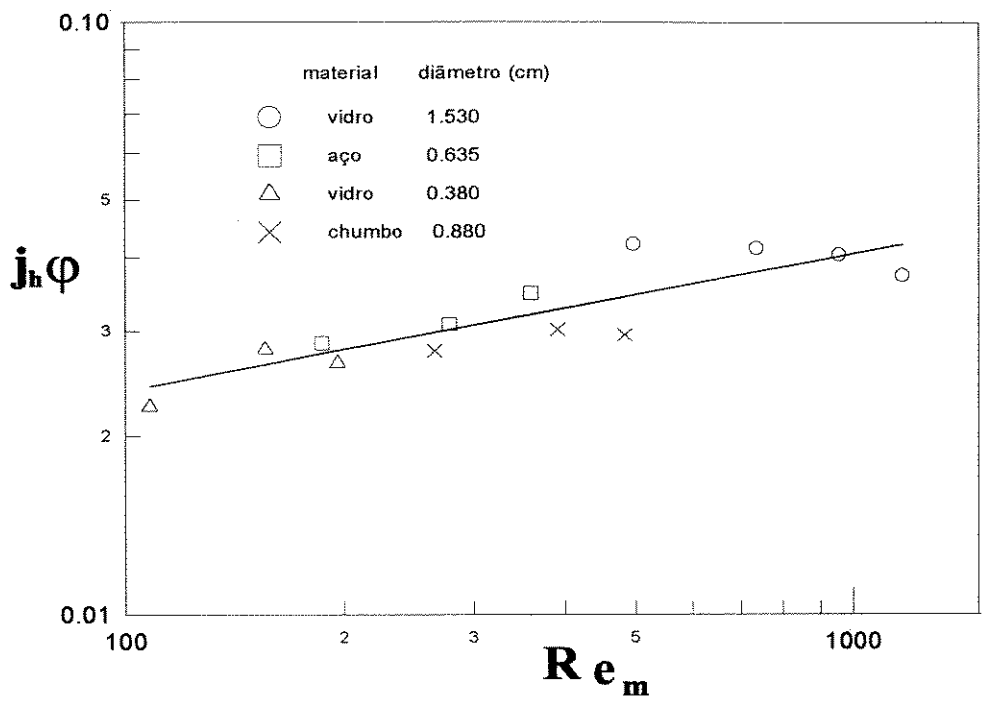


Figura 2.8 - Fator $j_h \phi$ versus Re_m , LUPORINI [1994], contracorrente

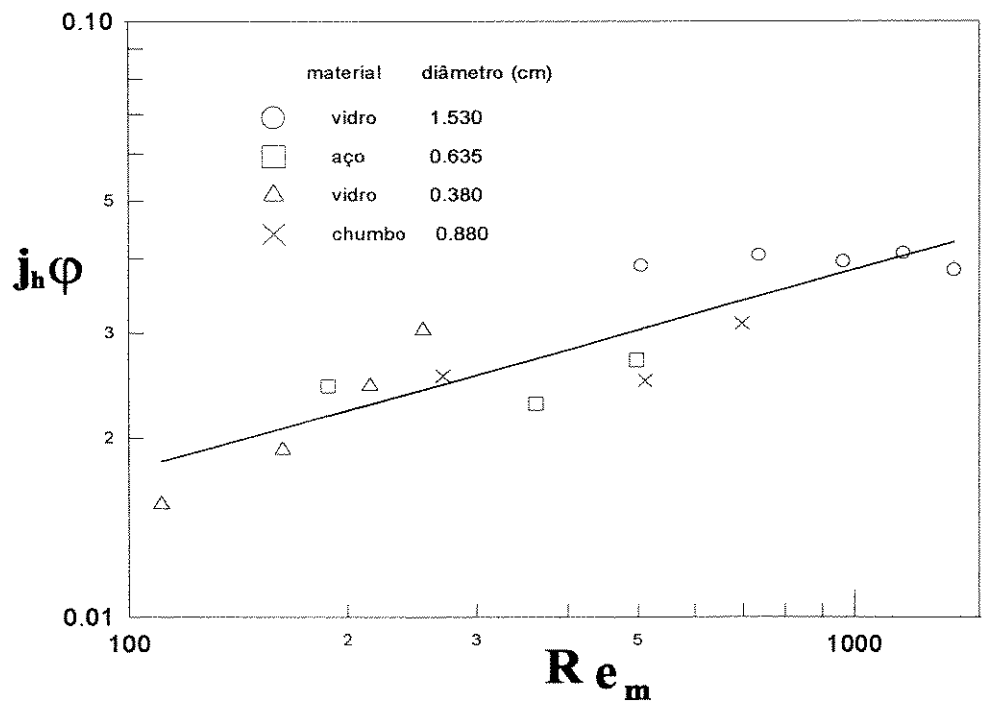


Figura 2.9 - Fator $j_h \phi$ versus Re_m , LUPORINI [1994], unidirecional

No segundo método, o da minimização da diferença média entre as temperaturas experimental e teórica do sólido, utiliza-se uma solução analítica onde, a partir da temperatura do gás na saída do regenerador e utilizando um procedimento iterativo, se encontre o valor do coeficiente de transferência de calor, que forneça a temperatura teórica do sólido variando com o tempo na saída do regenerador, próxima à temperatura do sólido medida experimentalmente. Esta metodologia de cálculo utiliza uma solução analítica que leva em conta o comportamento transiente da temperatura da partícula.

A seguinte equação foi utilizada para a comparação das curvas de temperatura teórica e experimental do sólido:

$$R = \frac{1}{P / am} \sum_1^{P/am} (T_{s,2,te,i} - T_{s,2,ex,i}) \quad (2.25)$$

onde:

- P, duração do período, (s);
- am, intervalo de amostragem dos pontos experimentais, (s);
- $T_{s,2,ex}$, temperatura do sólido na saída, experimental, ($^{\circ}\text{C}$);
- $T_{s,2,te}$, temperatura do sólido na saída, teórica, ($^{\circ}\text{C}$).

Foi utilizado o método do meio intervalo para a busca do coeficiente de transferência de calor. Considerou-se que uma boa concordância entre os dois perfis de temperatura é obtida quando o valor absoluto de R for menor que 0,001.

O somatório na equação (2.25) é feito sobre o valor real entre as diferenças das temperaturas teórica e experimental do sólido, o que requer uma análise do valor do coeficiente de transferência de calor, pois apesar de ser encontrado um coeficiente de transferência de calor cujo resíduo R seja menor que 0,001, este pode não ser o que melhor aproxime a curva teórica de temperatura do sólido à curva experimental, já que os desvios positivos são somados aos desvios negativos. LUPORINI [1994], afirma que não foi possível calcular o coeficiente de transferência de calor, para alguns experimentos em

escoamento unidirecional. Isto pode ser devido a aplicação do método do meio intervalo para a busca do valor de h , já que da forma como foi definida a função (2.25), o valor de R pode ter o mesmo sinal para o valor mínimo e máximo dos coeficientes utilizados no intervalo, e mesmo assim, existir o coeficiente neste intervalo que forneça um perfil teórico de temperatura do sólido próximo ao experimental.

Com o método da minimização da diferença média entre as temperaturas teórica e experimental, LUPORINI [1994] calculou os coeficientes de transferência de calor somente para o vidro com diâmetro de 1,53 cm, mas não apresentou correlações considerando estes dados.

Pode-se constatar através da literatura que a análise de dados de transferência de calor é muito dependente do modelo matemático, das técnicas experimentais e metodologias de cálculo empregados. Verifica-se também que a maioria dos trabalhos realizados não abrangem a utilização de materiais de baixa condutividade térmica e o modelo da condução intrapartícula com os dados no equilíbrio cíclico, com exceção ao trabalho de LUPORINI [1994], em que foram analisados dados para partícula de vidro com diâmetro máximo de 1,53 cm.

Dentro deste contexto, visando a utilização da metodologia desenvolvida por LUPORINI [1994] a partir da solução analítica do modelo da condução intrapartícula, o presente trabalho tem como objetivo a aquisição de dados para o regenerador operando no equilíbrio cíclico com leito de partículas de vidro, de forma a maximizar o efeito intrapartícula. Para isto foram utilizadas esferas de vidro de 2,9 cm de diâmetro.

CAPÍTULO 3

MODELO MATEMÁTICO E SOLUÇÃO ANALÍTICA

3.1 INTRODUÇÃO

A característica transiente do processo de transferência de calor em regeneradores de calor, juntamente com a operação cíclica, acarreta dificuldades matemáticas imensas, o que levou JAKOB [1957] a admitir que seu estudo é um dos mais difíceis e elaborados da área de engenharia. Em geral são necessárias simplificações na modelagem da transferência de calor em regeneradores, para que algum tipo de solução seja obtida.

Neste capítulo será apresentado o modelo matemático de condução intrapartícula, formulado para as condições de operação no equilíbrio cíclico de regeneradores de calor, e uma solução analítica proposta por LUPORINI [1994]. Esta solução analítica envolve apenas o comportamento térmico das partículas sólidas, já que uma solução completa do modelo de condução intrapartícula para regeneradores de calor no equilíbrio cíclico é muito complexa, dependendo de soluções numéricas.

3.2 MODELO MATEMÁTICO

O modelo de condução intrapartícula é de grande interesse para a análise de dados experimentais obtidos em leitos com recheio de baixa condutividade térmica, tal como o vidro e materiais cerâmicos.

As suposições e simplificações utilizadas na derivação do modelo de condução intrapartícula são as seguintes :

- a. as propriedades físicas do sistema gás-sólido são independentes da temperatura;
- b. o perfil de velocidade do fluido é considerado constante (escoamento "plug flow");
- c. a condução axial na fase gasosa e na fase sólida são desprezadas;
- d. a velocidade do fluido não varia ao longo do leito.

O modelo físico do regenerador é mostrado na figura 3.1 .O balanço de energia térmica sobre um elemento de volume do regenerador de leito de partículas esféricas combinada com as simplificações produz o seguinte sistema de equações:

- a equação do balanço de energia térmica do gás :

$$\frac{\partial T_g}{\partial y} = \frac{ha}{m_g c_g} (T_s - T_g) \quad (3.1)$$

onde:

- m_g , fluxo mássico;
- h , coeficiente de transferência de calor;
- T_g , temperatura do gás
- T_s , temperatura do sólido na superfície;
- a , área superficial/volume do leito;
- y , distância axial no leito ($0 \leq y \leq Y$);
- Y , comprimento do regenerador.

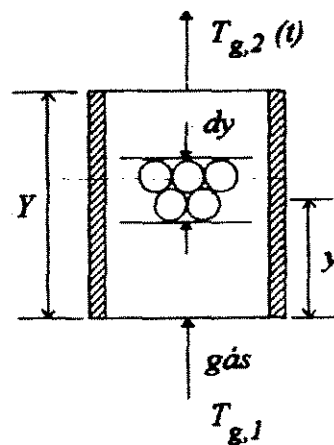


Figura 3.1 - Modelo físico do regenerador

- a equação de energia aplicada ao sólido :

$$\rho_s c_s \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{-1}{r^2} \frac{\partial (r^2 q_r)}{\partial r} \quad (3.2)$$

onde:

- ρ_s , densidade do sólido;
- c_s , calor específico do sólido;
- q_r , fluxo de calor;
- T , temperatura do sólido;
- r , posição radial na esfera;
- t , tempo.

sendo considerado apenas o fluxo radial.

Utilizando a lei de Fourier na equação (3.2) obtém-se :

$$\rho_s c_s \frac{\partial T}{\partial t} = k_s \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (3.3)$$

onde k_s é a condutividade térmica do sólido.

Na interface gás-sólido temos a seguinte relação fluxo:

$$-k_s \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=B} = h[T_s(t, y) - T_g(t, y)] \quad (3.4)$$

onde B representa o raio da partícula.

E no centro da partícula temos a condição de simetria:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=0} = 0 \quad (3.5)$$

Para regeneradores de calor temos as seguintes condições iniciais e de contorno :

1. A temperatura do gás na entrada do leito para períodos de aquecimento e resfriamento é constante, isto é :

$$T_{gl}(t,0) = \text{constante} \quad (3.6)$$

2. A temperatura do sólido no instante inicial, ao longo do leito, é uniforme, isto é:

$$T(0, y, r) = T_{si} \quad (3.7)$$

3. A temperatura do sólido para o término do período de aquecimento é a mesma para o início do período seguinte de resfriamento e vice-versa, isto é :

$$T(0, y, r) = T(P, y, r) \quad \text{unidirecional} \quad (3.8)$$

$$T(0, y, r) = T(P, Y - y, r) \quad \text{contracorrente} \quad (3.9)$$

onde, P é o período de aquecimento ou de resfriamento.

3.3 SOLUÇÃO ANALÍTICA

O problema foi definido de modo a se considerar a condução radial na partícula, onde a temperatura da superfície é uma função desconhecida. É gerado um problema de contorno livre do tipo resolvido por HACKENBERG [1969] para operadores difusivos, como citado por LUPORINI [1994], onde o perfil de temperatura no sólido é dado em função da temperatura da superfície, a qual é determinada a partir do uso de uma relação de fluxo da interface gás-sólido.

A solução analítica desenvolvida por LUPORINI [1994], utiliza as seguintes temperaturas adimensionais, definidas a seguir:

$$\theta_g(z, L) = \frac{(T_g(z, L) - T_0(L))}{(\bar{T}_{gal} - \bar{T}_{grl})}, \quad \text{gás} \quad (3.10)$$

$$\theta_s(z, L) = \frac{(T_s(z, L) - T_0(L))}{(\bar{T}_{gal} - \bar{T}_{grl})}, \quad \text{superfície do sólido} \quad (3.11)$$

$$\theta(z, L, s) = \frac{(T(z, L, s) - T_0(L))}{(\bar{T}_{gal} - \bar{T}_{grl})}, \quad \text{interior do sólido} \quad (3.12)$$

onde:

$T_0(L)$, temperatura do sólido no início de cada período;

$L = \frac{h a y}{m_g c_g}$, comprimento adimensional;

$z = \text{hat}\left(\frac{1 - \varphi}{\rho_s c_s}\right)$, tempo adimensional;

$s = \frac{r}{B}$, raio da partícula adimensional.

Equações Adimensionais do Balanço de Energia:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial s^2} + \frac{2}{s} \frac{\partial \theta}{\partial s} - 3\text{Bi} \frac{\partial \theta}{\partial z} = 0, \quad \text{sólido} \quad (3.13)$$

onde, $\text{Bi} = \frac{hd_p}{2k_s}$, número de Biot;

$$\left. \frac{\partial \theta}{\partial s} \right|_{s=1} = -\text{Bi}(\theta_s - \theta_g), \quad \text{na interface} \quad (3.14)$$

$$\theta|_{s=1} = \theta_s(z), \quad \text{na superfície} \quad (3.15)$$

$$\left. \frac{\partial \theta}{\partial s} \right|_{s=0} = 0, \quad \text{condição de simetria} \quad (3.16)$$

$$\theta(0, L, s) = 0, \quad \text{no início de cada período} \quad (3.17)$$

Detalhes da solução analítica deste problema são apresentados em LUPORINI [1994], obtendo-se a equação da temperatura para o sólido, apresentada abaixo. Assim pode-se calcular a temperatura no interior do sólido a partir de dados de temperatura do gás.

$$\theta(z, L, s) = \theta_s(z, L) + \frac{2}{\pi s} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{n} \text{sen}(n\pi s) [\theta_s(z, L) - (n^2 b / \alpha) I_2] \quad (3.18)$$

onde:

$$I_2 = \exp(-n^2 bz) \int_0^z \theta_s(z, L) \exp(n^2 bz) dz \quad (3.19)$$

$$\theta_s(z, L) = \alpha \left[\theta_g(z, L) + \lambda b I_1 \right] \quad (3.20)$$

$$I_1 = \exp(-bz) \int_0^z \theta_g(z, L) \exp(bz) dz \quad (3.21)$$

$$b = \frac{a\pi^2}{3Bi} \quad , \quad \alpha = \frac{1}{(1+\lambda)} \quad , \quad \lambda = \frac{2}{Bi} \quad (3.22)$$

Para o centro da esfera ($s=0$) deve-se aplicar

$$\lim_{s \rightarrow 0} \frac{\sin(n\pi s)}{n\pi s} = 1$$

e substituir este valor na equação (3.18).

Portanto, conforme pode ser visto, a distribuição de temperatura do sólido (3.18) pode ser calculada a partir do conhecimento da temperatura da superfície através da equação (3.20).

Com dados experimentais de temperatura do gás em contato com o sólido pode-se determinar o coeficiente de transferência de calor gás-sólido, por um método de tentativa e erro, comparando-se a curva de temperatura teórica com a curva de temperatura experimental. A metodologia de cálculo do coeficiente de transferência de calor utilizando a solução analítica do modelo de condução intrapartícula é apresentada em detalhes no capítulo 5.

CAPÍTULO 4

PARTE EXPERIMENTAL

4.1 INTRODUÇÃO

Com o objetivo de analisar o desempenho térmico de regeneradores de calor foi utilizada uma montagem experimental que permitiu sua operação em diferentes condições experimentais, seja em escoamento contracorrente ou unidirecional, e com diferentes fluxos mássicos de gás. Foram utilizados três diâmetros diferentes de regenerador (0,043 m, 0,076 m e 0,105 m) de modo a incorporar sua influência no coeficiente de transferência de calor convectivo a ser determinado. Para maximizar o efeito de condução intrapartícula no leito foram utilizadas esferas de vidro de 2,9 cm de diâmetro.

Dentre as técnicas existentes para obtenção de dados experimentais de transferência de calor em regeneradores optou-se pela técnica do equilíbrio cíclico. O regenerador foi operado de forma simétrica e balanceada (mesma duração de período e mesma vazão no aquecimento e resfriamento), sendo obtidos dados experimentais para os escoamentos unidirecional e contracorrente.

4.2 REGENERADOR DE CALOR

Foram utilizados três regeneradores cilíndricos de aço inox, sendo as suas dimensões dadas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Características dos regeneradores 1, 2 e 3

Regenerador	Diâmetro (m)	Comprimento (m)
1	0,043	0,188
2	0,076	0,188
3	0,105	0,188

Na figura 4.1 é mostrado um esquema do regenerador 1, sendo que os regeneradores 2 e 3 apresentam características semelhantes com diferença nas dimensões das luvas de redução (as quais foram utilizadas para adaptar o tubo do regenerador à tubulação periférica) e do diâmetro do regenerador. Ao longo dos

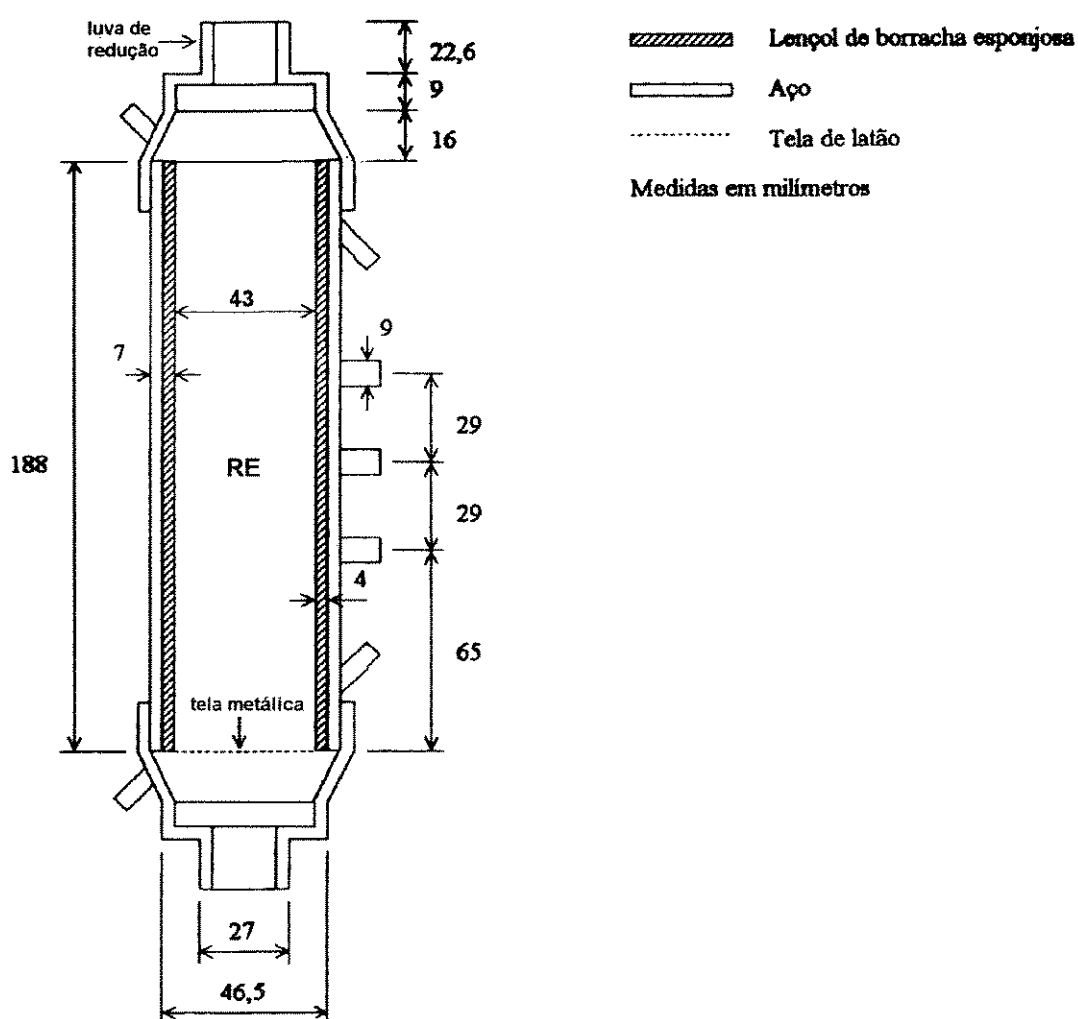


Figura 4.1 - Esquema do regenerador 1

regeneradores foram feitos cinco furos de 9 mm, para introdução de termopares para a medida do perfil de temperatura no leito. Para medir a temperatura do gás na entrada e saída do regenerador foram feitos furos, em cada luva de redução.

Foi utilizada uma tela metálica na base inferior do regenerador para a sustentação do leito de partículas.

Para todas as configurações, o regenerador foi isolado termicamente, interna e externamente. Internamente foi forrado com uma borracha esponjosa de 3 mm de espessura. Externamente foi envolvido por duas camadas de fibra cerâmica de 20 mm de espessura para reduzir a troca de calor com o ambiente.

4.3 LEITO

O leito do regenerador é constituído por partículas esféricas de vidro. Suas características e propriedades físicas (BANSAL E DOREMUS [1986]) são dadas abaixo :

$$d_p = 2,9 \text{ cm};$$

$$\rho_s = 2432 \text{ kg/m}^3;$$

$$k_s = 1,06 \text{ W/(m K)};$$

$$c_s = 833 \text{ J/(kg K)}.$$

A porosidade do leito de cada geometria de regenerador é dada na tabela 4.2, abaixo:

Tabela 4.2 - Porosidades dos regeneradores 1, 2 e 3

regenerador	porosidade
1	0,638
2	0,562
3	0,500

O diâmetro, a densidade das partículas e a porosidade do leito foram determinados experimentalmente, de acordo com o procedimento descrito a seguir. Foram feitos furos de 2 mm de diâmetro em cinco esferas, até o seu centro, para a introdução dos termopares.

4.3.1 Determinação da Densidade das Partículas do Leito

Pesou-se uma quantidade de esferas em uma balança eletrônica de precisão, marca TECNAL LIBOR. O volume desta quantidade de esferas foi obtido, colocando-as em uma proveta com água e medindo-se a variação de volume (ΔV). A densidade das partículas é dada por:

$$\rho_s = \frac{M_s}{\Delta V} \quad (4.1)$$

onde, M_s é a massa de esferas.

4.3.2 Determinação do Diâmetro Médio das Partículas

Pode-se determinar o volume médio de uma partícula utilizando a seguinte equação:

$$V_s = \frac{\Delta V}{n_{\text{esf}}} \quad (4.2)$$

onde:

- V_s = volume de uma esfera;
- n_{esf} = número de esferas.

O diâmetro médio é dado pela seguinte equação :

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{6V_s}{\pi}} \quad (4.3)$$

4.3.3 Determinação da Porosidade do Leito

Para se determinar a fração de vazios no leito pesou-se a quantidade total de esferas a ser colocadas no regenerador e calculou-se o volume através da seguinte relação:

$$V_{sl} = \frac{M_{sl}}{\rho_s} \quad (4.4)$$

onde:

- V_{sl} = Volume de sólido no leito ;
- M_{sl} = Massa de sólido no leito

A fração de vazios é dada por:

$$\phi = \frac{(V_{RE} - V_{sl})}{V_{RE}} \quad (4.5)$$

onde, $V_{RE} = \frac{\pi D_{RE}^2 L}{4}$, D_{RE} , L são respectivamente, volume, diâmetro e comprimento do regenerador.

4.4 FLUIDO DE TROCA TÉRMICA

O gás utilizado como fluido de troca térmica foi o ar, obtido diretamente do meio ambiente. A temperatura média do ar de resfriamento utilizado esteve em torno de 37 °C e a do ar de aquecimento de 64 °C

As propriedades físicas do ar foram obtidas em PERRY E CHILTON [1983] para temperatura de 52 °C (média entre as temperaturas do ar de aquecimento e resfriamento), e são dadas abaixo:

- c_g - calor específico	1008 J/(kg K)
- μ_g - viscosidade	1,95E-5 Pa/s
- k_g - condutividade	0,028 W/(m K)
- Pr - número de Prandtl	0,702
- ρ_g - densidade do ar	1,12 kg/m ³

Para o intervalo de temperatura entre 37 °C e 64 °C, a variação das propriedades físicas não excede 10 %.

4.5 DESCRIÇÃO DO EQUIPAMENTO

A figura 4.2 mostra um esquema simplificado do equipamento utilizado para obtenção dos dados experimentais. Estão ligados sete termopares ferro-constantan (T) ao regenerador (RE). Os termopares T2 a T6 medem a temperatura do sólido (no centro das esferas) na direção axial do regenerador e os termopares T1 e T7 medem a temperatura do ar. O indicador de temperatura (LT) tem precisão de $\pm 0,1$ °C.

A alimentação de ar é feita através de um soprador centrífugo (S), que possui duas saídas, uma ligada a válvula gaveta VG1 (ar de aquecimento) e outra ligada a válvula VG2 (ar de resfriamento). O ar é aquecido através de um conjunto de resistências (R) elétricas e a potência de aquecimento controlada por um regulador de tensão.

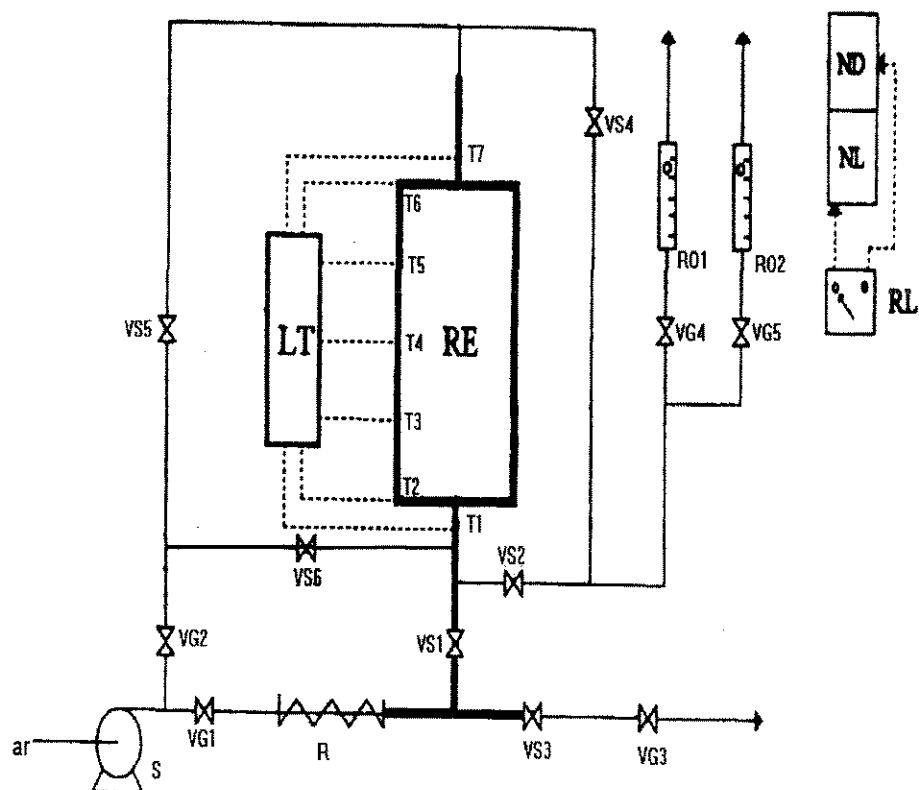


Figura 4.2 - Esquema do equipamento experimental

LT - indicador de temperatura

R - aquecedor elétrico

RE - regenerador

VG - válvula gaveta

VS - válvula solenóide

S - soprador

T - termopar

RL - relê

RO1 - rotâmetro de 154 l/min

RO2 - rotâmetro de 72,3 l/min

———— isolamento térmico

No escoamento unidirecional o ar quente e ar frio entram alternadamente na parte inferior do regenerador (RE), no escoamento contracorrente ar quente entra na parte inferior e o ar frio na parte superior.

A direção de fluxo do ar é controlada através de seis válvulas solenóides (VS) que permitem operar o equipamento em escoamento unidirecional e

contracorrente, alternando aquecimento e resfriamento por meio da combinação das válvulas ligadas ao relê (RL). O relê possui duas posições, NL para o período de aquecimento e ND para período de resfriamento. A combinação das válvulas é a seguinte:

- Unidirecional :

aquecimento: VS1/VS4, abertas e VS2/VS3/VS5/VS6, fechadas.

resfriamento: VS3/VS4/VS6 abertas e VS1/VS2/VS5, fechadas.

- Contracorrente :

aquecimento: VS1/VS4, abertas e VS2/VS3 / VS5/VS6, fechadas.

resfriamento: VS2/VS3 /VS5, abertas e VS1/VS4/VS6, fechadas.

Foram utilizados dois rotâmetros (RO1 e RO2) em paralelo para medir a vazão de ar que passa pelo regenerador.

4.6 DETALHAMENTO DE ALGUNS ELEMENTOS DO EQUIPAMENTO

4.6.1 Regulador de Tensão e Aquecedor Elétrico

Consiste de um tubo de cobre de 35 mm de diâmetro e 890 mm de comprimento, tendo em seu interior uma resistência elétrica de 2,15 W/m, feita com fios de Ni - Cr em espiral. Para controlar a potência a ser fornecida pela resistência elétrica utilizou-se um regulador de tensão com escala de 0 a 150 volts e corrente de 0 a 5 ampéres.

4.6.2 Soprador de Ar

O soprador utilizado é do tipo centrífugo de 1/2 CV, marca EBERLE, com uma tomada de ar e duas saídas com capacidade máxima de 1 m³/min.

4.6.3 Indicador de Temperatura

Foi utilizado um indicador de temperatura da marca IOPE modelo TDB 40C12 dotado de chave seletora eletrônica com teclas para 12 canais. Os termopares são de Fe-Constantan. O indicador tem precisão de $\pm 0,1$ °C.

4.6.4 Válvulas Solenóides

Foram utilizadas um conjunto de seis válvulas solenóides da marca ASCO de 2 vias n° 8210c94, as quais estão abertas quando energizadas. O diafragma das válvulas é de borracha.

4.6.5 Rotâmetros

Os rotâmetros utilizados para medir a vazão de ar são da marca GILMONT, dotados de curvas de calibração fornecidas pelo fabricante. O rotâmetro RO1 pode medir vazões de até 154 l/min, e o rotâmetro RO2 vazões até 72,3 l/min.

4.7 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Os experimentos foram feitos com o regenerador operando de forma simétrica-balanceada.

Faz-se o ajuste da vazão do ar de aquecimento através da válvula gaveta VG1 e a do ar de resfriamento através da válvula VG2. A válvula gaveta VG3 deve permanecer sempre aberta, permitindo a passagem contínua de ar pelo tubo que contém as resistências elétricas evitando assim que estas sejam danificadas. O ar não deve ser aquecido a temperaturas superiores a 80 °C, pois as válvulas solenóides podem ser danificadas pois possuem diafragma de borracha.

Deixa-se o leito atingir o equilíbrio térmico com o ar de resfriamento. Após isso inicia-se a operação alternando-se entre períodos de aquecimento e resfriamento.

As temperaturas do sólido e do ar são registradas, a cada 60 s, conforme exemplo dado nas tabelas 4.3 e 4.4, onde T1 e T7 indicam a temperatura do ar, e T2 a T6 a temperatura do sólido ao longo do regenerador. As temperaturas necessárias à metodologia de cálculo do coeficiente de transferência de calor foram apenas T1, T2, T6 e T7, enquanto as temperaturas T3, T4 e T5 foram obtidas para que fosse verificado o equilíbrio cíclico.

É feita a comparação entre dois ciclos sucessivos e admite-se que o equilíbrio cíclico é atingido quando a diferença de temperatura entre dois ciclos sucessivos é menor ou igual a 0,4 °C. O número de ciclos necessários para que o equilíbrio cíclico fosse atingido variou entre 5 e 9 ciclos.

Tabela 4.3 - Período de aquecimento , escoamento unidirecional

t (s)	T1(°C)	T2(°C)	T3(°C)	T4(°C)	T5(°C)	T6(°C)	T7(°C)
0	57,0	48,4	49,4	49,4	49,3	49,0	50,6
60	61,9	50,1	50,6	50,5	50,3	49,4	52,6
120	63,6	52,2	52,0	51,9	51,5	50,3	53,9
180	64,6	54,2	53,2	52,9	52,5	51,1	54,8
240	65,2	56,1	54,3	53,8	53,4	51,8	55,5
300	65,8	57,7	55,4	54,6	54,2	52,6	56,1

Tabela 4.4 - Período de resfriamento, escoamento unidirecional

t (s)	T1(°C)	T2(°C)	T3(°C)	T4(°C)	T5(°C)	T6(°C)	T7(°C)
0	52,0	57,9	55,4	54,4	54,0	52,6	52,5
60	44,1	56,0	54,0	53,1	52,8	52,2	49,9
120	42,7	53,8	52,7	51,8	51,6	51,3	48,6
180	42,0	51,7	51,4	50,8	50,6	50,5	47,8
240	41,7	49,9	50,3	49,8	49,8	49,7	47,2
300	41,6	48,4	49,3	49,2	49,1	49,1	46,7

4.8 FLUXOS MÁSSICOS

4.8.1 Regenerador 1

Foram realizados 37 experimentos em escoamento unidirecional e 37 experimentos em escoamento contracorrente distribuídos da seguinte maneira :

fluxo mássico 1: $1,519 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ $Re_m = 4232$.

períodos: 90, 120, 150, 180, 210, 240 e 300 s.

fluxo mássico 2: $1,293 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ $Re_m = 3602$

períodos: 90, 120, 150, 180, 210, 240 e 300 s.

fluxo mássico 3: $1,056 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ $Re_m = 2942$

períodos: 120, 180, 210, 240, 300, 360 e 420 s.

fluxo mássico 4: $0,806 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ $Re_m = 2245$

períodos: 120, 180, 240, 300, 360, 420 e 480 s.

fluxo mássico 5: $0,549 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ $Re_m = 1529$

períodos: 120, 180, 240, 300, 360, 420, 480, 540 e 720 s.

4.8.2 Regenerador 2

Foram realizados 19 experimentos em escoamento unidirecional e 19 experimentos em escoamento contracorrente distribuídos da seguinte maneira :

fluxo mássico 1: $0,484 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ $Re_m = 1114$

períodos: 240, 360, 420, 540 e 600 s

fluxo mássico 2: $0,400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ $Re_m = 921$

períodos: 300, 420, 540, 660, 780 s

fluxo mássico 3: $0,310 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ $Re_m = 714$

períodos: 360, 540, 660, 840, 960 s

fluxo mássico 4: $0,240 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ $Re_m = 553$

períodos: 480, 660, 840 e 1080 s

4.8.3 Regenerador 3

Foram realizados 14 experimentos em escoamento unidirecional e 14 experimentos em escoamento contracorrente distribuídos da seguinte maneira :

fluxo mássico 1: $0,245 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ $Re_m = 494$.

períodos : 540, 780, 960, 1200 e 1380 s

fluxo mássico 2: $0,200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ $Re_m = 404$.

períodos: 540, 660, 960, 1200 s

fluxo mássico 3: $0,160 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$ $Re_m = 323$.

períodos: 840, 1140, 1440, 1740 e 1980 s

CAPÍTULO 5

METODOLOGIA DE CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

5.1 INTRODUÇÃO

A metodologia de cálculo do coeficiente de transferência de calor a partir de dados experimentais, utilizada no presente trabalho emprega uma solução matemática exata do modelo de condução intrapartícula, fato pouco comum na determinação dos coeficientes de transferência de calor convectivo.

A utilização de soluções analíticas simplificam em muito o desenvolvimento e a implementação computacional de metodologias de cálculo do coeficiente de transferência de calor.

Neste capítulo será apresentada a metodologia de cálculo do coeficiente de transferência de calor e alguns detalhes do programa computacional utilizado.

5.2 MINIMIZAÇÃO DA DIFERENÇA MÉDIA DA TEMPERATURA DO SÓLIDO

A metodologia de cálculo do coeficiente de transferência de calor utilizada no presente trabalho, está baseada na minimização da diferença média entre as temperaturas teórica e experimental do sólido variando com o tempo, na saída do regenerador. A temperatura teórica do sólido na saída do regenerador é calculada pela equação (3.18), utilizando a temperatura experimental do ar na saída do regenerador e arbitrando-se um valor para o coeficiente de transferência de calor. A média da diferença absoluta entre as temperaturas teórica e experimental é calculada através da seguinte expressão :

$$R = \frac{1}{P / am} \sum_1^{P/am} |T_{i,2,ex} - T_{i,2,te}| \quad (5.1)$$

onde:

- P , duração do período, (s);
- am , intervalo de amostragem dos pontos experimentais, (s) ,
- $T_{i,2,ex}$, temperatura do sólido na saída, experimental, ($^{\circ}$ C);

- $T_{i,2,te}$, temperatura do sólido na saída, teórica, ($^{\circ}\text{C}$).

A temperatura teórica foi calculada para o centro da esfera. Considera-se que para $R \leq 0,2$ $^{\circ}\text{C}$ há uma boa concordância entre as curvas de temperatura teórica e experimental do sólido variando com o tempo na saída do regenerador.

O cálculo dos coeficientes é feita de forma iterativa. Como podemos observar na equação (3.18), o número de Biot aparece associado aos parâmetros b e λ . Portanto o valor do coeficiente de transferência de calor, h , será determinado arbitrando-se valores para o número de Biot nestas equações. Atribui-se um valor inicial para o número de Biot que é incrementado até que o valor de R seja menor que a tolerância especificada. Este método de busca do valor do coeficiente é diferente do utilizado por LUPORINI [1994] que empregou o método do meio intervalo, utilizando a equação (2.25), como comentado no capítulo 2.

Foi calculado um coeficiente para o período de aquecimento (h_a), e um para o período de resfriamento (h_r), sendo feita a média aritmética simples entre os dois valores para o valor do coeficiente de transferência de calor médio (h_m), pois a duração dos períodos de aquecimento e resfriamento são iguais.

5.3 PROGRAMA DESENVOLVIDO

O programa de computador foi desenvolvido em linguagem de programação C. A listagem do programa é apresentada no apêndice C, e o diagrama de blocos nas figuras 5.1 a 5.4. O programa utiliza as seguintes funções:

- `rtbis ( )`, faz o incremento do número de Biot, descrita na figura 5.2;
- `spline ( )` e `splint ( )`, fazem interpolação da temperatura do ar na saída do regenerador;
- `mcintra ( )`, calcula a temperatura teórica do sólido (equação 3.18), utilizando quatro termos para o somatório, descrita na figura 5.4;
- `intra ( )`, chama as funções `spline ( )`, `splint ( )` e `mcintra ( )`, e calcula R (equação. 5.1), descrita na figura 5.3.

O tempo de processamento não ultrapassou 120 s para a maioria dos casos, em um computador "PC 486 DX2 - 66".

As principais etapas do programa são dadas a seguir:

1. Entrada de dados.

a. nome do arquivo de dados experimental a ser lido em disco, " arq "

O quadro 5.1 apresenta a forma de um arquivo de dados experimentais .

b. nome do arquivo de dados de saída com os resultados, " arq1 " .

c. seleção do período, pela variável " per " .

per = 1, período de aquecimento ;

per = 2 , período de resfriamento.

d. Valor inicial do número de Biot, variável x1.

e. Tipo de regenerador, variável TR

TR = 1, diâmetro= 0,043 m;

TR = 2, diâmetro = 0,076 m;

TR = 3, diâmetro = 0,105 m.

f. Tipo de escoamento do ar, variável esc.

esc. = 1, contracorrente ;

esc. = 2, unidirecional.

g. Ponto do sólido onde a temperatura teórica deve ser calculada, variável pon.

pon. = 1, s= 0 no centro da partícula ;

pon. = 2, s= 0,5 ponto intermediário da partícula ;

pon. = 3, s=1 superfície da partícula.

2. Atribuição dos valores das dimensões do regenerador e do recheio, e das propriedades físicas do ar e do recheio feitas dentro do programa.

Quadro 5.1 - Arquivo de dados, arq., exemplo (escoamento unidirecional)

(am)	(m _g)	(P)					
60	0,549	300					
tempo(s)	T1(°C)	T2(°C)	T3(°C)	T4(°C)	T5(°C)	T6(°C)	T7(°C)
aquecimento							
0	57,0	48,4	49,4	49,4	49,3	49,0	50,6
60	61,9	50,1	50,6	50,5	50,3	49,4	52,6
120	63,6	52,2	52,0	51,9	51,5	50,3	53,9
180	64,6	54,2	53,2	52,9	52,5	51,1	54,8
240	65,2	56,1	54,3	53,8	53,4	51,8	55,5
300	65,8	57,7	55,4	54,6	54,2	52,6	56,1
resfriamento							
0	52,0	57,9	55,4	54,4	54,0	52,6	52,5
60	44,1	56,0	54,0	53,1	52,8	52,2	49,9
120	42,7	53,8	52,7	51,8	51,6	51,3	48,6
180	42,0	51,7	51,4	50,8	50,6	50,5	47,8
240	41,7	49,9	50,3	49,8	49,8	49,7	47,2
300	41,6	48,4	49,3	49,2	49,1	49,1	46,7

3. Abertura do arquivo," arq ".

4. Cálculo da temperatura média dos gases de aquecimento e de resfriamento na entrada do regenerador. Na modelagem matemática foi feita a suposição de que a temperatura do ar na entrada do regenerador é constante para os períodos de aquecimento e resfriamento. Mas como pode ser observado no quadro 5.1 as temperaturas do ar na entrada do regenerador variam, assim, para o cálculo do coeficiente é necessário utilizar um valor médio, os quais são calculados pelas equações (5.2) e (5.3), dadas abaixo:

$$\bar{T}_{ga1} = \frac{1}{P / am} \sum_1^{P/am} T_{ga1}[i] \tag{5.2}$$

$$\bar{T}_{gr1} = \frac{1}{P / am} \sum_1^{P/am} T_{gr1}[i] \tag{5.3}$$

5. Cálculo das temperaturas adimensionalizadas do ar na saída do regenerador.
No período de aquecimento:

$$\theta_{ga2}[i] = \frac{(T7[i] - T6 (0))}{(\bar{T}_{ga1} - \bar{T}_{gr1})} \tag{5.4}$$

No período de resfriamento:

$$\theta_{gr2}[i] = \frac{(T7[i] - T6 (0))}{(\bar{T}_{ga1} - \bar{T}_{gr1})} \tag{5.5}$$

6. Cálculo do número de Biot que minimize a expressão (5.1) para a tolerância especificada.
7. Armazenamento dos dados de saída em " arq1" (exemplo quadro 5.2, abaixo).

Quadro 5.2 , arq1, exemplo

AQUECIMENTO	$d_p=2,9 \text{ cm}$	$s=0$
$m_g = 0,400 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$	$P = 420 \text{ s}$	
$\Lambda = 0,850$	$\Pi = 0,863$	$U = 1,015$
$Bi = 0,285$	$h_a = 20,48 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{K})$	
$\bar{T}_{gr1} = 46,0 \text{ }^\circ\text{C}$	$\bar{T}_{ga1} = 63,7 \text{ }^\circ\text{C}$	

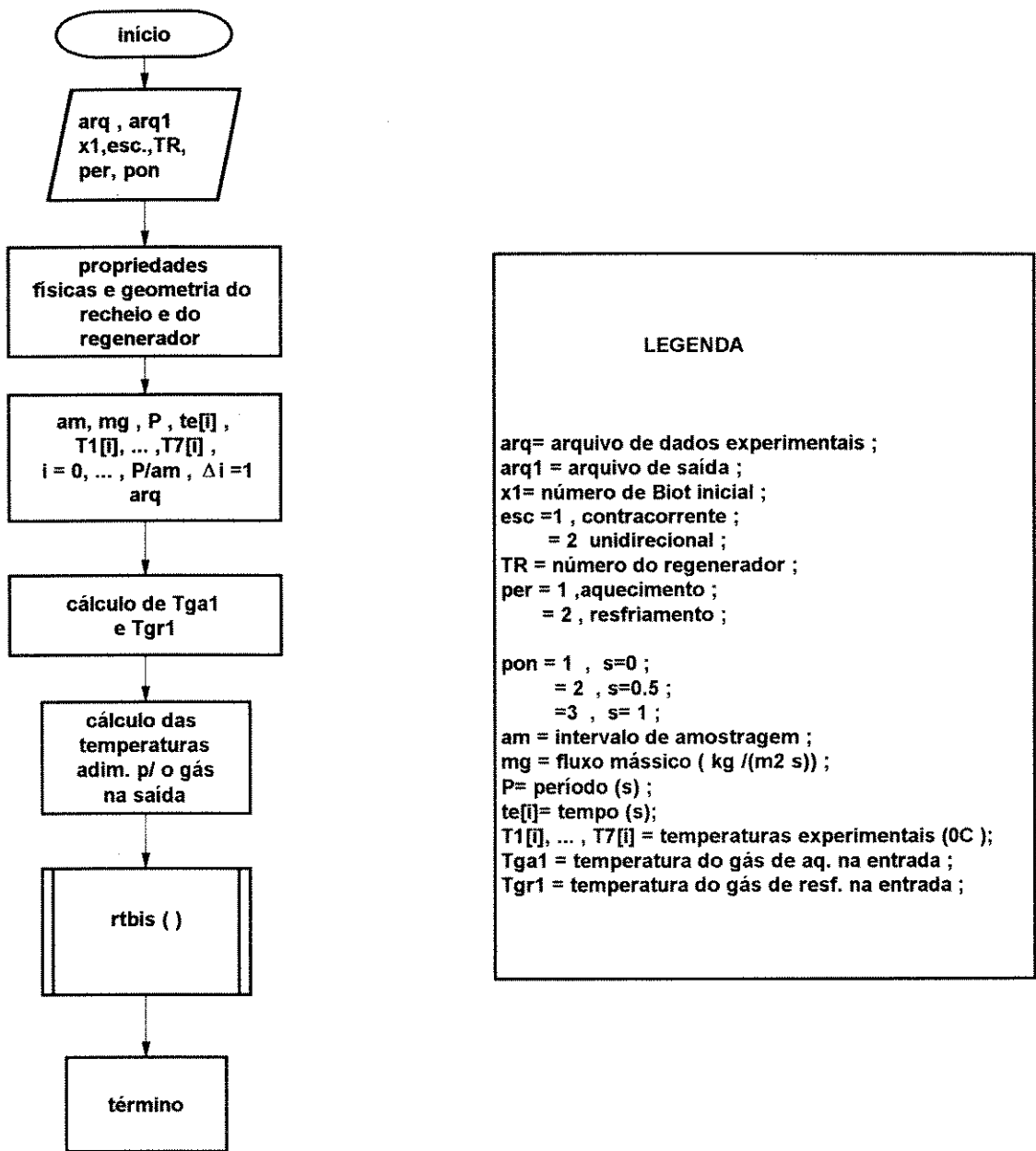


Figura 5.1 - Diagrama de blocos do programa principal

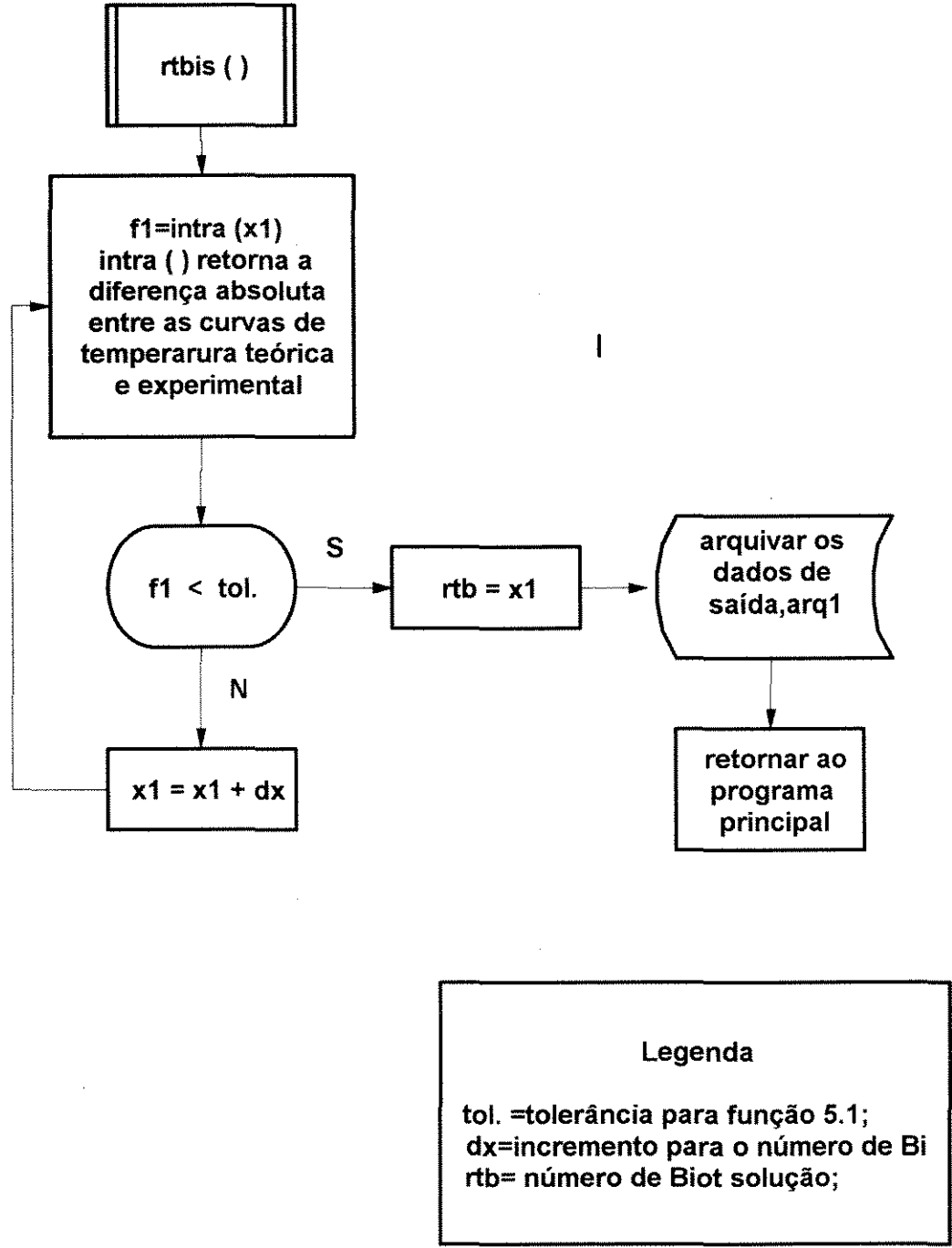


Figura 5.2 - Diagrama de blocos da função rtbis()

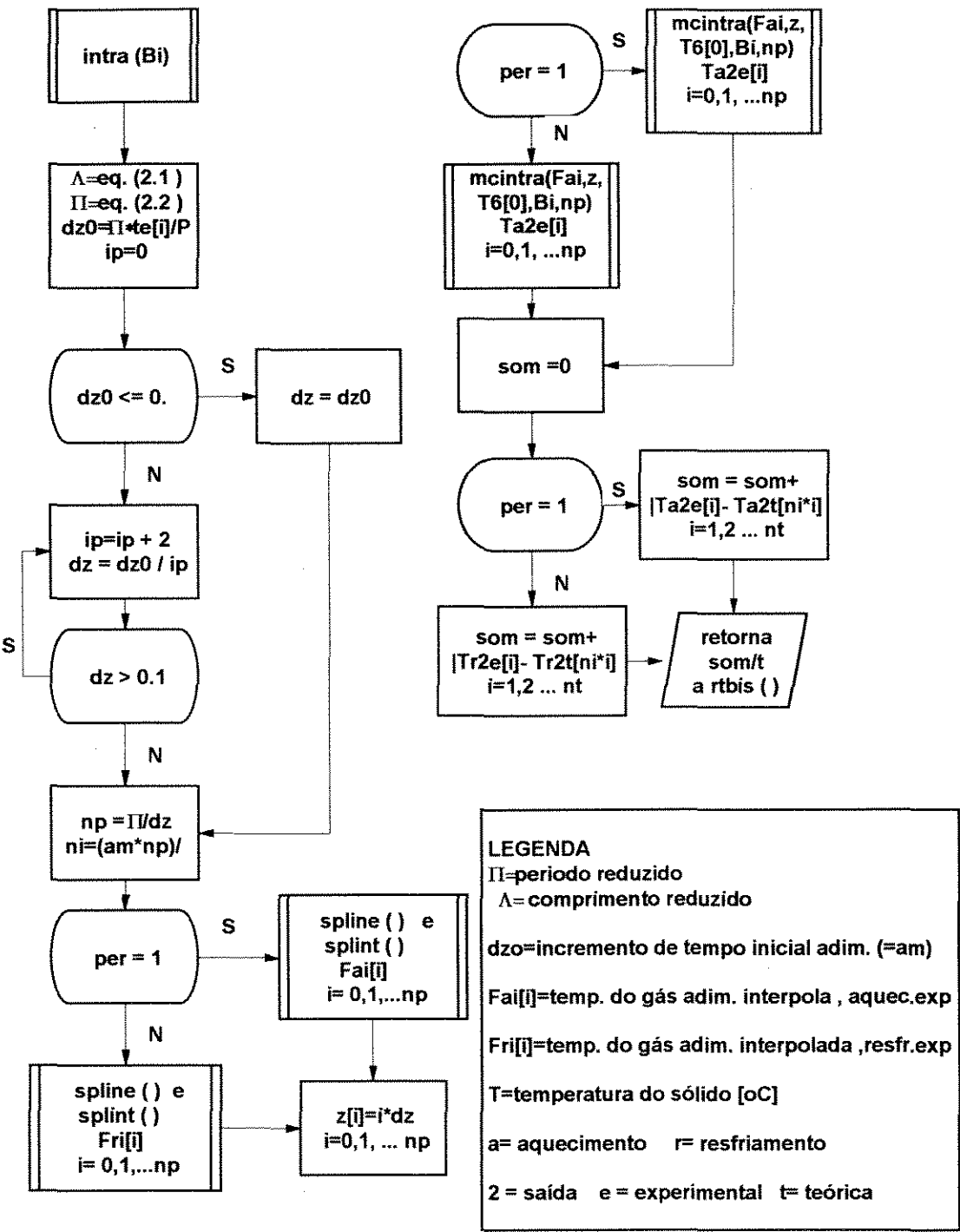


Figura 5.3 - Diagrama de blocos para a função intra()

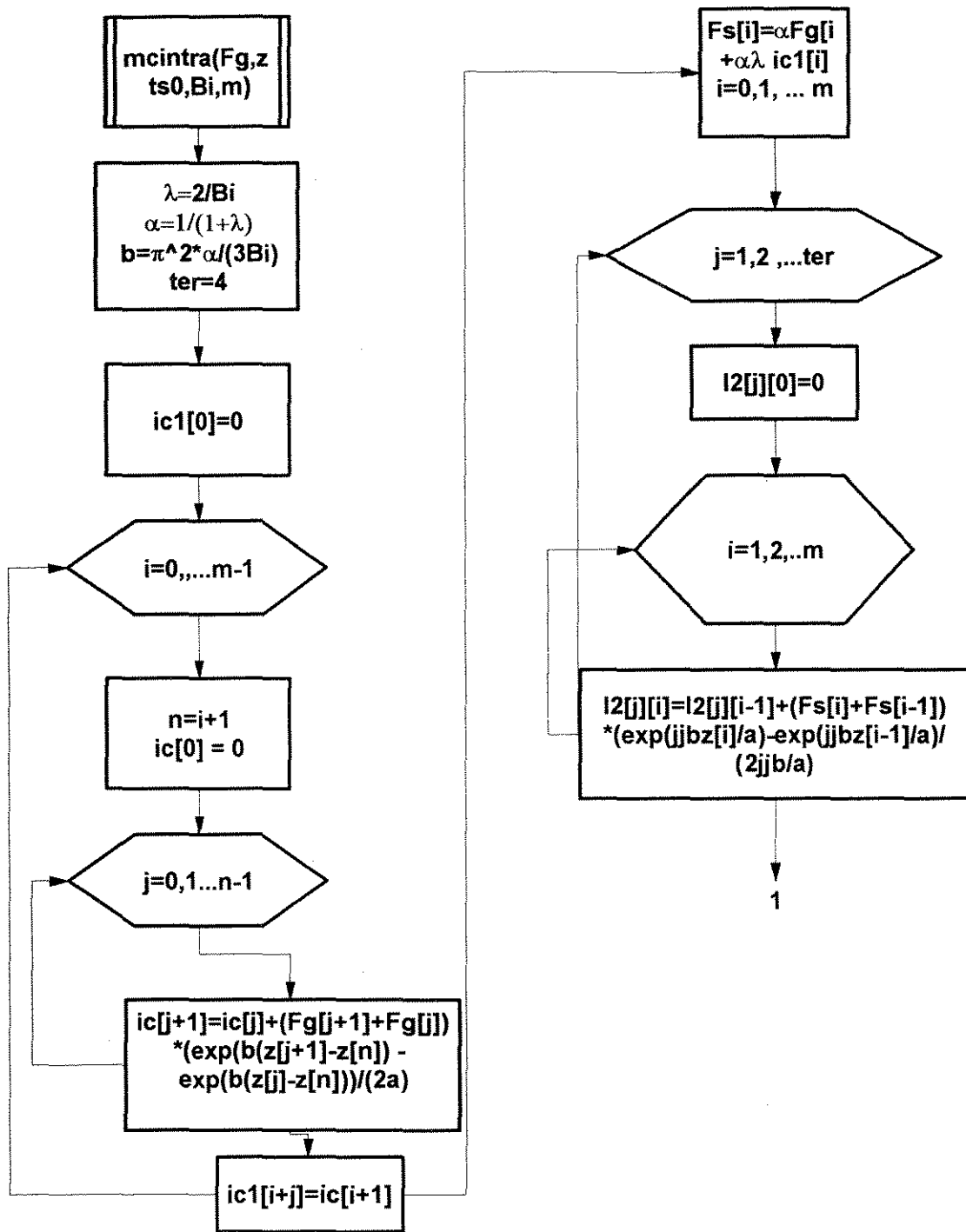


Figura 5.4 - Diagrama de blocos para função `mcintra( )`

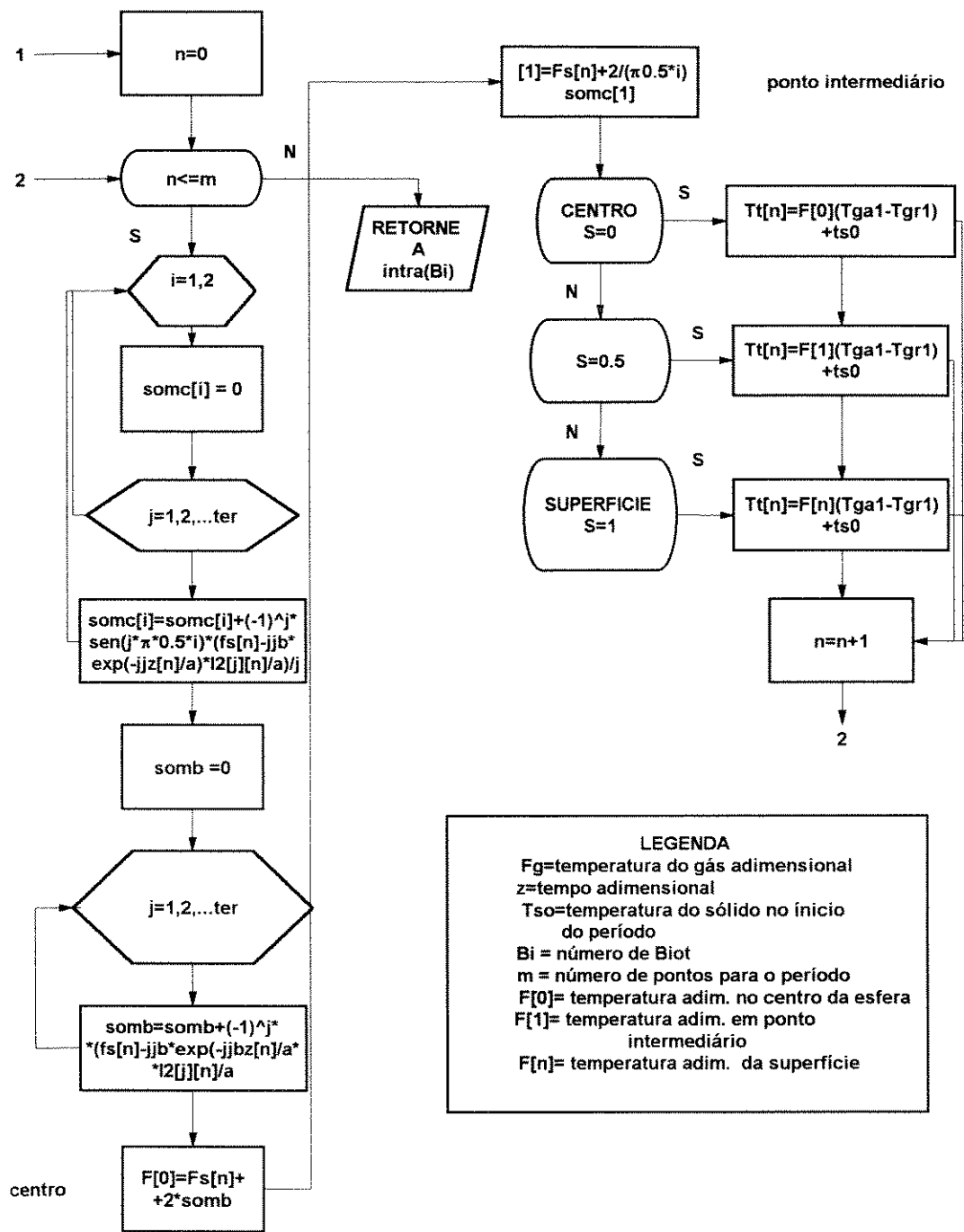


Figura 5.4 - Continuação

CAPÍTULO 6

RESULTADOS E DISCUSSÃO

6.1 INTRODUÇÃO

Os dados experimentais obtidos para os três regeneradores (diâmetros de 0,043 m, 0,076 m e 0,105 m) operando em escoamento unidirecional e contracorrente para o leito fixo de partículas com diâmetro médio de 2,9 cm, foram utilizados no cálculo do coeficiente de transferência de calor convectivo gás-sólido. Estes coeficientes foram calculados a partir de medidas experimentais da temperatura do sólido (no centro da partícula) e do gás na saída do regenerador, utilizando a metodologia de cálculo desenvolvida por LUPORINI [1994], a partir do modelo da condução intrapartícula.

Os coeficientes de transferência de calor médio para cada fluxo mássico ($\bar{h}_m$) e tipo de escoamento foram correlacionados através do fator j_h de Colburn modificado, $j_h \phi$, utilizado por HANDLEY E HEGGS [1968], conforme apresentado no capítulo 2 do presente trabalho, dada pela equação:

$$j_h \phi = \frac{h \text{Pr}^{2/3} \phi}{m_g c_g} = c \text{Re}_m^n \quad (6.1)$$

onde os parâmetros c e n foram ajustados pelo método dos mínimos quadrados.

As correlações obtidas no presente trabalho foram comparadas com as obtidas por HANDLEY E HEGGS [1968], WAKAO et al [1979], HEGGS E BURNS [1990] (modelo de Schumann), e com as correlações propostas por LUPORINI [1994] (modelo da condução intrapartícula).

6.2 ESCOAMENTO CONTRACORRENTE

Foram realizados 70 experimentos para o regenerador operando em escoamento contracorrente em 12 fluxos mássicos diferentes. Os coeficientes de transferência de calor foram calculados para os períodos de aquecimento (h_a) e de resfriamento (h_r), sendo feita também a média aritmética entre estes (h_m). Os

valores destes coeficientes calculados para este tipo de escoamento, são apresentados nas tabelas de A.1 a A.12, e para o escoamento unidirecional nas tabelas A.13 a A.24 do apêndice A.

Para os experimentos utilizando os regeneradores 2 e 3 não foi possível obter o coeficiente de transferência de calor para o período de resfriamento (h_r), pois não houve convergência entre as curvas de temperatura teórica e experimental do sólido. Isto provavelmente foi devido a capacidade térmica das luvas de redução destes regeneradores, afetando a curva de temperatura experimental do gás na saída do regenerador. Os coeficientes de transferência de calor para o período de aquecimento para os regeneradores 2 e 3 foram utilizados como valor médio, para este tipo de escoamento.

Alguns valores do coeficiente de transferência de calor são muito discrepantes em relação aos outros de mesmo fluxo mássico. Estes são indicados com um asterisco nas tabelas do apêndice A, e não foram utilizados para obtenção das correlações.

O gráfico da figura 6.1 mostra a variação da temperatura experimental do gás na entrada e saída do regenerador, e do sólido na saída do regenerador variando com o tempo, para um ciclo completo, no equilíbrio cíclico, para o escoamento contracorrente, com fluxo mássico de ar de $1,519 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e período de 300 s, para o regenerador 1.

Como pode ser observado, as temperaturas dos gases de aquecimento e resfriamento na entrada do regenerador apresentam uma maior variação no início de cada período, pois há uma mudança brusca na temperatura do gás quando é feita a reversão dos períodos, havendo também o efeito da tubulação periférica ao regenerador. Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor, como foi comentado no capítulo 5, foram utilizados valores médios para as temperaturas dos gases de aquecimento e resfriamento na entrada do regenerador, calculados através das equações (5.2) e (5.3), respectivamente.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor foi considerado que uma diferença média de $0,20 \text{ }^\circ\text{C}$ entre as temperaturas teórica e experimental

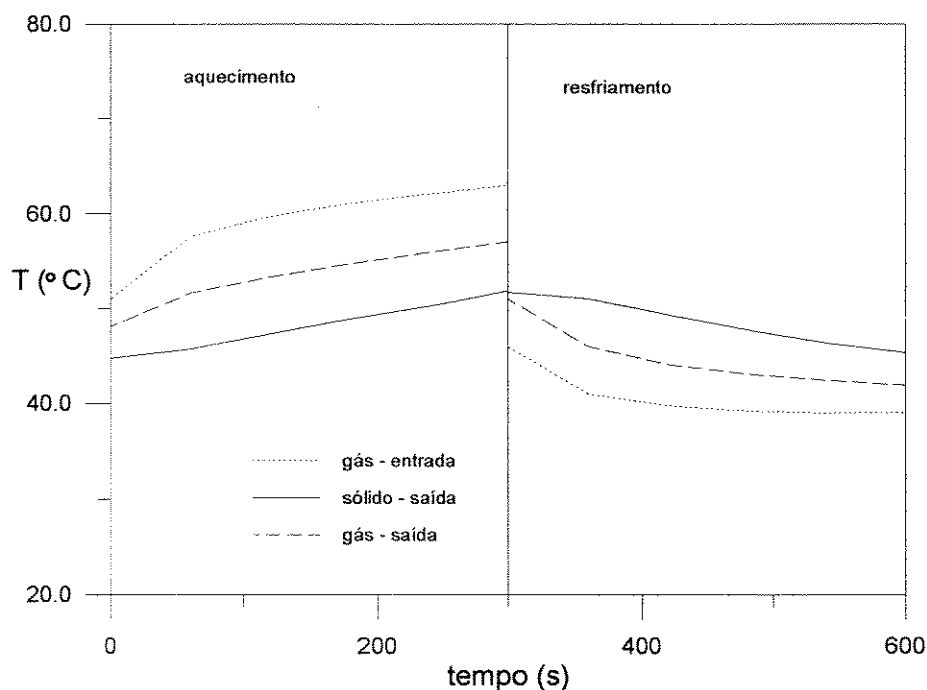


Figura 6.1 - Temperatura *versus* tempo, para um ciclo, regenerador operando em equilíbrio cíclico, fluxo mássico de $1,519 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e período de 300 s.

do sólido é satisfatória, o que representa uma diferença de aproximadamente 3% se a comparação é feita em termos de temperaturas adimensionais.

As figuras 6.2, 6.3 e 6.4 mostram exemplos do ajuste entre as curvas de temperatura teórica e experimental do sólido para os regeneradores 1, 2 e 3, respectivamente, para o período de aquecimento e escoamento contracorrente. Pode-se verificar uma excelente concordância entre as curvas teórica e experimental, salvo para os instantes iniciais e particularmente no caso do regenerador 1. Este tipo de comportamento se manteve para todos os experimentos, conforme pode ser observado nos gráficos do apêndice B, figuras B.1 a B.17 para o escoamento contracorrente e B.18 a B.41 para o escoamento unidirecional.

Apesar de não termos elementos suficientes para uma conclusão definitiva para este comportamento, vale ressaltar que ele reflete o fato da modelagem matemática utilizada considerar somente o caso adiabático e também não considerar o efeito da parede do regenerador. Nestas condições, para o mesmo tipo de leito, quanto menor o diâmetro do regenerador maior será a

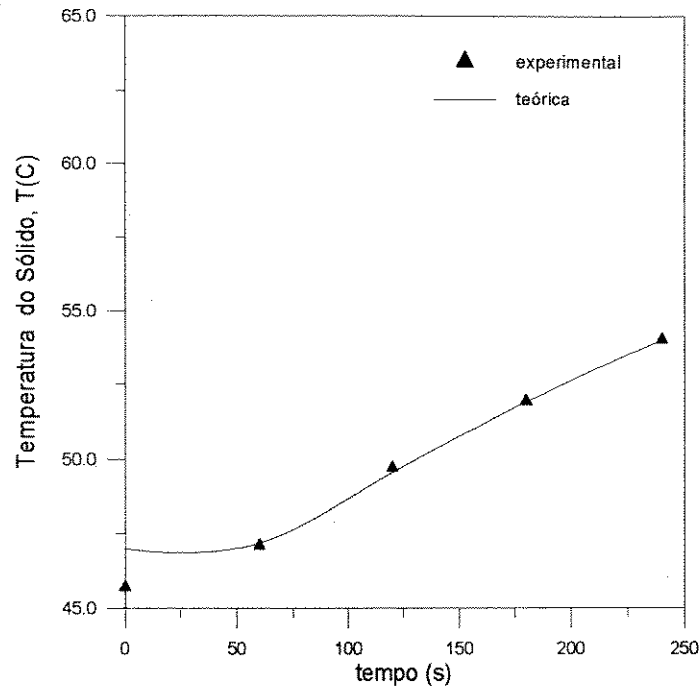


Figura 6.2 - Temperaturas experimental e teórica do sólido na saída do regenerador, fluxo mássico = 1,519 kg/(m²s) e P = 240s, aquecimento, regenerador 1.

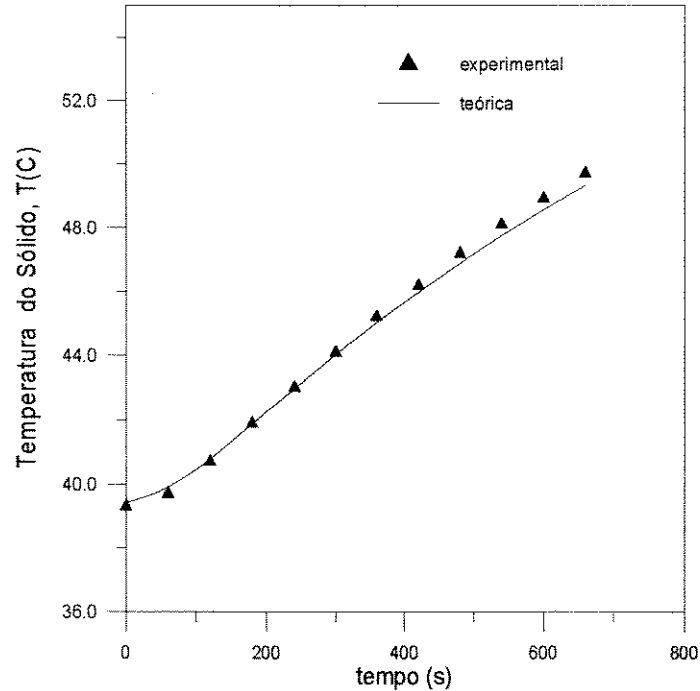


Figura 6.3 - Temperaturas experimental e teórica do sólido na saída do regenerador, fluxo mássico = 0,400 kg/(m²s) e P = 660s, aquecimento, regenerador 2.

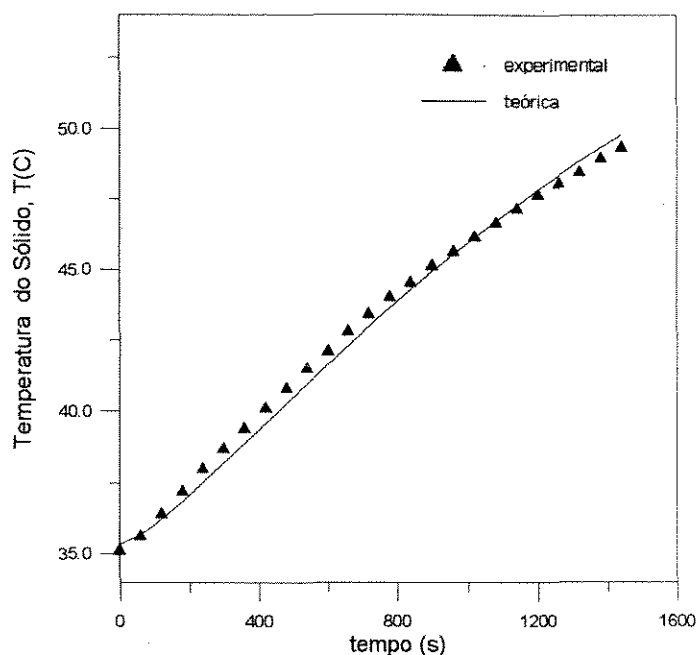


Figura 6.4 - Temperaturas experimental e teórica do sólido na saída do regenerador, fluxo mássico = $0,160 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e $P = 1440\text{s}$, aquecimento, regenerador 3.

importância desses fatores, e consequentemente ocorrerá um maior desvio em relação às condições consideradas no modelo.

As figuras 6.5, 6.6 e 6.7 são gráficos do coeficiente de transferência de calor médio ($\bar{h}_m$) *versus* fator de utilização, para os regeneradores 1, 2 e 3 respectivamente. O fator de utilização é definido como, $U=P(1-\phi)m_g c_g/(\rho_s c_s Y)$, o qual é proporcional a duração do período para um dado fluxo mássico. Nestas figuras pode-se observar que o coeficiente de transferência de calor não apresenta grande variação para um determinado fluxo mássico, sendo que as diferenças com relação ao valor médio ($\bar{h}_m$) estão na faixa de -8 % a +9 %, com poucas exceções, o que indica que o coeficiente de transferência de calor para este tipo de escoamento não é dependente da duração do período, e que estas diferenças no valor do coeficiente, podem ser atribuídas ao efeito de parede (capacidade térmica da parede do regenerador) e perdas para o meio ambiente, as quais são diferentes dependendo da duração do período. Este comportamento é semelhante ao verificado por HEGGS E BURNS [1990] para materiais de alta condutividade térmica.

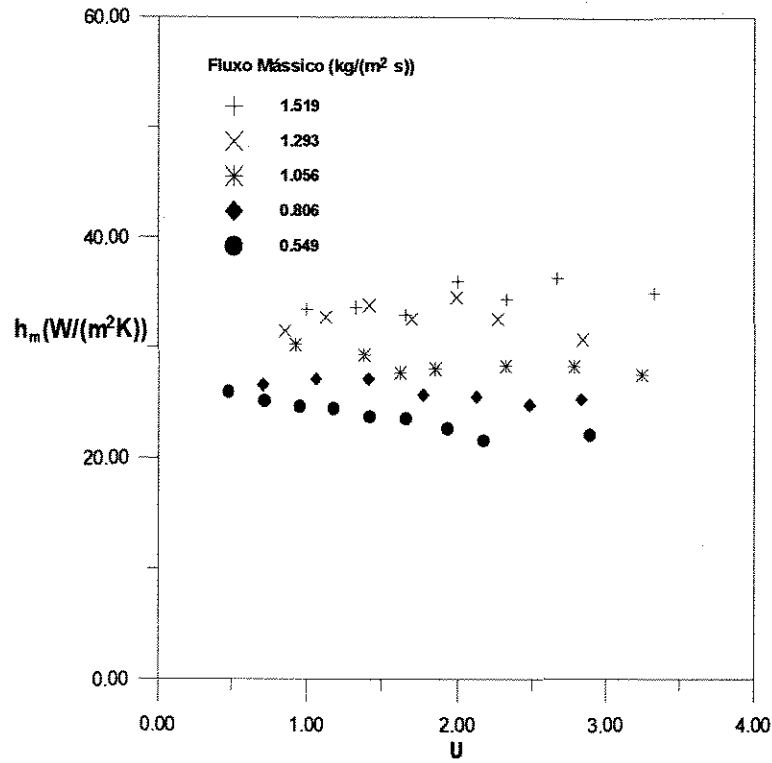


Figura 6.5 - h_m versus U , regenerador 1

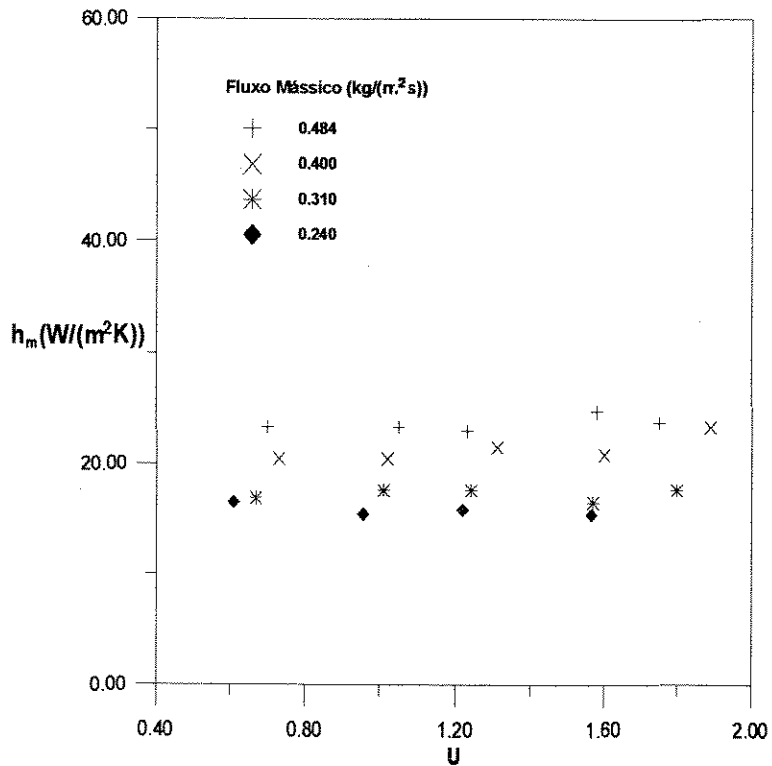


Figura 6.6 - h_m versus U , regenerador 2

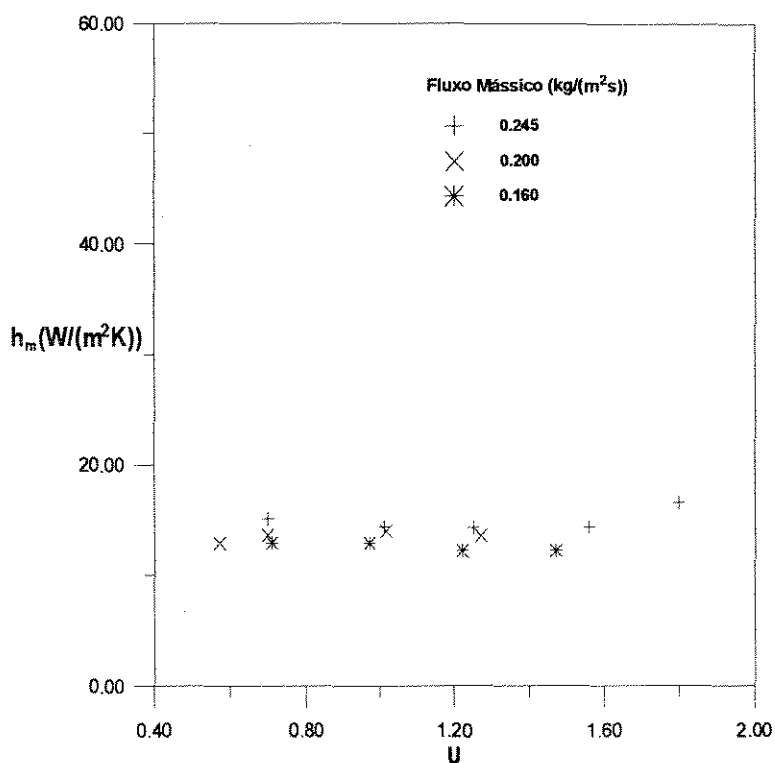


Figura 6.7 - h_m versus U , regenerador 3

Na tabela 6.1 são dados os valores dos coeficientes de transferência de calor médio para o período de aquecimento ($\bar{h}_a$) e para o período de resfriamento ($\bar{h}_r$), e também a média entre estes dois coeficientes ($\bar{h}_m$) para cada fluxo mássico, bem como os fatores $j_h\phi$ correspondentes.

Tabela 6.1 - Fator $j_h\phi$, escoamento contracorrente

Regenerador	m_g kg/(m ² s)	ϕ	Re_m	$\bar{h}_a$ W/(m ² K)	$\bar{h}_r$ W/(m ² K)	$\bar{h}_m$ W/(m ² K)	$j_h\phi$
1	1,519	0,638	4232	33,00	36,54	34,77	0,01144
	1,293	0,638	3602	32,70	33,16	32,93	0,01273
	1,056	0,638	2942	28,51	27,74	28,13	0,01332
	0,806	0,638	2245	25,77	26,33	26,05	0,01616
	0,549	0,638	1529	24,25	22,68	23,47	0,02137
2	0,484	0,562	1114	23,65	-	23,65	0,02152
	0,400	0,562	921	21,34	-	21,34	0,02349
	0,310	0,562	714	17,25	-	17,25	0,02451
	0,240	0,562	553	15,80	-	15,80	0,02899
3	0,245	0,500	494	14,95	-	14,95	0,02391
	0,200	0,500	404	13,56	-	13,56	0,02656
	0,160	0,500	323	12,58	-	12,58	0,03081

As correlações para o coeficiente de transferência de calor utilizando o fator $j_h\phi$, para cada regenerador são dadas abaixo, pelas equações (6.2) a (6.4).

Regenerador 1

$$j_h\phi = 1,710 Re_m^{-0,602} \quad (6.2)$$

com coeficiente de correlação 0,978.

Regenerador 2

$$j_h\phi = 0,349 Re_m^{-0,398} \quad (6.3)$$

com coeficiente de correlação 0,943.

Regenerador 3

$$j_h \varphi = 0,959 Re_m^{-0,596} \quad (6.4)$$

com coeficiente de correlação 0,995.

Na figura 6.8 é mostrado um gráfico log-log do fator $j_h \varphi$ versus Re_m , e pode ser observado que houve um excelente ajuste entre as correlações dadas acima e os pontos experimentais. Isto mostra a consistência dos dados experimentais. Pode-se observar deste gráfico, um deslocamento entre as retas que ajustam os pontos experimentais para cada regenerador, mostrando uma clara influência do diâmetro do regenerador sobre o comportamento do coeficiente de transferência de calor. As maiores diferenças entre os três regeneradores estão na porosidade do leito, diferença na relação entre as áreas superficiais dos regeneradores e dos leitos (sendo esta relação maior para o regenerador 1), e diferenças na distribuição de fluxo de gás.

A correlação englobando todos os regeneradores, para este tipo de escoamento, é dada por:

$$j_h \varphi = 0,262 Re_m^{-0,365} \quad (6.5)$$

com coeficiente de correlação 0,926.

Na figura 6.9 pode ser observado que houve um bom ajuste da equação (6.5) aos dados experimentais, apesar do deslocamento entre o conjunto de dados experimentais de cada regenerador.

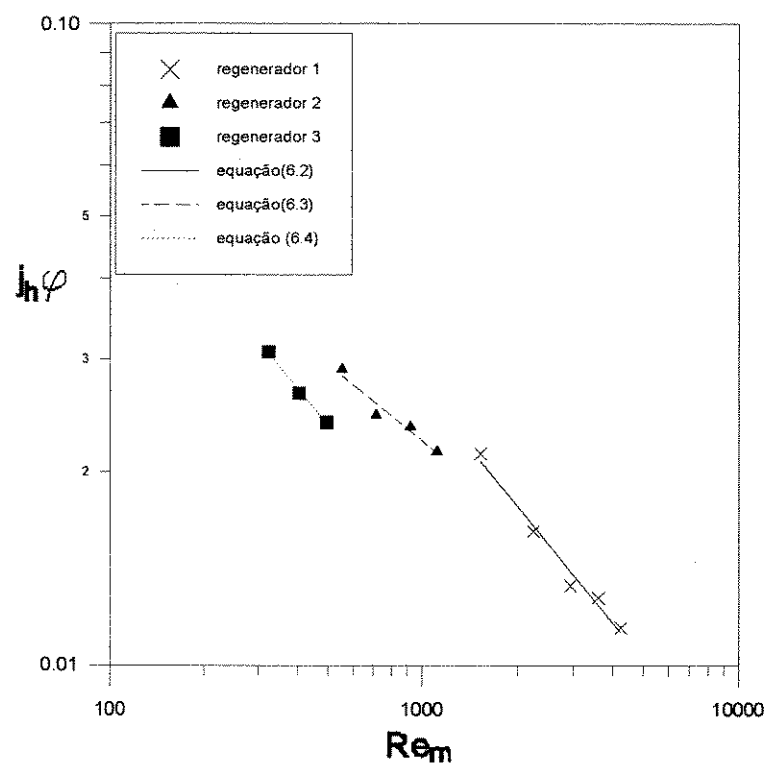


Figura 6.8 - Fator $j_h\phi$ versus Re_m , contracorrente, por regenerador

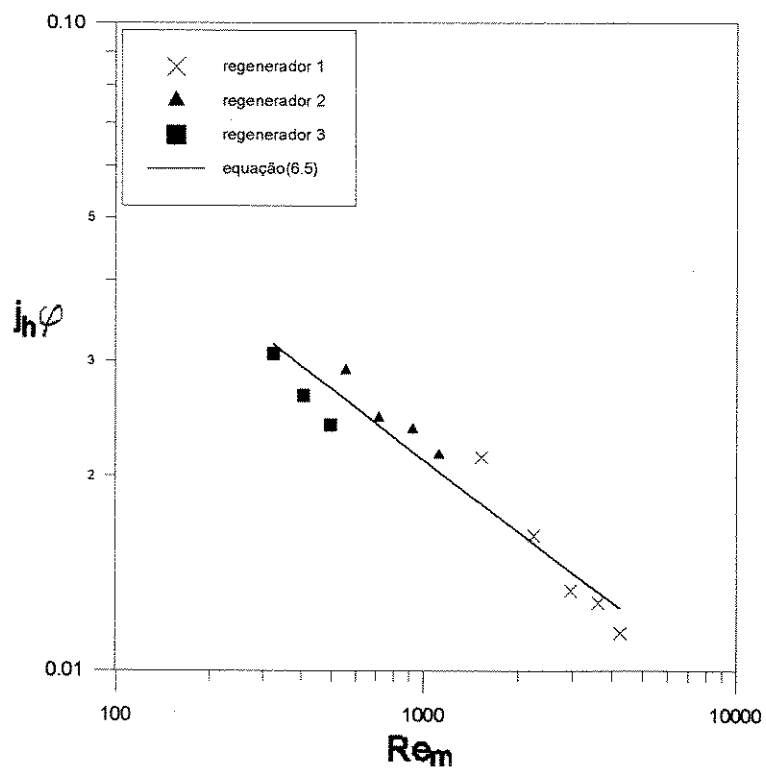


Figura 6.9 - Fator $j_h\phi$ versus Re_m , contracorrente

Na tabela 6.2 é mostrado o desvio entre os coeficientes de transferência de calor calculados a partir da correlação (6.5), $\bar{h}_{pt}$, e os respectivos valores encontrados a partir de pontos experimentais, $\bar{h}_m$. O maior desvio absoluto encontrado foi 15,63%, para o fluxo mássico de 0,549 kg/(m²s).

Tabela 6.2 - Desvio entre o coeficientes calculados e experimentais, contracorrente

Regenerador	m_g kg/(m ² s)	Re_m	$\bar{h}_m$ W/(m ² K)	$\bar{h}_{pt}$ W/(m ² K)	desvio %
1	1,519	4232	34,77	37,78	8,65
	1,293	3602	32,93	34,11	3,57
	1,056	2942	28,13	29,99	6,63
	0,806	2245	26,05	25,26	-3,03
	0,549	1529	23,47	19,80	-15,63
2	0,484	1114	23,65	22,24	-5,96
	0,400	921	21,34	19,70	-7,66
	0,310	714	17,25	16,76	-2,84
	0,240	553	15,80	14,25	-9,84
3	0,245	494	14,95	17,03	13,89
	0,200	404	13,56	14,97	10,38
	0,160	323	12,58	12,99	3,26

6.3 ESCOAMENTO UNIDIRECIONAL

Os experimentos realizados para o escoamento unidirecional foram os mesmos que os realizados para o escoamento contracorrente. Os coeficientes de transferência de calor calculados para o período de aquecimento (h_a), e para o período de período de resfriamento (h_r), e a média entre estes (h_m), são apresentados nas tabelas de A.13 a A.24 do apêndice A.

O gráfico da figura 6.10 mostra a variação da temperatura experimental do gás na entrada e saída do regenerador, e a do sólido na saída do regenerador,

variando com o tempo, para um ciclo completo, para o regenerador 2, com fluxo mássico de $0,484 \text{ kg} / (\text{m}^2 \text{ s})$ e período de 420 s, no equilíbrio cíclico. Pode-se observar um comportamento semelhante ao apresentado pelo escoamento contracorrente, ou seja, as temperaturas do gás na entrada do regenerador variam muito quando ocorre a reversão de períodos. Porém, esta variação é muito mais acentuada do que a observada para o escoamento contracorrente.

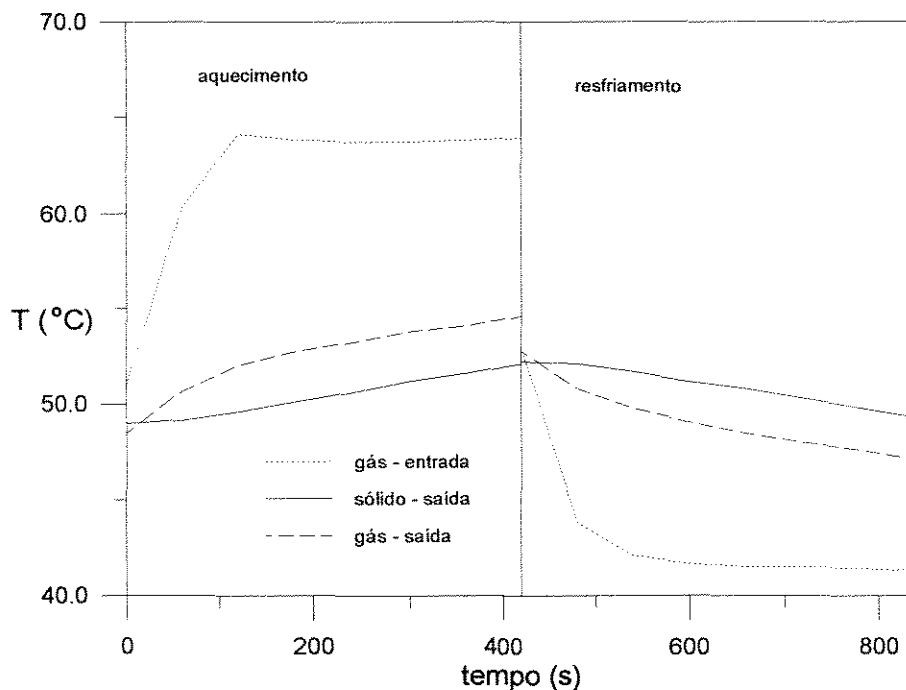


Figura 6.10 - Temperatura *versus* tempo, para o regenerador operando em equilíbrio cíclico, fluxo mássico de $0,484 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e período de 420 s.

Para o escoamento unidirecional também foi observado uma excelente concordância entre as curvas de temperatura experimental e a calculada pela equação (3.18), como pode ser comprovado através das figuras 6.11, 6.12 e 6.13, para os regeneradores 1, 2 e 3, respectivamente, para o período de aquecimento e nas figuras B.18 a B.41 do apêndice B, e sendo também observado um maior desvio para os instantes iniciais para o regenerador 1, porém em menor grau do que o verificado para o escoamento contracorrente.

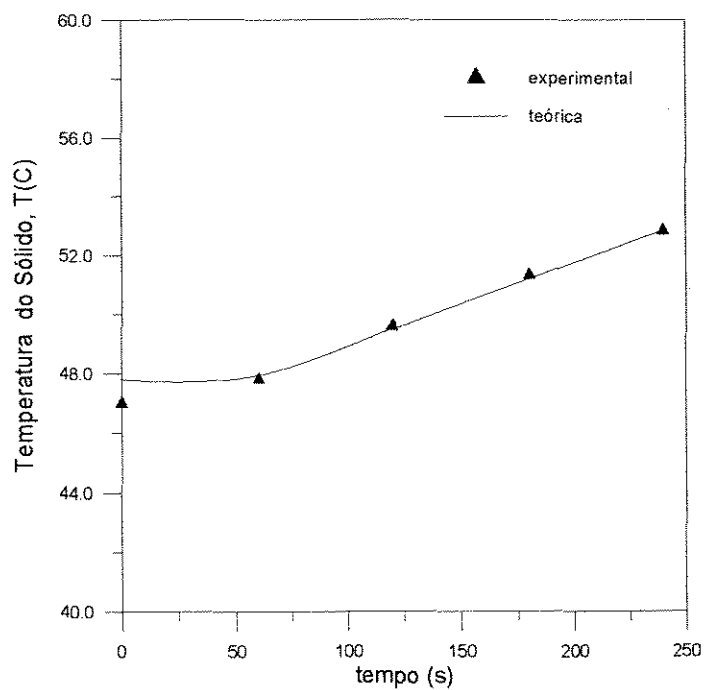


Figura 6.11 - Temperaturas experimental e teórica do sólido na saída do regenerador, fluxo mássico = $1,519 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e $P = 240\text{s}$, aquecimento, regenerador 1.

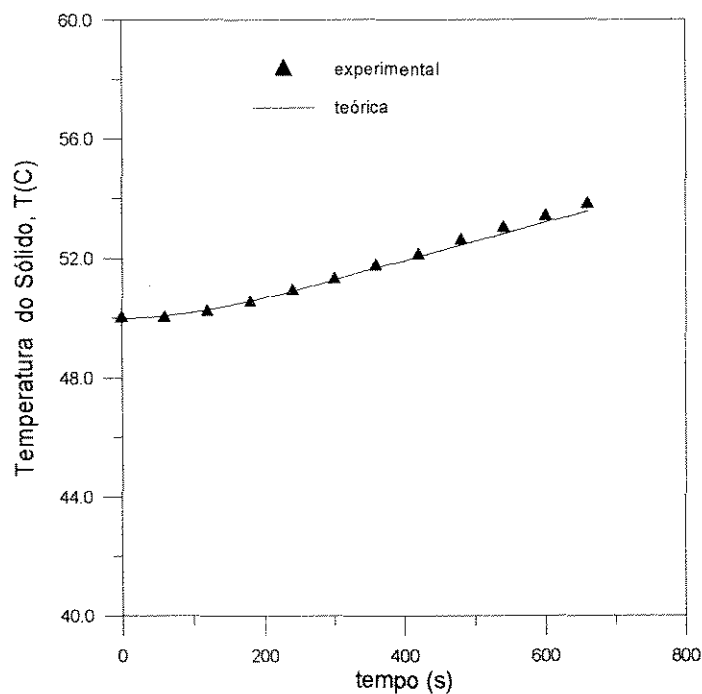


Figura 6.12 - Temperaturas experimental e teórica do sólido na saída do regenerador, fluxo mássico = $0,400 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e $P = 660 \text{ s}$, aquecimento, regenerador 2.

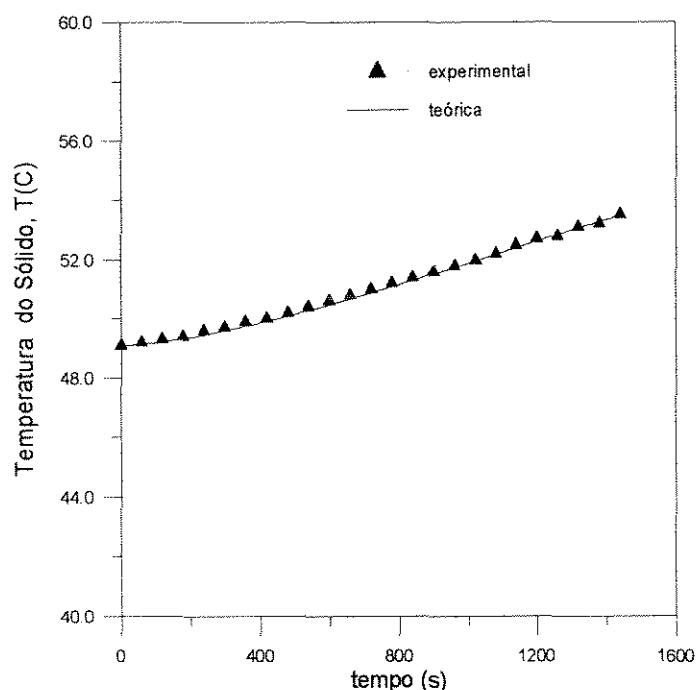


Figura 6.13 - Temperaturas experimental e teórica do sólido na saída do regenerador, fluxo mássico = $0,160 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e $P = 1440\text{s}$, aquecimento, regenerador 3.

As figuras 6.14, 6.15 e 6.16 mostram os gráficos do coeficiente de transferência de calor médio (h_m) *versus* fator de utilização, para os regeneradores 1, 2 e 3 respectivamente. Da mesma forma que o observado no escoamento contracorrente, podemos ver que para o escoamento unidirecional o coeficiente de transferência de calor não apresenta grandes diferenças com relação ao valor médio para cada fluxo mássico ($\bar{h}_m$), estando na faixa de -6 % a + 6 %, ou seja, é independente da duração do período e os fatores que causam estas pequenas diferenças devem ser os mesmos do escoamento contracorrente, conforme já comentado.

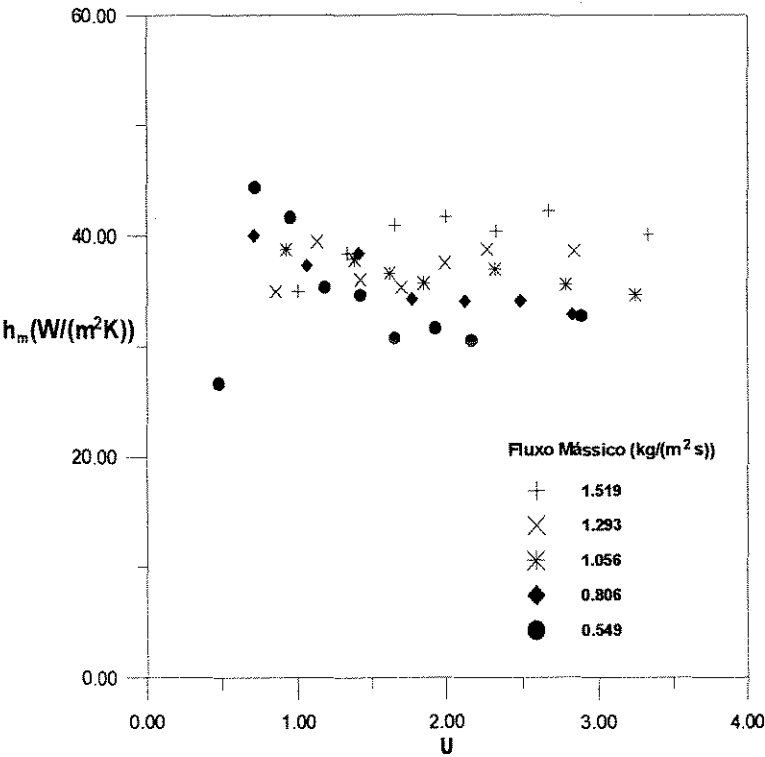


Figura 6.14 - h_m versus U, regenerador 1

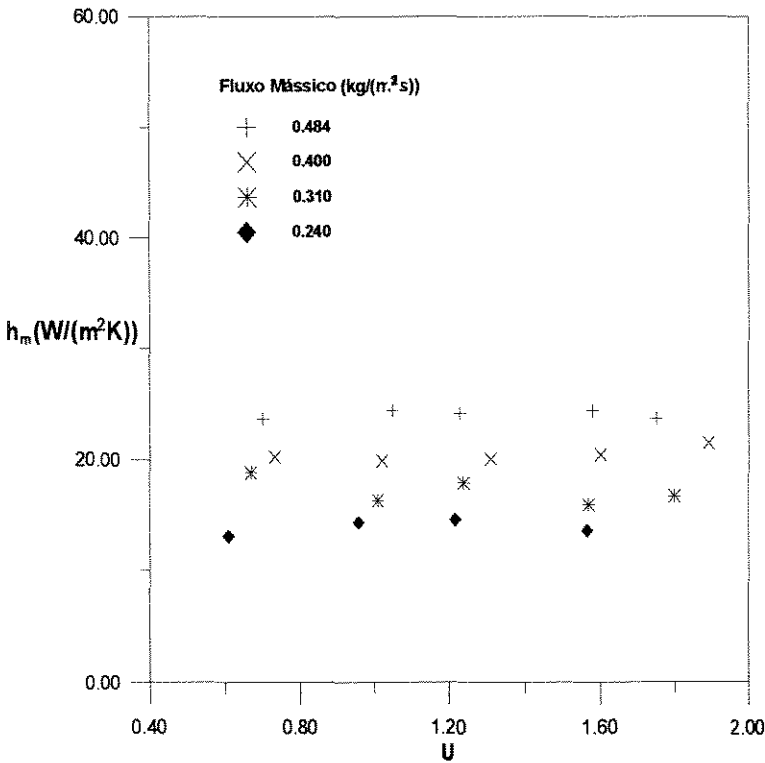


Figura 6.15 - h_m versus U, regenerador 2

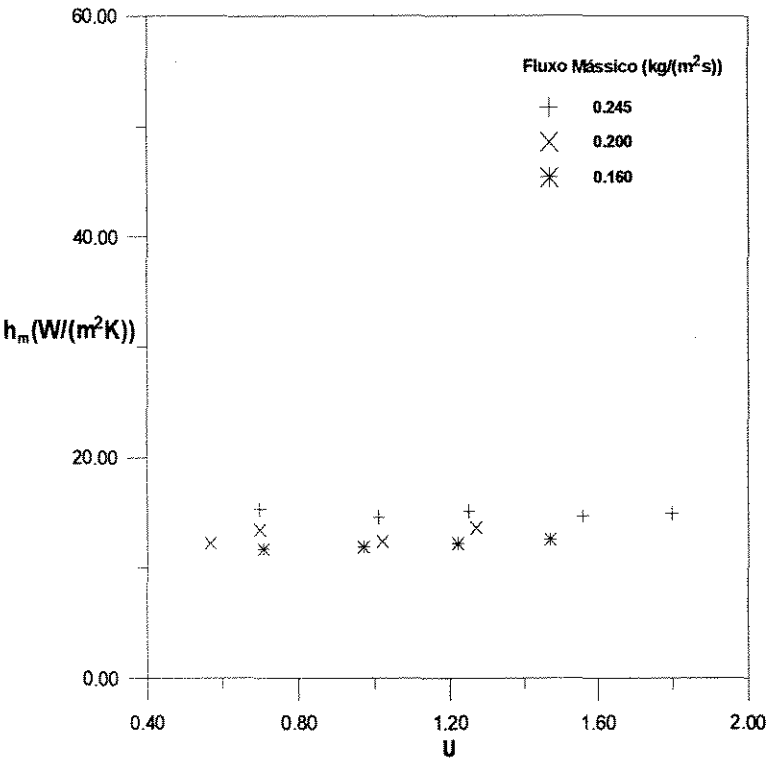


Figura 6.16 - h_m versus U , regenerador 3

Na tabela 6.3 são dados os valores dos coeficientes de transferência de calor médio para o período de aquecimento ($\bar{h}_a$), para o período de resfriamento ($\bar{h}_r$), e também a média entre estes dois coeficientes ($\bar{h}_m$) para cada fluxo mássico, bem como os fatores $j_h\phi$ correspondentes. Nesta tabela podemos ver que os coeficientes de transferência de calor para o período de resfriamento para o regenerador 1, são bem maiores que os respectivos coeficientes para o período de aquecimento, mostrando uma clara influência do efeito da parede do regenerador e perdas para ambiente, sobre o valor do coeficiente de transferência de calor para este regenerador.

Tabela 6.3 - Fator $j_h\phi$, escoamento unidirecional

Regenerador	m_g kg/(m ² s)	ϕ	Re_m	$\bar{h}_a$ W/(m ² K)	$\bar{h}_r$ W/(m ² K)	$\bar{h}_m$ W/(m ² K)	$j_h\phi$
1	1,519	0,638	4232	34,55	46,65	40,60	0,01336
	1,293	0,638	3602	31,52	43,07	37,29	0,01442
	1,056	0,638	2942	29,87	42,28	36,08	0,01708
	0,806	0,638	2245	26,90	40,96	33,93	0,02105
	0,549	0,638	1529	24,12	39,26	31,69	0,02886
2	0,484	0,562	1114	23,92	24,30	24,10	0,02193
	0,400	0,562	921	20,84	20,12	20,48	0,02255
	0,310	0,562	714	16,88	16,70	16,79	0,02372
	0,240	0,562	553	14,82	13,03	13,92	0,02555
3	0,245	0,500	494	14,37	15,45	14,91	0,02384
	0,200	0,500	404	12,84	13,42	13,13	0,02572
	0,160	0,500	323	11,28	12,49	11,89	0,02912

As correlações para o coeficiente de transferência de calor e os respectivos coeficientes de correlação, obtidos para os regeneradores 1, 2 e 3 foram os seguintes:

Regenerador 1,

$$j_h\phi = 8,170 Re_m^{-0,771} \quad (6.6)$$

com coeficiente de correlação 0,996.

Regenerador 2,

$$j_h\phi = 0,100 Re_m^{-0,218} \quad (6.7)$$

com coeficiente de correlação 0,980.

Regenerador 3,

$$j_h \phi = 0,438 Re_m^{-0,470} \quad (6.8)$$

com coeficiente de correlação 0,988.

Na figura 6.17 pode ser visto que houve um excelente ajuste entre os dados experimentais para cada regenerador e as respectivas correlações. Como pode ser visto as retas estão deslocadas, indicando claramente a influência do diâmetro do regenerador, tal como verificado no escoamento contracorrente.

A correlação englobando todos os pontos experimentais para o escoamento unidirecional é dada a seguir:

$$j_h \phi = 0,116 Re_m^{-0,239} \quad (6.9)$$

com coeficiente de correlação 0,703.

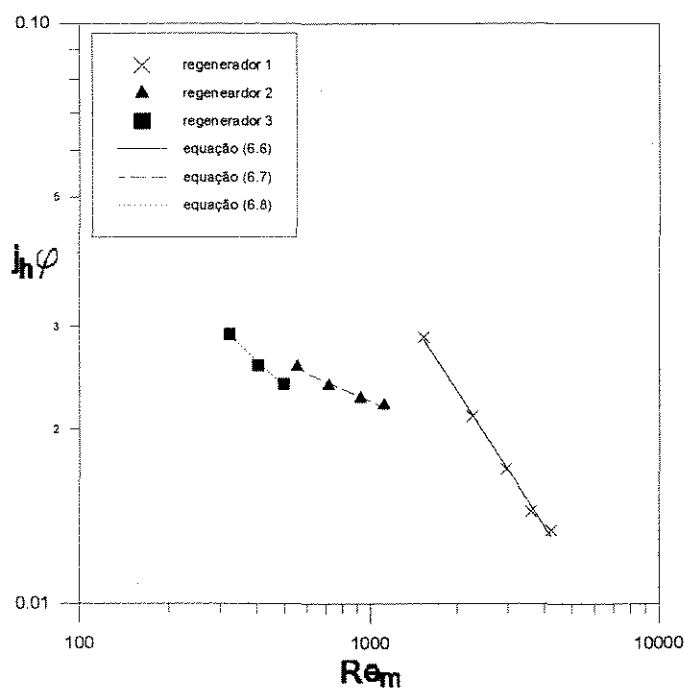


Figura 6.17 - Fator $j_h \phi$ versus Re_m , unidirecional, por regenerador

Esta correlação não apresenta um bom ajuste como o encontrado para o escoamento contracorrente. No gráfico da figura 6.18 pode ser observado que os dados para o regenerador 1 estão muito afastados da reta. Na tabela 6.4 pode-se verificar que o maior desvio entre o coeficiente calculado pela equação (6.9) e o experimental ocorre para o fluxo mássico de $0,549 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, sendo de 30,32%. Este afastamento com relação a equação (6.9) pode ser devido às diferenças observadas entre os coeficientes do período de aquecimento e do resfriamento para o regenerador 1, o que pode ser verificado na tabela 6.3. Portanto, neste caso, o coeficiente de correlação para a equação (6.9) apresenta-se bem mais afastado de 1 do que o obtido na equação (6.5) para o escoamento contracorrente, uma vez que além do deslocamento, observa-se uma maior diferença de inclinação do conjunto de pontos experimentais obtidos para o regenerador 1.

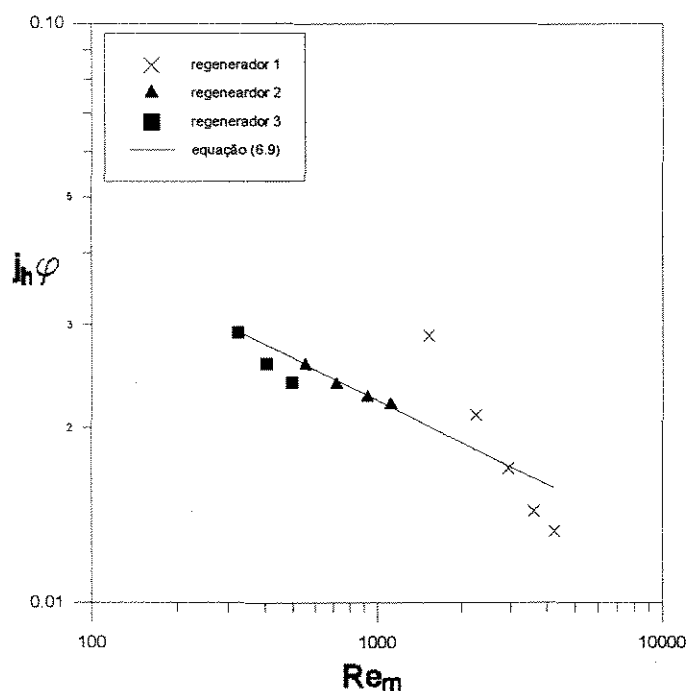


Figura 6.18- Fator $j_h\phi$ versus Re_m , unidirecional

Tabela 6.4 - Desvio entre o coeficientes calculados e experimentais, unidirecional

Regenerador	m_g kg/(m ² s)	Re_m	$\bar{h}_m$ W/(m ² K)	$\bar{h}_m$ W/(m ² K)	desvio %
1	1,519	4232	40,60	47,90	17,99
	1,293	3602	37,29	42,38	13,64
	1,056	2942	36,08	36,32	0,69
	0,806	2245	33,93	29,57	-12,84
	0,549	1529	31,69	22,08	-30,32
2	0,484	1114	24,10	23,84	-1,10
	0,400	921	20,48	20,62	0,67
	0,310	714	16,70	16,98	1,69
	0,240	553	13,93	13,98	0,37
3	0,245	494	14,91	16,47	10,47
	0,200	404	13,13	14,11	7,49
	0,160	323	11,89	11,91	0,16

6.4 COMPARAÇÃO COM OUTROS TRABALHOS

As figuras 6.19 e 6.20 mostram as correlações em função do fator $j_h\phi$, obtidas no presente trabalho, para os escoamento contracorrente e unidirecional, respectivamente, juntamente com as correlações propostas por HANDLEY E HEGGS [1968] (equação (2.9)), WAKAO et al [1979] (equação (2.10)), HEGGS E BURNS[1990] (tabela 2.2) e LUPORINI [1994] (equações (2.23) e (2.24)). As correlações propostas por HEGGS E BURNS [1990] e LUPORINI [1994] foram obtidas a partir de dados para o regenerador operando em equilíbrio cíclico, a mesma técnica experimental empregada no presente trabalho, enquanto que a correlação proposta por HANDLEY E HEGGS [1968] foi obtida a partir de dados empregando a técnica do primeiro período. WAKAO et al [1979] propôs a correlação (2.9) a partir da compilação de trabalhos da literatura (inclusive o de HANDLEY E HEGGS [1968]), englobando várias técnicas experimentais, sendo que os coeficientes de transferência de calor foram recalculados utilizando-se um

modelo matemático que leva em conta o efeito de condução intrapartícula e a dispersão axial do gás.

LUPORINI [1994] também empregou o modelo matemático da condução intrapartícula, para o cálculo do coeficiente de transferência de calor a partir de duas metodologias de cálculo diferentes, a da minimização da diferença entre as eficiências teórica e experimental e a da minimização da diferença entre as temperaturas teórica e experimental (a mesma do presente trabalho). Porém, as correlações apresentadas nas figuras 6.19 e 6.20 são apenas referentes a metodologia da minimização da diferença das eficiências, já que em seu trabalho não foram apresentadas correlações para a outra metodologia.

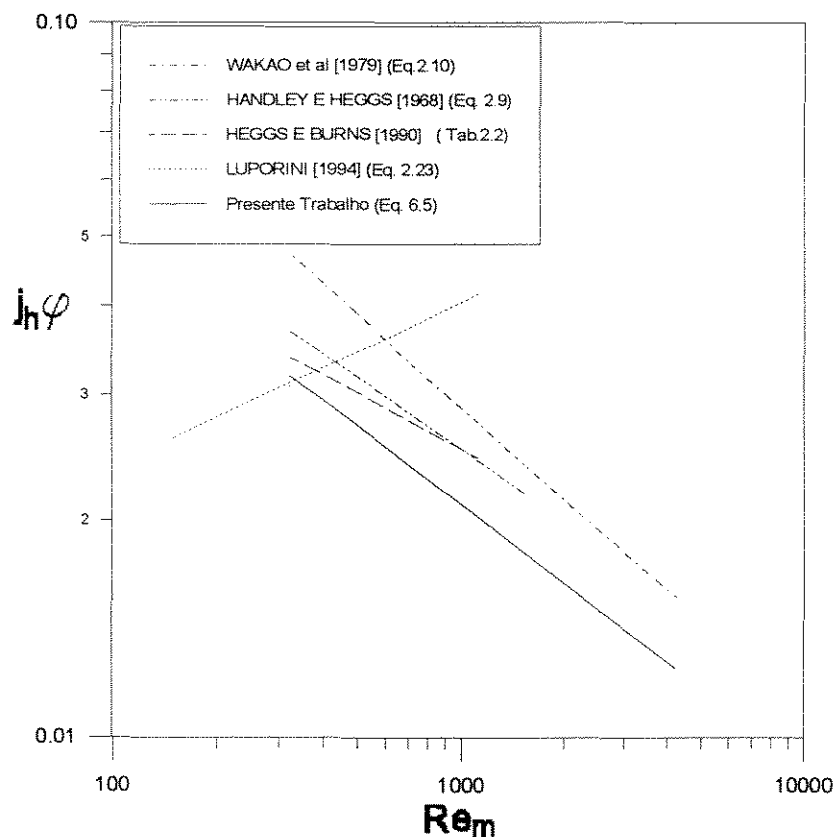


Figura 6.19 - Fator $j_h\phi$ versus Re_m , contracorrente

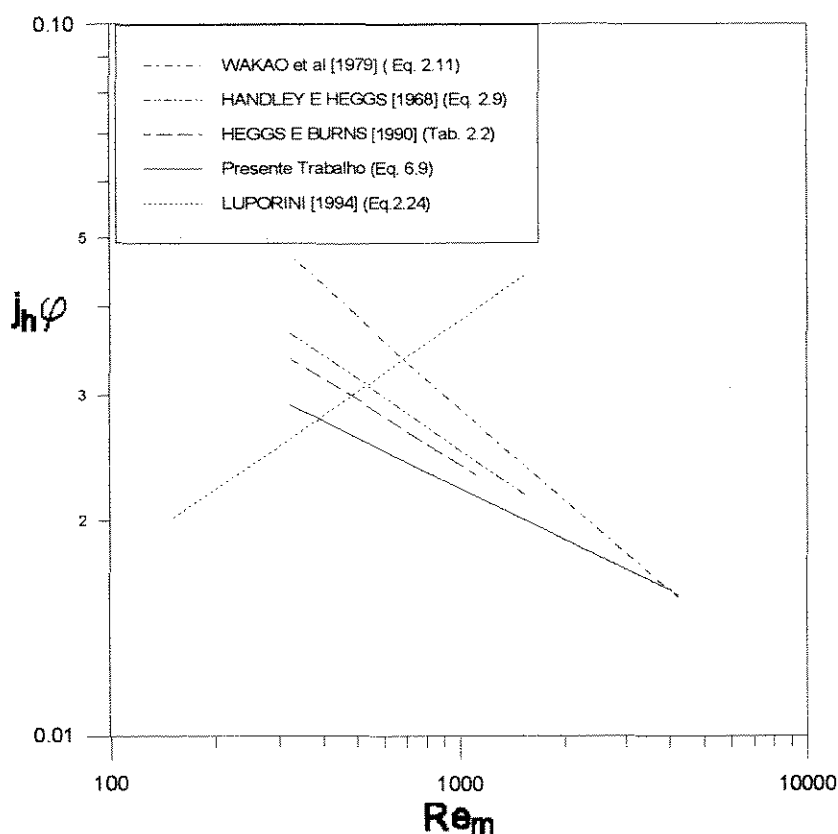


Figura 6.20 - Fator $j_h\phi$ versus Re_m , unidirecional

As correlações propostas por nós apresentam comportamento semelhante às obtidas pelos outros autores, com exceção das correlações propostas por LUPORINI [1994], em que se observa um comportamento contrário do fator $j_h\phi$. Este comportamento aparentemente contrário das correlações propostas por LUPORINI [1994] já foi verificado nas figuras 2.8 e 2.9. Entretanto, pode ser observado que há predominância de recheios com baixo efeito intrapartícula, exceção feita ao vidro de diâmetro 1,53 cm. Para este recheio onde o efeito intrapartícula é mais acentuado, pode ser observado nas figuras 2.8 e 2.9, que o fator $j_h\phi$ não aumenta com o número de Reynolds modificado (Re_m). Este comportamento parece indicar que com o aumento do efeito intrapartícula há uma tendência da inclinação das retas que representam as correlações ser contrária à apresentada nas figuras 2.8 e 2.9, e conseqüentemente, a inclinação da reta das figuras 6.19 e 6.20 tendem para a inclinação das demais retas.

A correlação proposta por WAKAO et al (1979) apresenta valores do fator $j_h\phi$ bastante superior ao encontrado por nós, tanto para o escoamento contracorrente como para o escoamento unidirecional, para baixos valores do número de Reynolds modificado ($Re_m < 500$), o que pode ser devido a uma correção excessiva da influência da dispersão axial.

Como já mencionado, LUPORINI [1994] apresenta valores de coeficientes calculados para o recheio com esferas de vidro (1,53 cm), a partir da metodologia de minimização das diferenças de temperatura teórica e experimental para $s=0$, $s=0,5$ e $s=1$. A partir destes coeficientes, excluindo $s=0$, que apresentaram valores muito discrepantes entre si, foram calculados no presente trabalho os valores de $j_h\phi$, para os quais foram obtidas as seguintes correlações:

-contracorrente, $s=0,5$:

$$j_h\phi = 0,791 Re_m^{-0,445} \quad (6.10)$$

com coeficiente de correlação 0,919.

- contracorrente, $s=1$:

$$j_h\phi = 2,812 Re_m^{-0,695} \quad (6.11)$$

com coeficiente de correlação 0,980.

- unidirecional, $s=0,5$

$$j_h\phi = 0,447 Re_m^{-0,355} \quad (6.12)$$

com coeficiente de correlação 0,564.

-unidirecional, $s=1$

$$j_h \phi = 1,897 Re_m^{-0,628} \quad (6.13)$$

com coeficiente de correlação 0,714.

Nas figuras 6.21 e 6.22, para os escoamentos contracorrente e unidirecional, respectivamente, pode ser observado que estas correlações apresentam o mesmo comportamento que as obtidas no presente trabalho e pelos outros autores, ou seja, $j_h \phi$ decresce com o aumento do número de Reynolds modificado (Re_m).

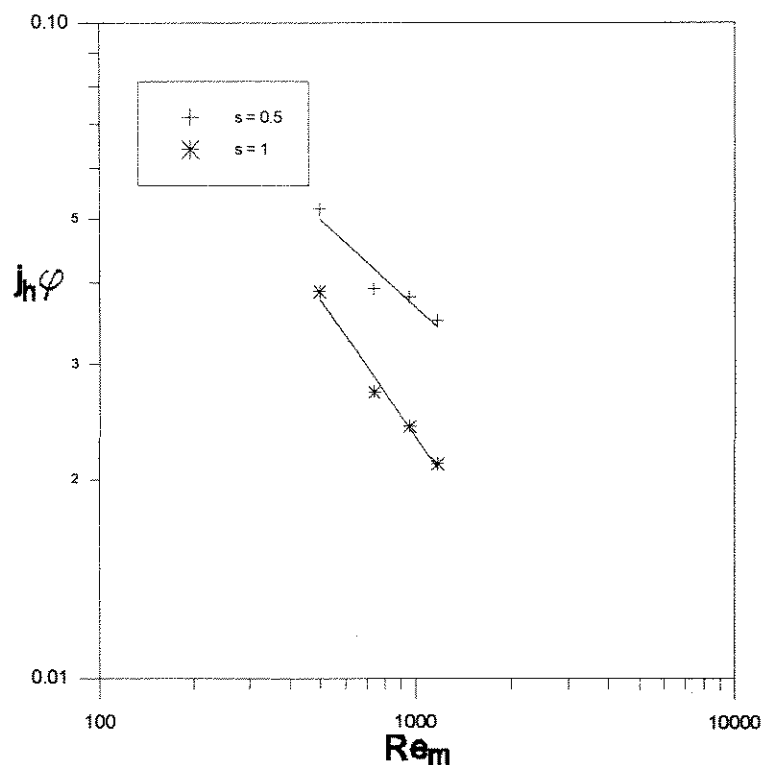


Figura 6.21 - Fator $j_h \phi$ versus Re_m , contracorrente, dados de LUPORINI [1994]

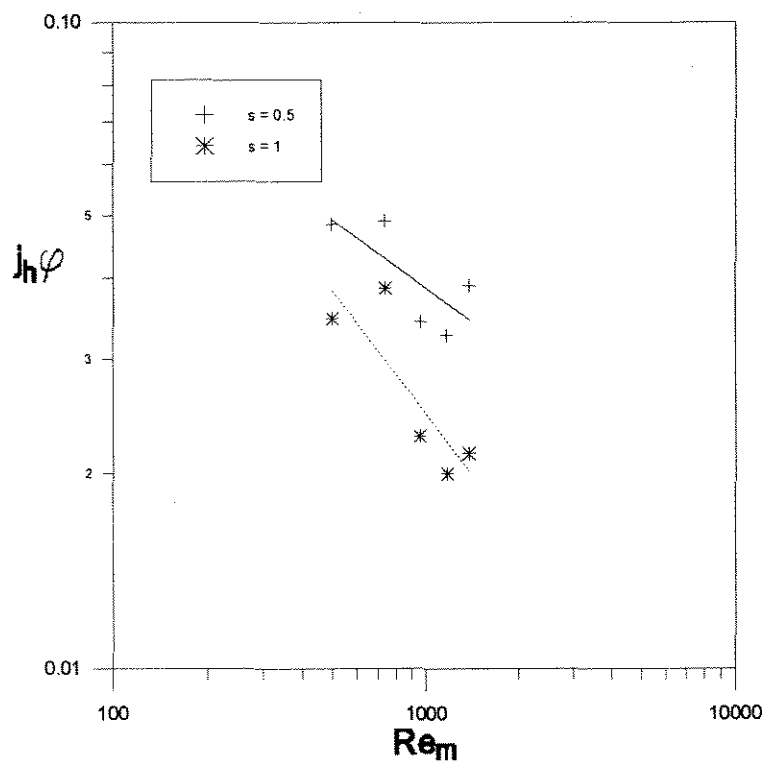


Figura 6.22 - Fator $j_h\phi$ versus Re_m , unidirecional, dados de LUPORINI [1994]

CAPÍTULO 7

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

7.1 CONCLUSÕES

Foi empregada uma metodologia de cálculo para o coeficiente de transferência de calor que minimiza as diferenças entre as temperaturas teórica e experimental do sólido a partir de dados experimentais de temperatura do gás na saída do regenerador. A metodologia adotada, emprega a solução analítica, desenvolvida por LUPORINI [1994], para a temperatura no interior da partícula considerando o seu comportamento transiente. Esta metodologia mostrou-se bastante consistente, produzindo um excelente ajuste entre as curvas de temperatura teórica e experimental, como pode ser observado nas figuras 6.2 a 6.4, 6.11 a 6.13 e no apêndice B. O desvio médio máximo entre as curvas teórica e experimental foi de 3%.

Foi empregada a técnica experimental do equilíbrio cíclico para a obtenção dos pontos experimentais para o escoamento unidirecional e contracorrente. Com os coeficientes de transferência de calor obtidos, foi possível comprovar que estes não variam consideravelmente com a duração do período para um determinado fluxo mássico, mesmo existindo o efeito intrapartícula, mostrando o mesmo comportamento verificado para materiais de alta condutividade térmica, conforme mostrado por HEGGS E BURNS [1990]. As diferenças observadas no valor do coeficiente de transferência de calor são provavelmente devidas às perdas para o ambiente e a capacidade térmica da parede, não levados em conta na modelagem matemática utilizada.

A partir dos coeficientes de transferência de calor calculados foi possível obter correlações em função do fator $j_h\phi$. Foram obtidas correlações para cada diâmetro em separado sendo as equações (6.2), (6.3) e (6.4), para o escoamento contracorrente e as equações (6.6), (6.7) e (6.8), para o escoamento unidirecional. Como pode ser observado nas figuras 6.8 e 6.17 para o escoamento contracorrente e unidirecional, respectivamente, há um excelente ajuste entre os pontos experimentais e as correlações obtidas, o que mostra a consistência dos dados experimentais e do modelo utilizado. O deslocamento observado entre as retas de ajuste para cada regenerador, mostram que a variação do diâmetro do

regenerador têm influência sobre o comportamento do coeficiente transferência de calor.

As correlações seguintes descrevem a transferência de calor para os dois tipos de escoamento:

contracorrente,

$$j_h \phi = 0,262 \text{ Re}_m^{-0,365} \quad (6.5)$$

unidirecional,

$$j_h \phi = 0,116 \text{ Re}_m^{-0,239} \quad (6.9)$$

A correlação para o escoamento contracorrente apresenta coeficiente de correlação muito bom (0.926), enquanto para o escoamento unidirecional o coeficiente é muito baixo (0.703) indicando que os coeficientes de transferência de calor obtidos para este tipo de escoamento foram muito mais sensíveis à variação do diâmetro do regenerador do que os obtidos para o escoamento contracorrente.

As correlações mostram uma boa concordância com relação às obtidas por outros autores, como pode ser visto nas figuras (6.19) e (6.20) para escoamento contracorrente e unidirecional, respectivamente.

7.2 SUGESTÕES

Como sugestões para futuros trabalhos temos as seguintes propostas :

1- Desenvolvimento de um modelo matemático incluindo o caso não adiabático. Neste caso também, além da perda para o ambiente, pode ser levado em consideração nas equações do balanço de energia o efeito da parede do regenerador sobre o aquecimento e resfriamento do fluido ;

2- Análise da influência do leito, quando formado por diferentes materiais, sobre o desempenho do regenerador;

3- Projeto, construção e operação de dois regeneradores de calor para atuarem em paralelo, de modo a se obter uma operação contínua de aquecimento ou resfriamento de um fluido, reproduzindo condições de operação encontrada na indústria.

APÊNDICE A

COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Regenerador 1

fluxo mássico=1,519 kg /(m²s) Re_m = 4232

Tabela A.1 - Escoamento contracorrente

P(s)	U	h _a (W/(m ² K))	h _r (W/(m ² K))	h _m (W/(m ² K))
90	1,00	28,75 *	38,08	33,42 *
120	1,33	33,42	33,78	33,60
150	1,66	29,82	35,93	32,88
180	2,00	33,78	38,09	35,94
210	2,33	33,06	35,57	34,32
240	2,67	34,85	37,73	36,29
300	3,33	33,06	36,65	34,86

Regenerador 1

fluxo mássico = 1,293 kg /(m²s) Re_m = 3602

Tabela A.2 Escoamento contracorrente

P(s)	U	h _a (W/(m ² K))	h _r (W/(m ² K))	h _m (W/(m ² K))
90	0,85	28,03 *	34,85	31,44 *
120	1,13	33,42	31,98	32,70
150	1,42	31,62	35,93	33,78
180	1,70	33,42	31,62	32,52
210	1,99	32,70	36,29	34,50
240	2,27	33,78	31,26	32,52
300	2,84	31,26	30,18	30,72

Regenerador 1fluxo mássico = 1,056 kg/(m²s) Re_m = 2942**Tabela A.3 - Escoamento contracorrente**

P(s)	U	h _a (W/(m ² K))	h _r (W/(m ² K))	h _m (W/(m ² K))
120	0,92	27,67	32,70 *	30,19 *
180	1,38	29,11	29,46	29,29
210	1,62	-	27,67	27,67 *
240	1,85	28,39	27,67	28,03
300	2,32	28,75	28,03	28,29
360	2,78	29,11	27,67	28,39
420	3,24	28,03	26,95	27,49

Regenerador 1fluxo mássico = 0,806 kg/(m²s) Re_m = 2245**Tabela A.4 - Escoamento contracorrente**

P(s)	U	h _a (W/(m ² K))	h _r (W/(m ² K))	h _m (W/(m ² K))
120	0,71	24,07	29,11 *	26,59 *
180	1,06	26,23	28,03	27,13
240	1,41	25,87	28,39	27,13
300	1,77	25,87	25,51	25,69
360	2,12	26,59	24,43	25,51
420	2,48	25,51	24,43	24,97
480	2,83	26,23	24,43	25,33

Regenerador 1fluxo mássico = $0,549 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ $Re_m = 1529$ **Tabela A.5 - Escoamento contracorrente**

P(s)	U	$h_a(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$	$h_r(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$	$h_m(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$
120	0,48	20,12 *	30,54 *	25,33 *
180	0,72	24,79	25,51	25,15
240	0,95	24,79	24,43	24,61
300	1,18	25,51	23,36	24,44
360	1,42	25,15	22,28	23,72
420	1,66	24,07	23,00	23,54
480	1,93	23,72	21,56	22,64
540	2,17	22,64	20,48	21,56
720	2,89	23,36	20,84	22,10

Regenerador 2fluxo mássico = $0,484 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ $Re_m = 1114$ **Tabela A.6 - Escoamento contracorrente**

P(s)	U	$h_a(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$	$h_r(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$	$h_m(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$
240	0,70	23,36	-	23,36
360	1,05	23,36	-	23,36
420	1,23	23,00	-	23,00
540	1,58	24,79	-	24,79
600	1,75	23,72	-	23,72

Regenerador 2fluxo mássico = $0,400 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ $Re_m = 921$ **Tabela A.7 - Escoamento contracorrente**

P(s)	U	$h_a(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$	$h_r(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$	$h_m(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$
300	0,73	20,48	-	20,48
420	1,02	20,48	-	20,48
540	1,31	21,56	-	21,56
660	1,60	20,84	-	20,84
780	1,89	23,36	-	23,36

Regenerador 2fluxo mássico = $0,310 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ $Re_m = 714$ **Tabela A.8 - Escoamento contracorrente**

P(s)	U	$h_a(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$	$h_r(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$	$h_m(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$
360	0,67	16,89	-	16,89
540	1,01	17,61	-	17,61
660	1,24	17,61	-	17,61
840	1,57	16,53	-	16,53
960	1,80	17,61	-	17,61

Regenerador 2fluxo mássico = $0,240 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ $Re_m = 553$ **Tabela A.9 - Escoamento contracorrente**

P(s)	U	$h_a(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$	$h_r(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$	$h_m(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$
480	0,70	16,52	-	16,52
660	0,96	15,45	-	15,45
840	1,22	15,81	-	15,81
1080	1,56	15,41	-	15,41

Regenerador 3fluxo mássico = $0,245 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ $Re_m = 494$ **Tabela A.10 - Escoamento contracorrente**

P(s)	U	$h_a(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$	$h_r(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$	$h_m(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$
540	0,70	15,09	-	15,09
780	1,01	14,37	-	14,37
960	1,25	14,37	-	14,37
1200	1,56	14,37	-	14,37
1380	1,80	16,53	-	16,53

Regenerador 3

fluxo mássico = 0,200 kg / (m²s) Re_m = 404

Tabela A.11 - Escoamento contracorrente

P(s)	U	h _a (W/(m ² K))	h _r (W/(m ² K))	h _m (W/(m ² K))
540	0,572	12,94	18,33	15,64
660	0,699	13,65	18,33	15,99
960	1,016	14,01	18,68	16,35
1200	1,270	13,65	16,53	15,09

Regenerador 3

fluxo mássico = 0,160 kg / (m²s) Re_m = 323

Tabela A.12 - Escoamento contracorrente

P(s)	U	h _a (W/(m ² K))	h _r (W/(m ² K))	h _m (W/(m ² K))
840	0,71	12,94	-	12,94
1140	0,97	12,94	-	12,94
1440	1,22	12,21	-	12,21
1740	1,47	12,21	-	12,21
1980	1,72	-	-	-

Regenerador 1

fluxo mássico = 1,519 kg /(m²s) Re_m = 4232

Tabela A.13 - Escoamento unidirecional

P(s)	U	h _a (W/(m ² K))	h _r (W/(m ² K))	h _m (W/(m ² K))
90	1,00	34,14	35,93 *	35,04 *
120	1,33	33,78	43,12	38,45
150	1,66	31,98	49,95	40,97
180	2,00	36,29	47,07	41,68
210	2,33	33,78	47,07	40,43
240	2,67	35,93	48,50	42,22
300	3,33	35,93	44,20	40,07

Regenerador 1

fluxo mássico = 1,293 kg /(m²s) Re_m = 3602

Tabela A.14 - Escoamento unidirecional

P(s)	U	h _a (W/(m ² K))	h _r (W/(m ² K))	h _m (W/(m ² K))
90	0,85	30,18	39,88	35,03
120	1,13	33,42	45,63	39,53
150	1,42	31,62	40,60	36,11
180	1,70	30,54	40,24	35,39
210	1,99	31,26	43,84	37,55
240	2,27	31,26	46,35	38,81
300	2,84	32,34	44,92	38,63

Regenerador 1

fluxo mássico = 1,056 kg / (m²s) Re_m = 2942

Tabela A.15 - Escoamento unidirecional

P(s)	U	h _a (W/(m ² K))	h _r (W/(m ² K))	h _m (W/(m ² K))
120	0,92	27,67	49,94 *	38,81 *
180	1,38	31,62	44,20	37,91
210	1,62	28,39	44,91	36,65
240	1,85	30,54	40,96	35,75
300	2,32	30,90	43,12	37,01
360	2,78	29,82	41,32	35,57
420	3,24	30,18	39,17	34,68

Regenerador 1

fluxo mássico = 0,806 kg / (m²s) Re_m = 2245

Tabela A.16 - Escoamento unidirecional

P(s)	U	h _a (W/(m ² K))	h _r (W/(m ² K))	h _m (W/(m ² K))
120	0,71	26,95	53,18 *	40,07 *
180	1,06	26,95	47,78 *	37,37 *
240	1,41	27,31	49,58 *	38,45 *
300	1,77	26,95	41,68	34,32
360	2,12	27,31	40,96	34,14
420	2,48	26,23	42,04	34,14
480	2,83	26,59	39,17	32,88

Regenerador 1fluxo mássico = $0,549 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ $Re_m = 1529$ **Tabela A.17** - Escoamento unidirecional

P(s)	U	$h_a(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$	$h_r(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$	$h_m(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$
120	0,48	22,63	30,54 *	26,59 *
180	0,72	30,19 *	58,57 *	44,38 *
240	0,95	24,79	58,57 *	41,68 *
300	1,18	25,15	45,63 *	35,39 *
360	1,42	26,23	43,12 *	34,68 *
420	1,66	23,72	37,73	30,73
480	1,93	23,00	40,24	31,62
540	2,17	24,43	36,65	30,54
720	2,89	23,00	42,40	32,70

Regenerador 2fluxo mássico = $0,484 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ $Re_m = 1114$ **Tabela A.18** - Escoamento unidirecional

P(s)	U	$h_a(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$	$h_r(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$	$h_m(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$
240	0,70	23,72	23,72	23,72
360	1,05	23,72	25,15	24,44
420	1,23	24,07	24,43	24,25
540	1,58	25,15	23,71	24,43
600	1,75	23,00	24,43	23,72

Regenerador 2

fluxo mássico = 0,400 kg / (m²s) Re_m = 921

Tabela A.19 - Escoamento unidirecional

P(s)	U	h _a (W/(m ² K))	h _r (W/(m ² K))	h _m (W/(m ² K))
300	0,73	19,76	20,84	20,30
420	1,02	20,48	19,40	19,94
540	1,31	20,48	19,76	20,12
660	1,60	21,56	19,40	20,48
780	1,89	21,92	21,20	21,56

Regenerador 2

fluxo mássico = 0,310 kg / (m²s) Re_m = 714

Tabela A.20 - Escoamento unidirecional

P(s)	U	h _a (W/(m ² K))	h _r (W/(m ² K))	h _m (W/(m ² K))
360	0,67	17,24	20,48 *	18,86*
540	1,01	17,24	15,45	16,35
660	1,24	17,24	18,68	17,96
840	1,57	15,81	16,17	15,99
960	1,80	16,88	16,53	16,71

Regenerador 2fluxo mássico = 0,240 kg / (m²s) Re_m = 553**Tabela A.21** - Escoamento unidirecional

P(s)	U	h _a (W/(m ² K))	h _r (W/(m ² K))	h _m (W/(m ² K))
480	0,70	13,29	12,94	13,12
660	0,96	15,45	13,29	14,37
840	1,22	16,17	12,94	14,56
1080	1,56	14,37	12,93	13,65

Regenerador 3fluxo mássico = 0,245 kg / (m²s) Re_m = 494**Tabela A.22** - Escoamento unidirecional

P(s)	U	h _a (W/(m ² K))	h _r (W/(m ² K))	h _m (W/(m ² K))
540	0,70	14,01	16,53	15,27
780	1,01	14,01	15,09	14,55
960	1,25	14,01	16,16	15,09
1200	1,56	14,73	14,73	14,73
1380	1,80	15,09	14,73	14,91

Regenerador 3

fluxo mássico = 0,200 kg / (m²s) Re_m = 404

Tabela A.23 - Escoamento unidirecional

P(s)	U	h _a (W/(m ² K))	h _r (W/(m ² K))	h _m (W/(m ² K))
540	0,572	12,21	13,02	12,62
660	0,699	13,29	13,65	13,47
960	1,016	12,58	13,02	12,80
1200	1,27	13,29	14,01	13,65

Regenerador 3

fluxo mássico = 0,160 kg / (m²s) Re_m = 323

Tabela A.24 - Escoamento unidirecional

P(s)	U	h _a (W/(m ² K))	h _r (W/(m ² K))	h _m (W/(m ² K))
840	0,71	9,34	11,86	10,60
1140	0,97	9,70	12,93	11,32
1440	1,22	12,58	11,86	12,22
1740	1,47	12,94	13,29	13,12
1980	1,72	11,86	-	-

APÊNDICE B

GRÁFICOS DE TEMPERATURA TEÓRICA E EXPERIMENTAL *VERSUS* TEMPO

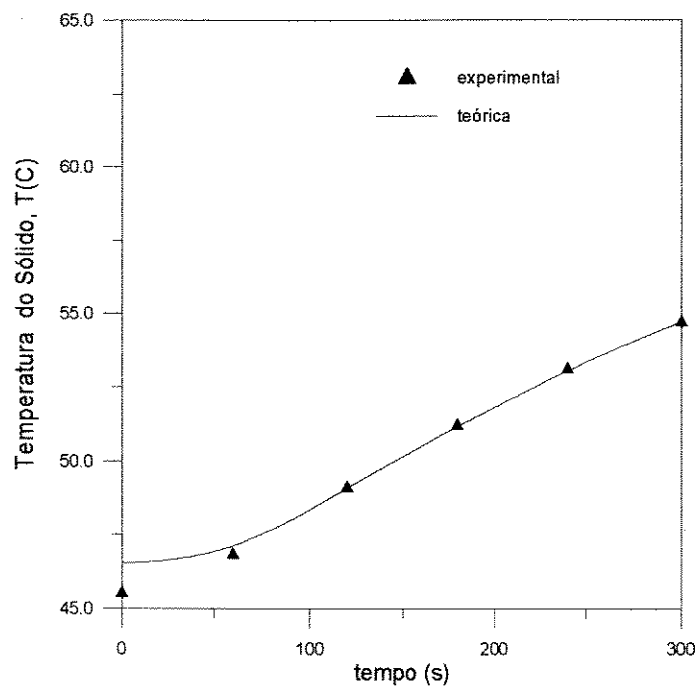


Figura B.1 - Regenerador 1, fluxo mássico = 1,519 kg/(m²s) e
P = 300 s, aquecimento, contracorrente.

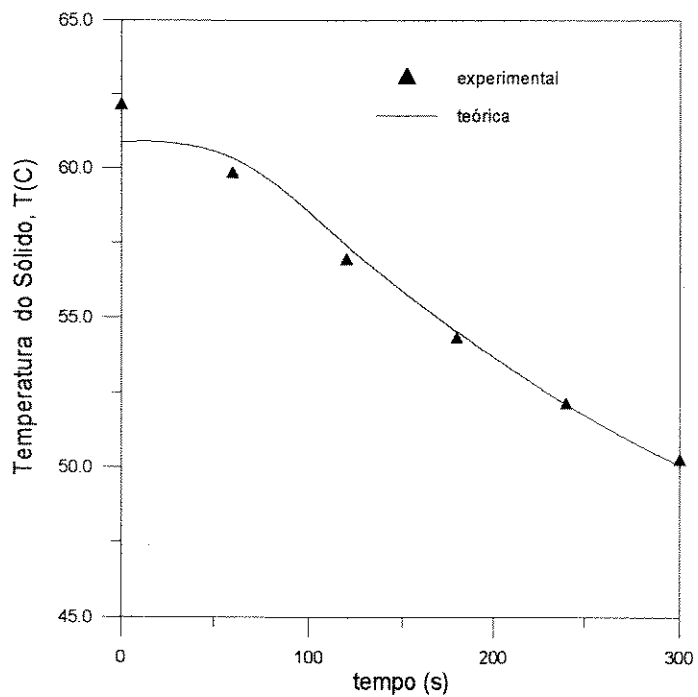


Figura B.2 - Regenerador 1, fluxo mássico = 1,519 kg/(m²s) e
P = 300 s, resfriamento, contracorrente.

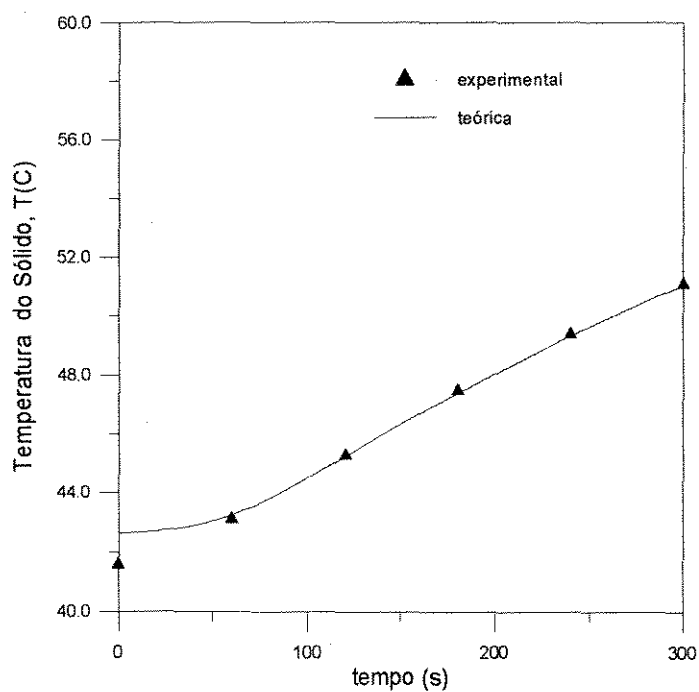


Figura B.3 - Regenerador 1, fluxo mássico = $1,293 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e $P = 300 \text{ s}$, aquecimento, contracorrente.

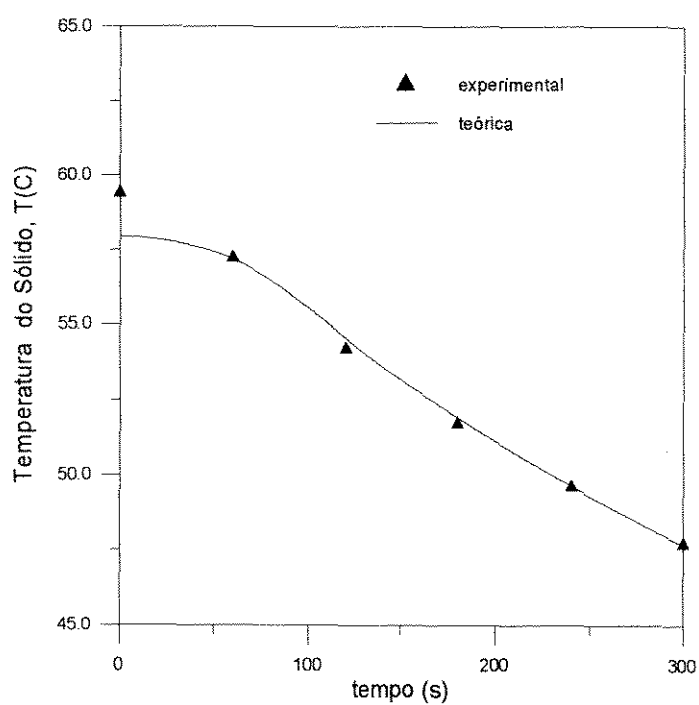


Figura B.4 - Regenerador 1, fluxo mássico = $1,293 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e $P = 300 \text{ s}$, resfriamento, contracorrente.

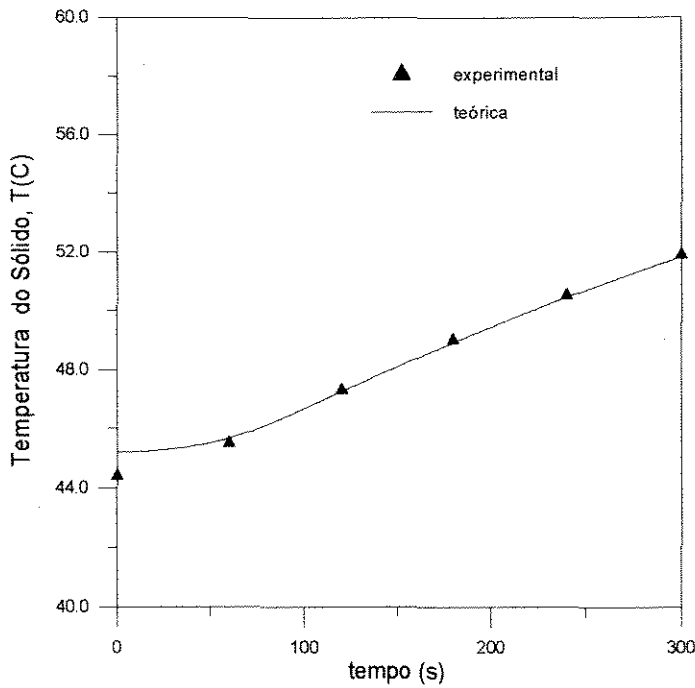


Figura B.5 - Regenerador 1, fluxo mássico = 1,056 kg/(m²s) e P = 300 s, aquecimento, contracorrente.

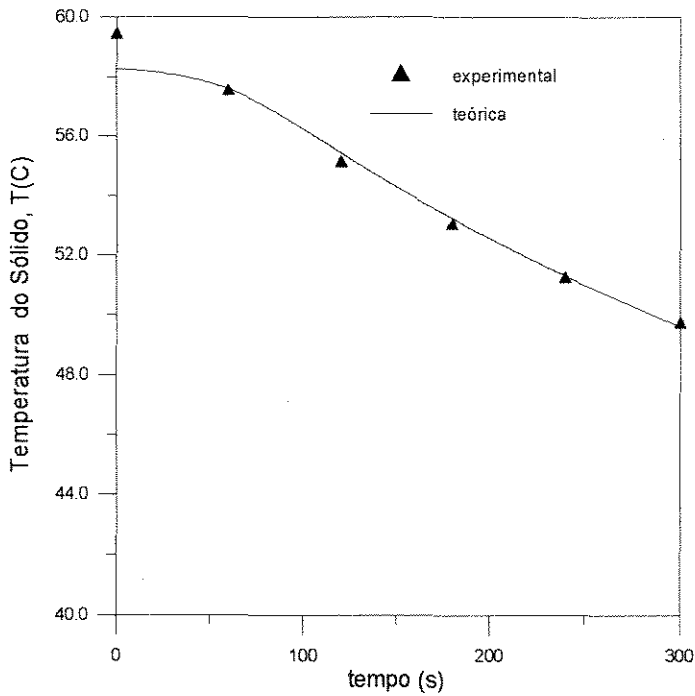


Figura B.6 - Regenerador 1, fluxo mássico = 1,056 kg/(m²s) e P = 300 s, resfriamento, contracorrente.

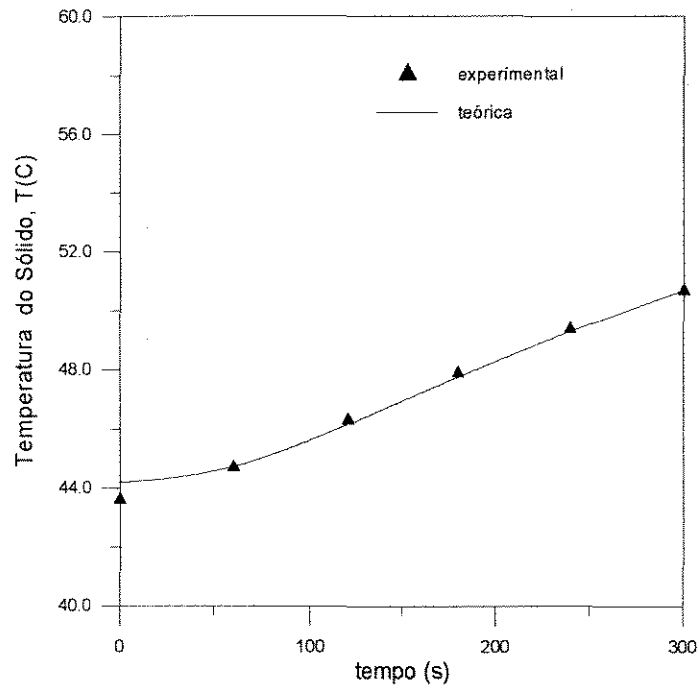


Figura B.7 - Regenerador 1, fluxo mássico = 0,806 kg/(m²s) e
P = 300 s, aquecimento, contracorrente.

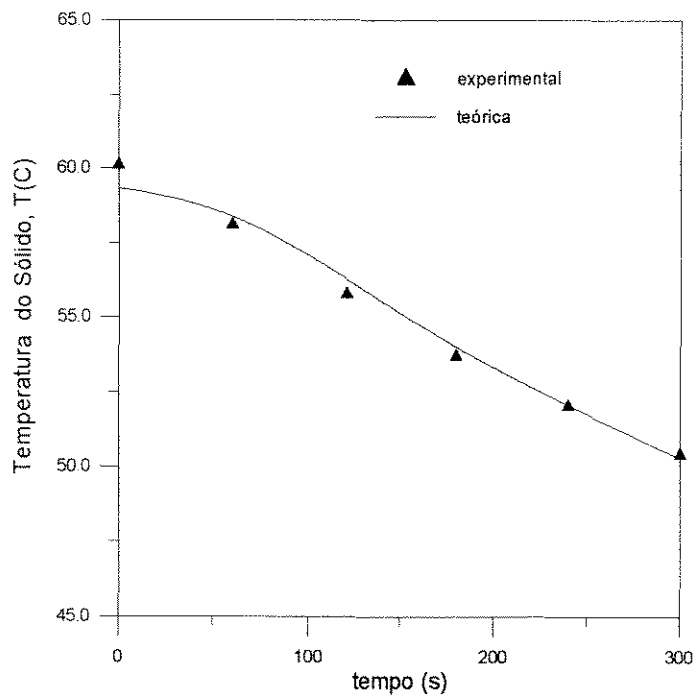


Figura B.8 - Regenerador 1, fluxo mássico = 0,806 kg/(m²s) e
P = 300 s, resfriamento, contracorrente.

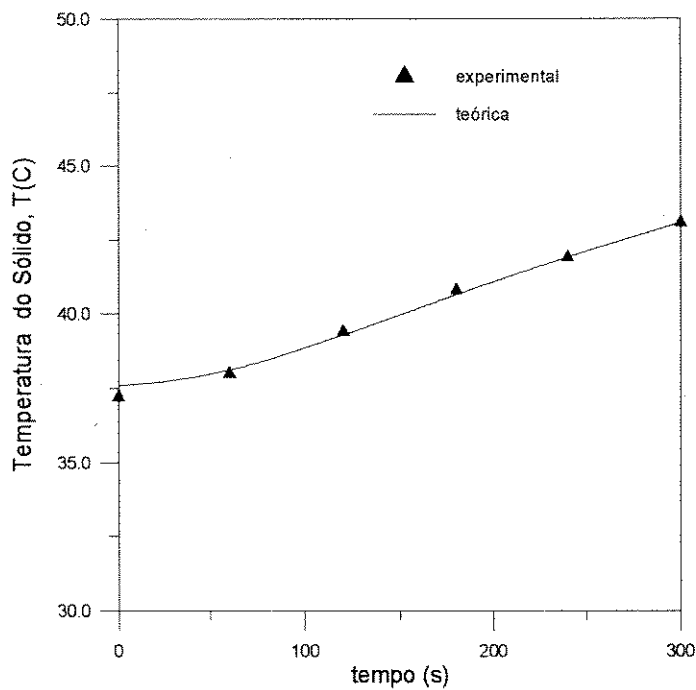


Figura B.9 - Regenerador 1, fluxo mássico = 0,549 kg/(m²s) e P = 300 s, aquecimento, contracorrente.

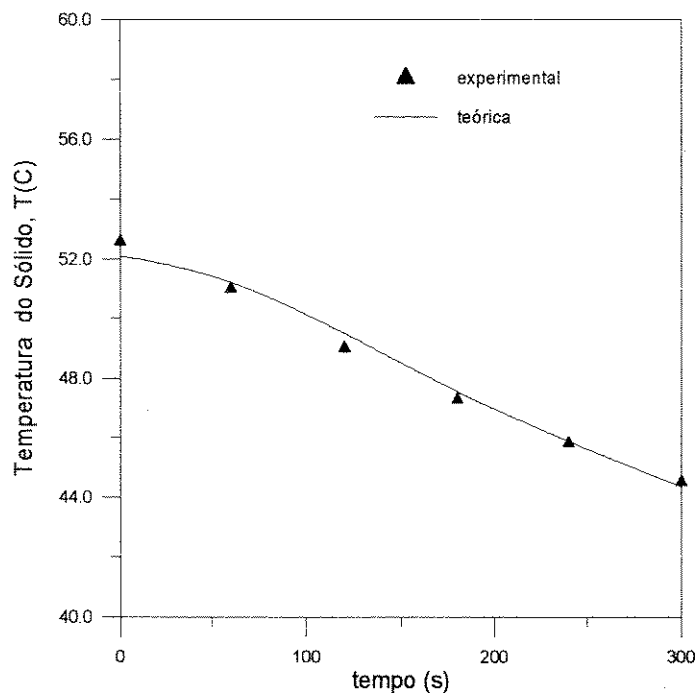


Figura B.10 - Regenerador 1, fluxo mássico = 0,549 kg/(m²s) e P = 300 s, resfriamento, contracorrente.

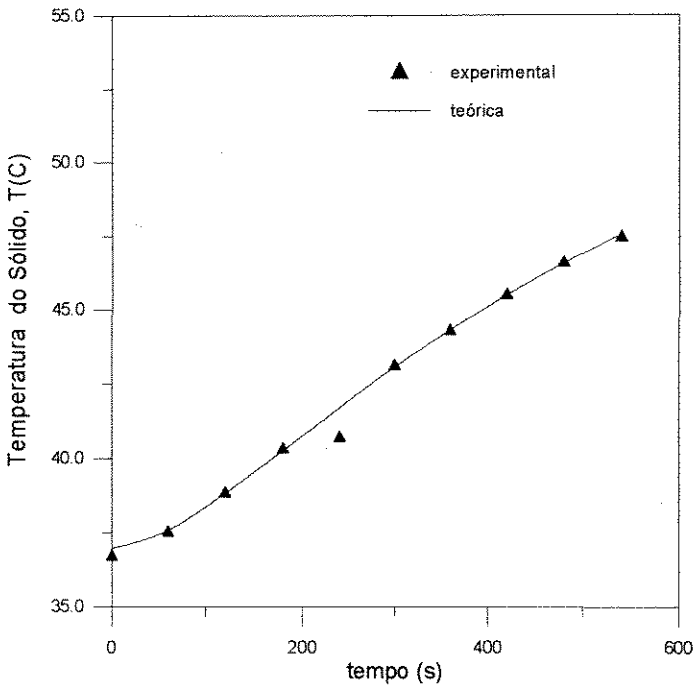


Figura B.11 - Regenerador 2, fluxo mássico = $0,484 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e $P = 540 \text{ s}$, aquecimento, contracorrente.

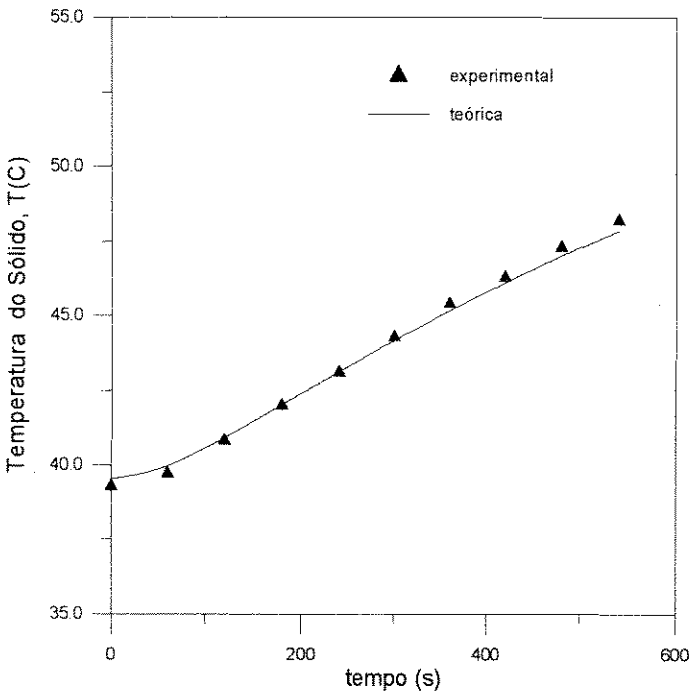


Figura B.12 - Regenerador 2, fluxo mássico = $0,400 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e $P = 540 \text{ s}$, aquecimento, contracorrente.

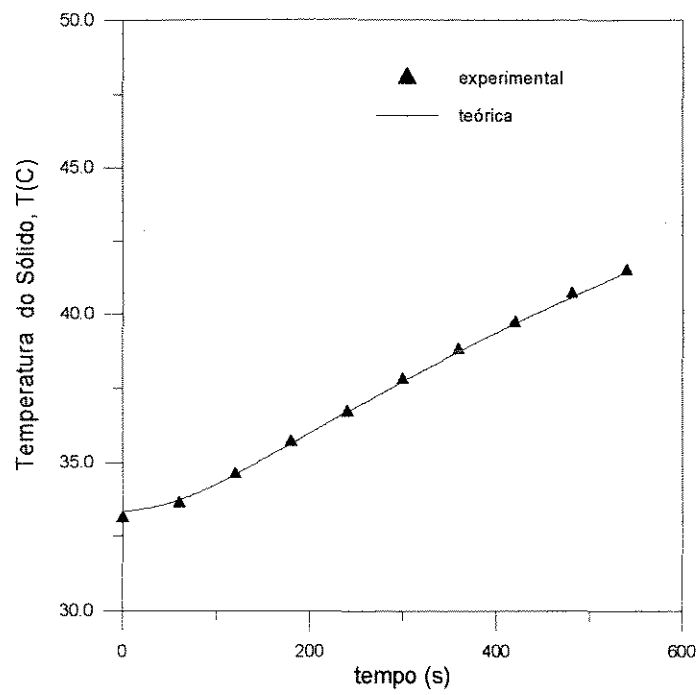


Figura B.13 - Regenerador 2, fluxo mássico = $0,310 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e $P = 540 \text{ s}$, aquecimento, contracorrente.

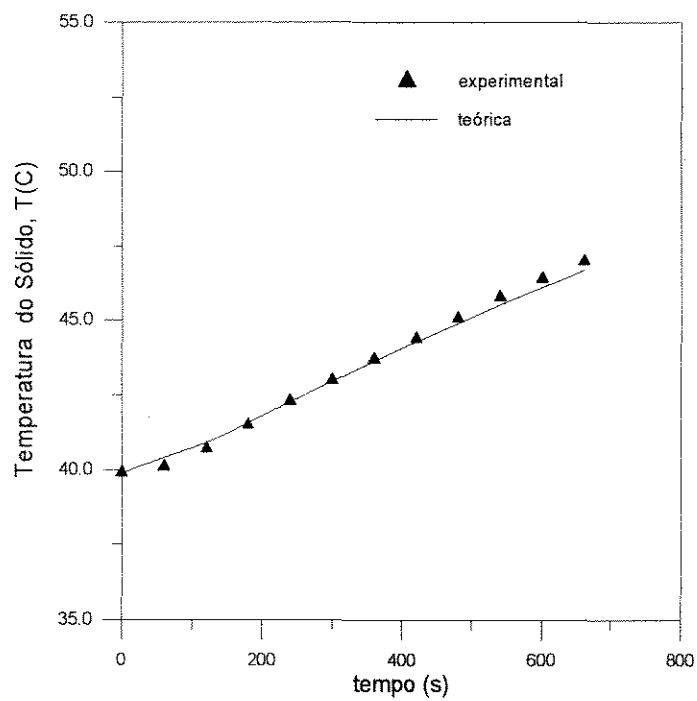


Figura B.14 - Regenerador 2 fluxo mássico = $0,240 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e $P = 660 \text{ s}$, aquecimento, contracorrente.

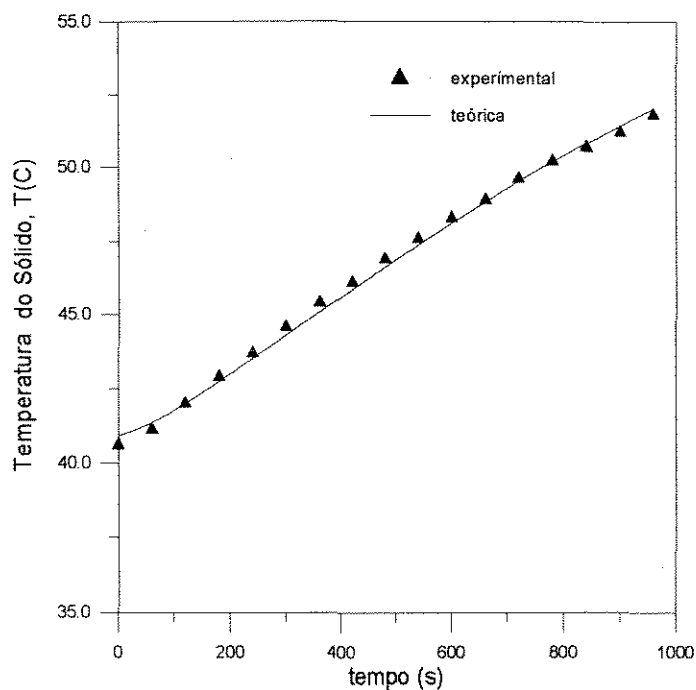


Figura B.15 - Regenerador 3, fluxo mássico = $0,245 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e $P = 960 \text{ s}$, aquecimento, contracorrente.

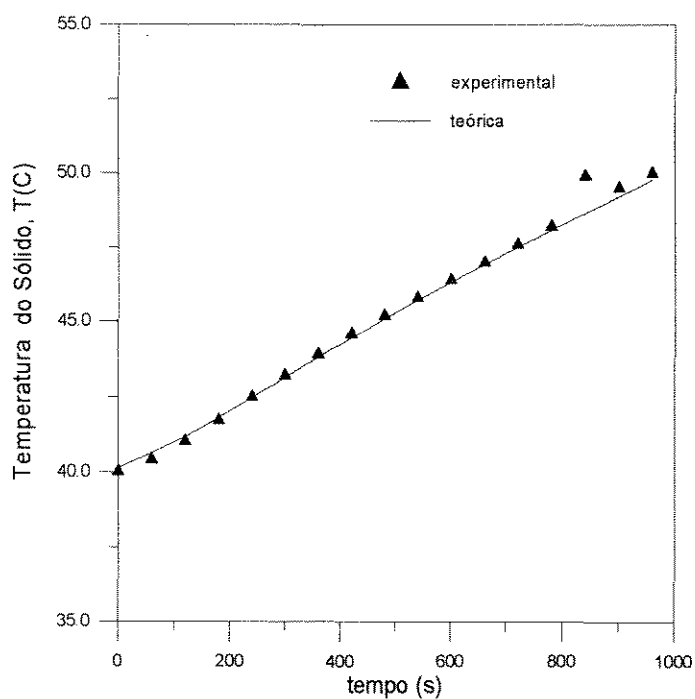


Figura B.16 - Regenerador 3, fluxo mássico = $0,200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e $P = 960 \text{ s}$, aquecimento, contracorrente.

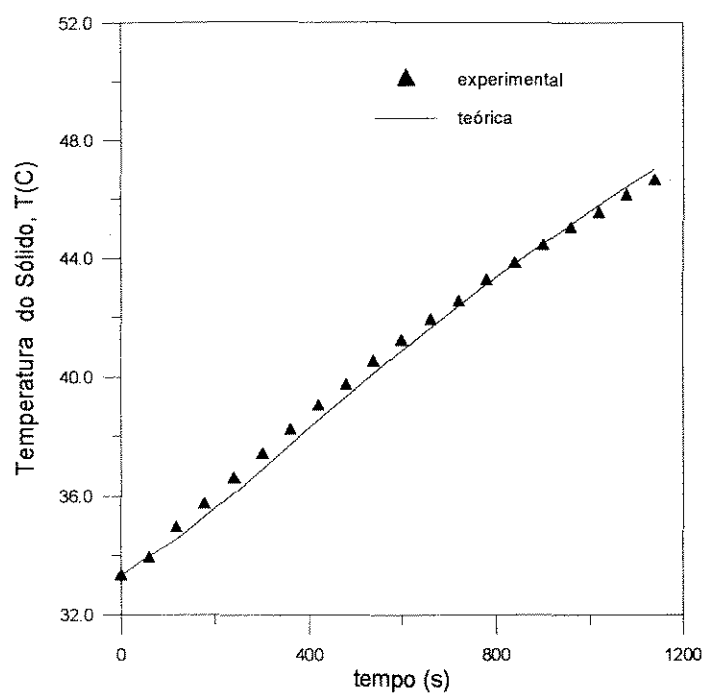


Figura B.17 - Regenerador 3, fluxo mássico = $0,160 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ e $P = 1140 \text{ s}$, aquecimento, contracorrente.

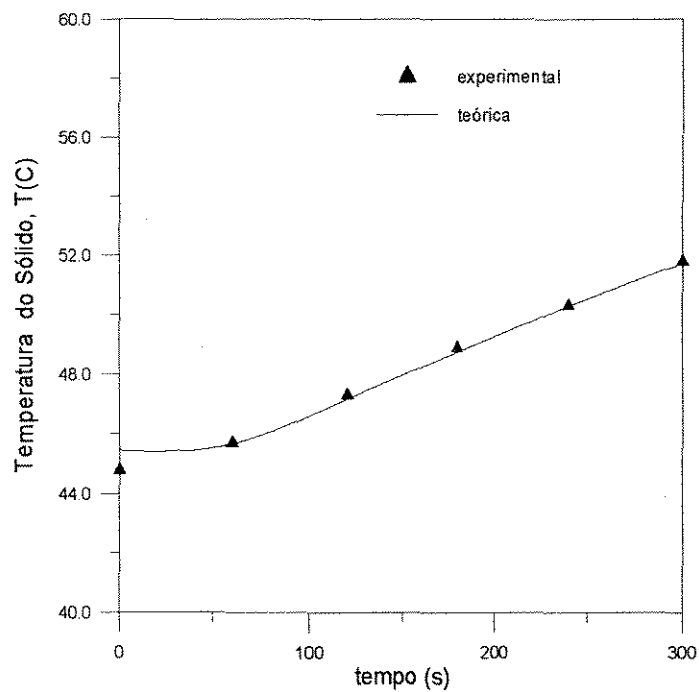


Figura B.18 - Regenerador 1, fluxo mássico = $1,519 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ e $P = 300 \text{ s}$, aquecimento, unidirecional

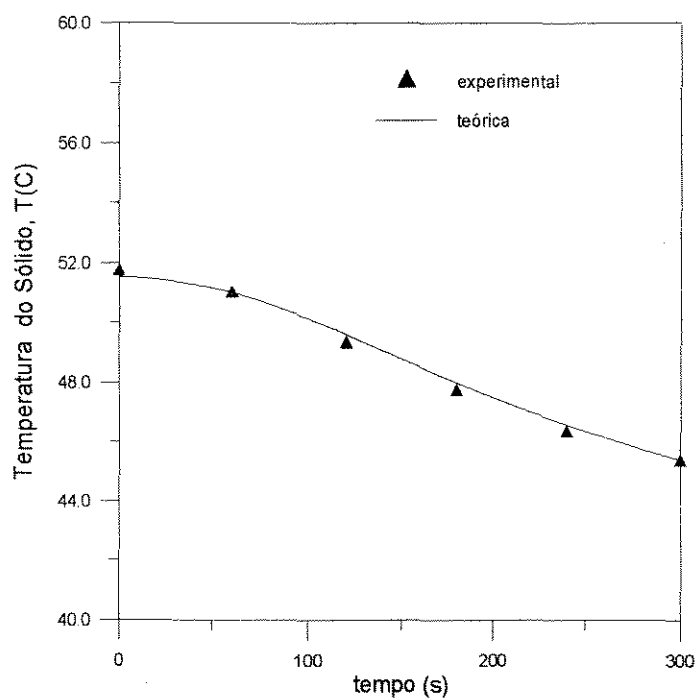


Figura B.19 - Regenerador 1, fluxo mássico = $1,519 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ e $P = 300 \text{ s}$, resfriamento, unidirecional

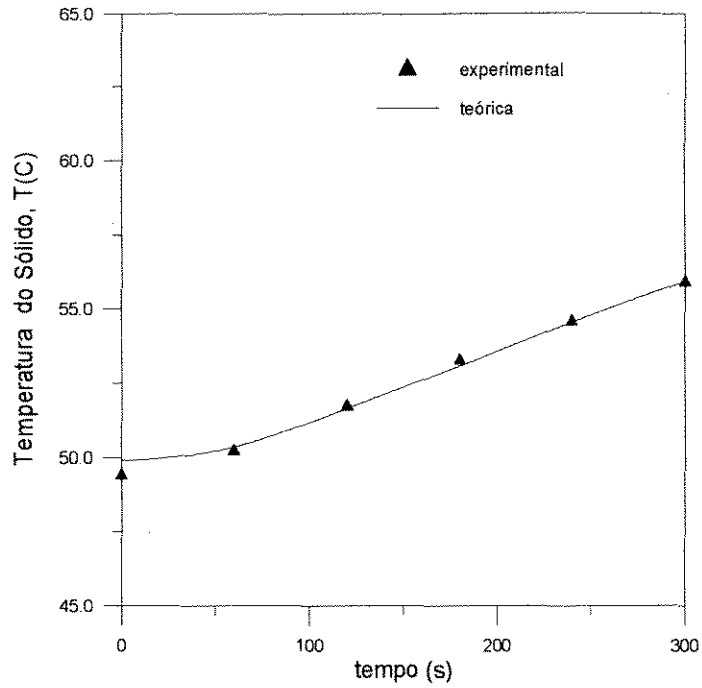


Figura B.20 - Regenerador 1, fluxo mássico = 1,293 kg/(m²s) e P = 300 s, aquecimento, unidirecional

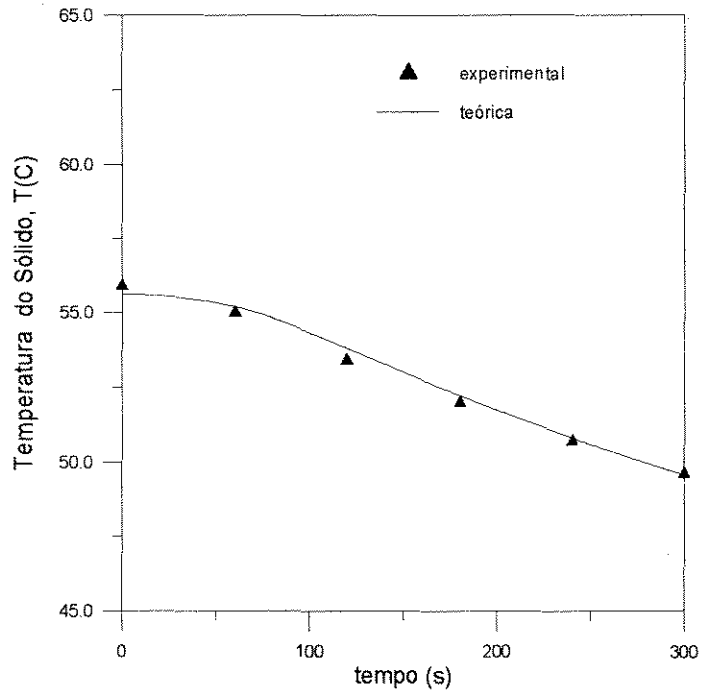


Figura B.21 - Regenerador 1, fluxo mássico = 1,293 kg/(m²s) e P = 300 s, resfriamento, unidirecional

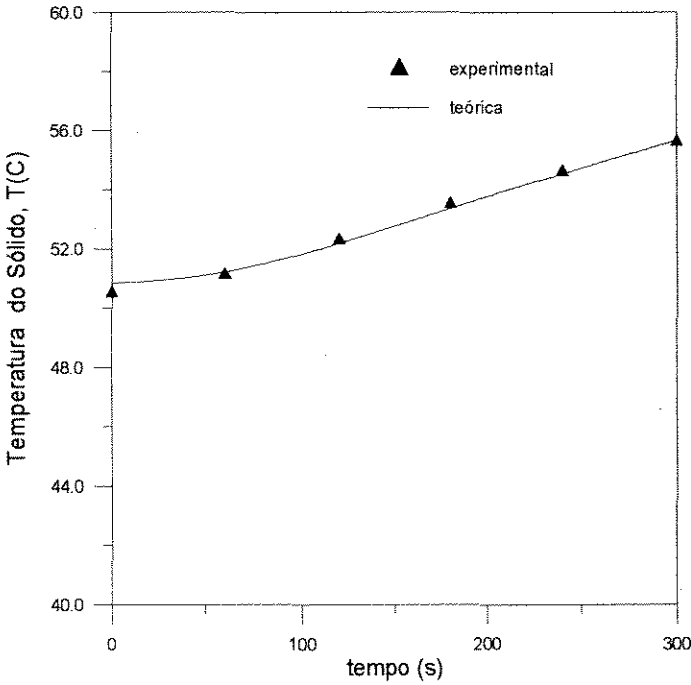


Figura B.22 - Regenerador 1, fluxo mássico = 1,056 kg/(m²s) e P = 300 s, aquecimento, unidirecional

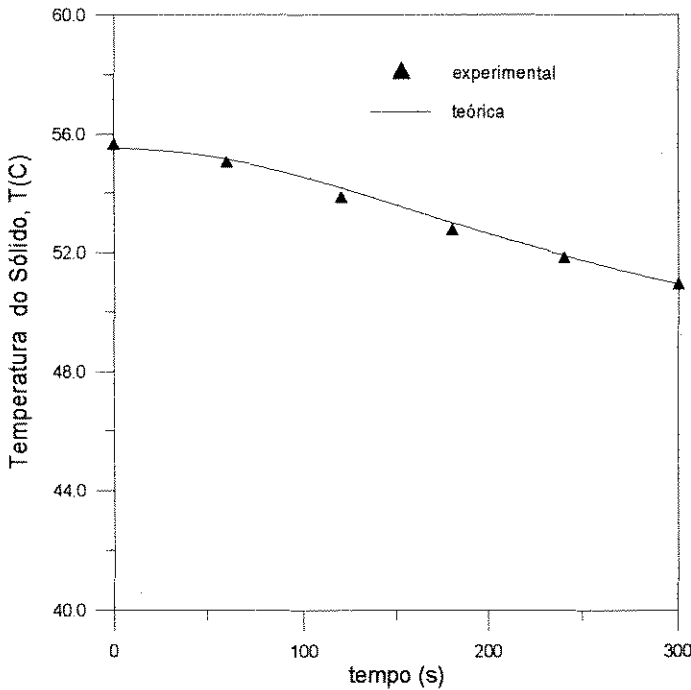


Figura B.23 - Regenerador 1, fluxo mássico = 1,056 kg/(m²s) e P = 300 s, resfriamento, unidirecional

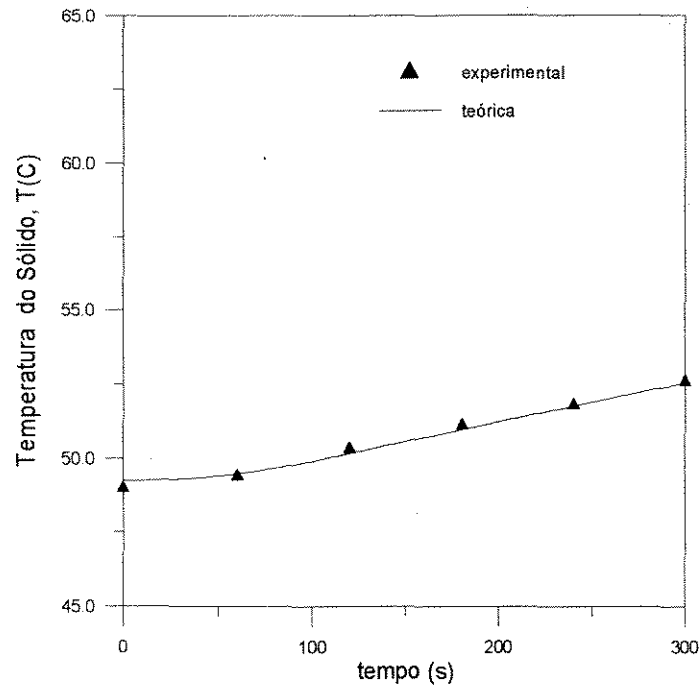


Figura B.24 - Regenerador 1, fluxo mássico = 0,806 kg/(m²s) e P = 300 s, aquecimento, unidirecional

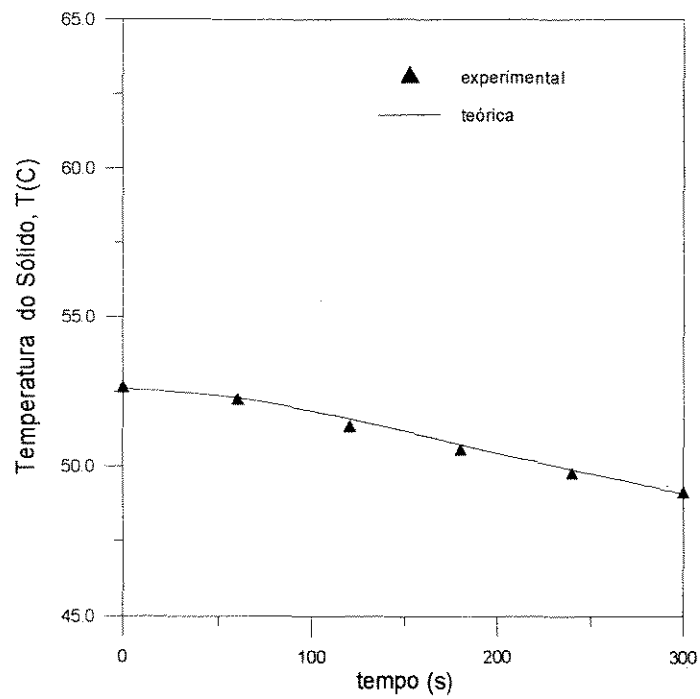


Figura B.25 - Regenerador 1, fluxo mássico = 0,806 kg/(m²s) e P = 300 s, resfriamento, unidirecional

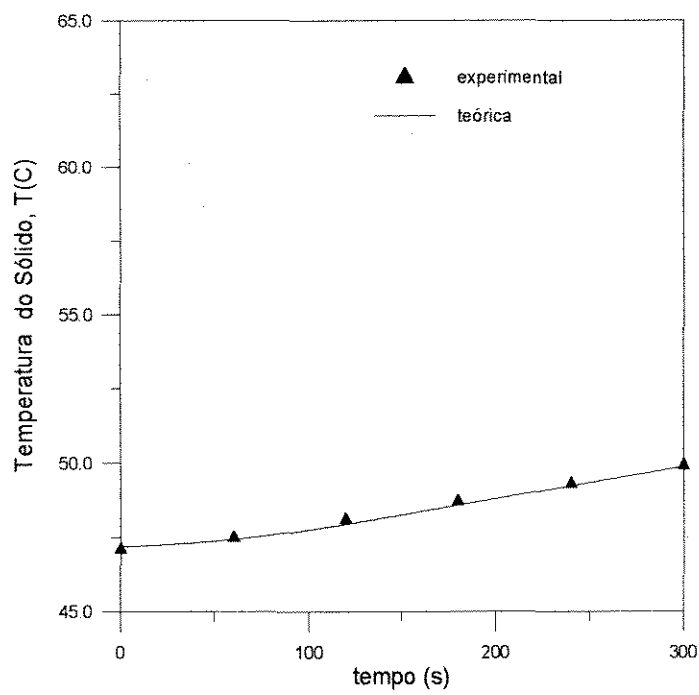


Figura B.26 - Regenerador 1, fluxo mássico = 0,549 kg/(m²s) e P = 300 s, aquecimento, unidirecional

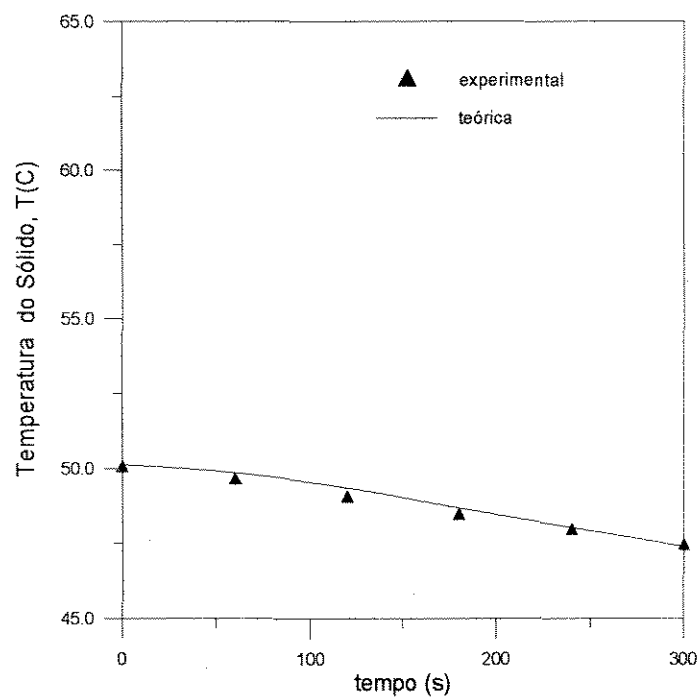


Figura B.27 - Regenerador 1, fluxo mássico = 0,549 kg/(m²s) e P = 300 s, resfriamento, unidirecional

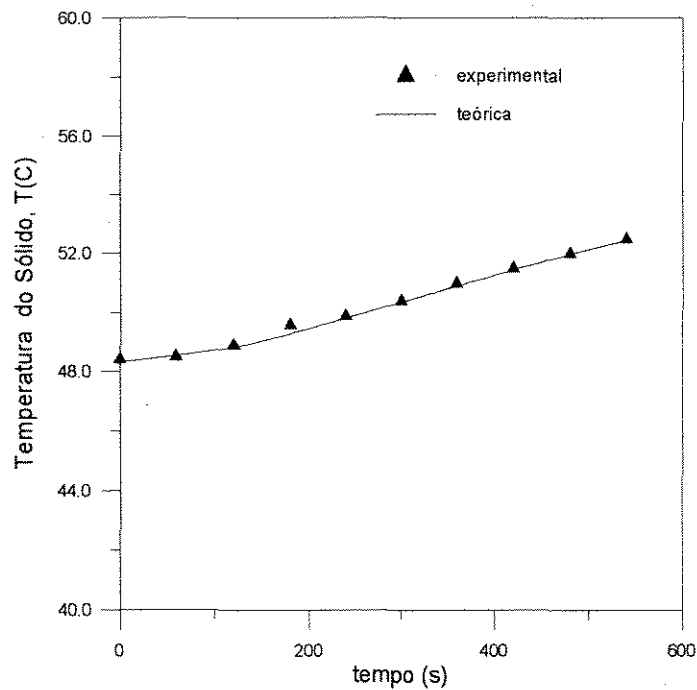


Figura B.28 - Regenerador 2, fluxo mássico = $0,484 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e $P = 540 \text{ s}$, aquecimento, unidirecional

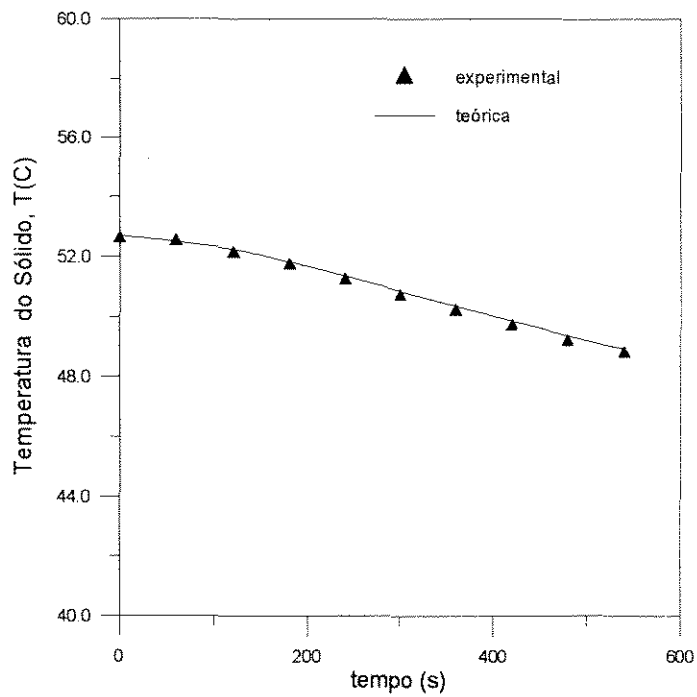


Figura B.29 - Regenerador 2, fluxo mássico = $0,484 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e $P = 540 \text{ s}$, resfriamento, unidirecional

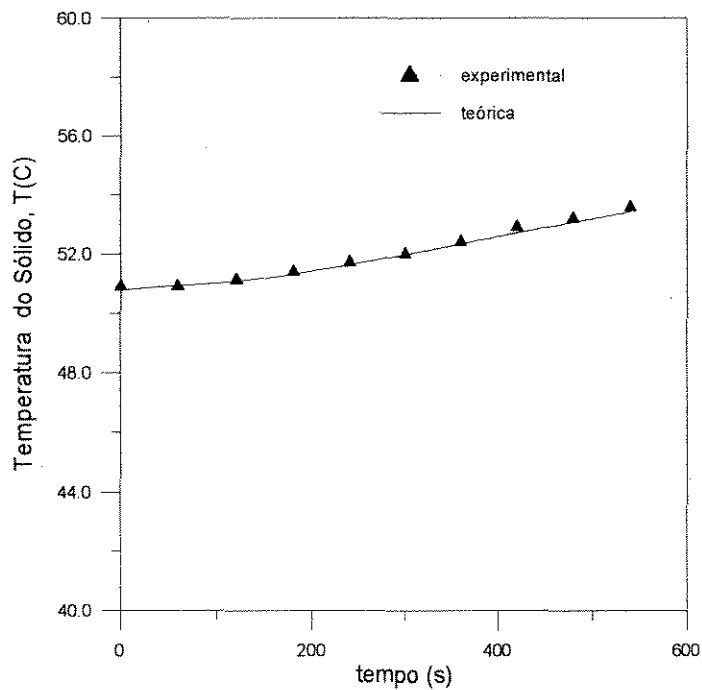


Figura B.30 - Regenerador 2, fluxo mássico = 0,400 kg/(m²s) e P = 540 s, aquecimento, unidirecional

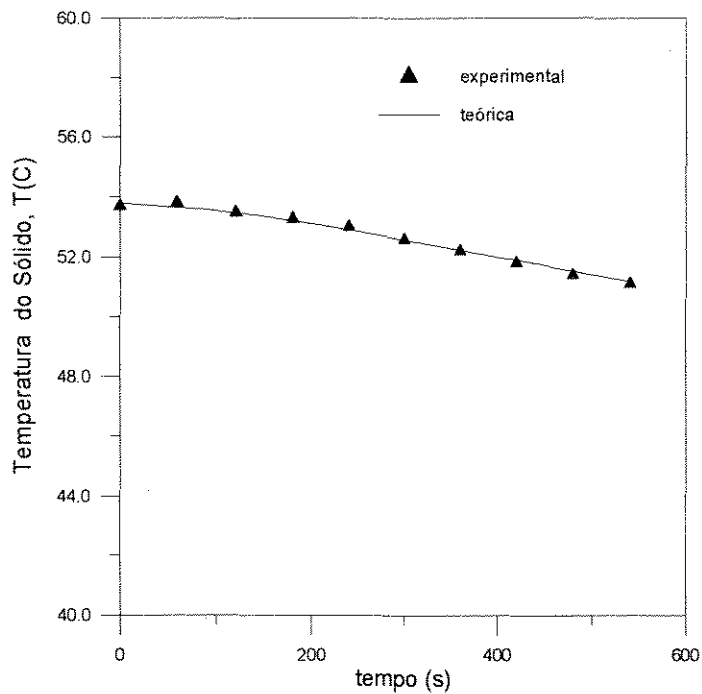


Figura B.31 - Regenerador 2, fluxo mássico = 0,400 kg/(m²s) e P = 540 s, resfriamento, unidirecional

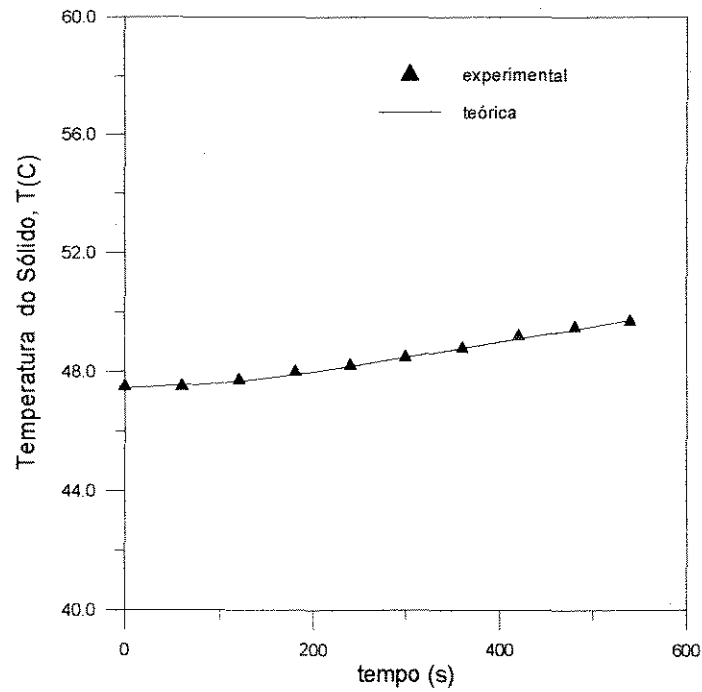


Figura B.32 - Regenerador 2, fluxo mássico = $0,310 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e $P = 540 \text{ s}$, aquecimento, unidirecional

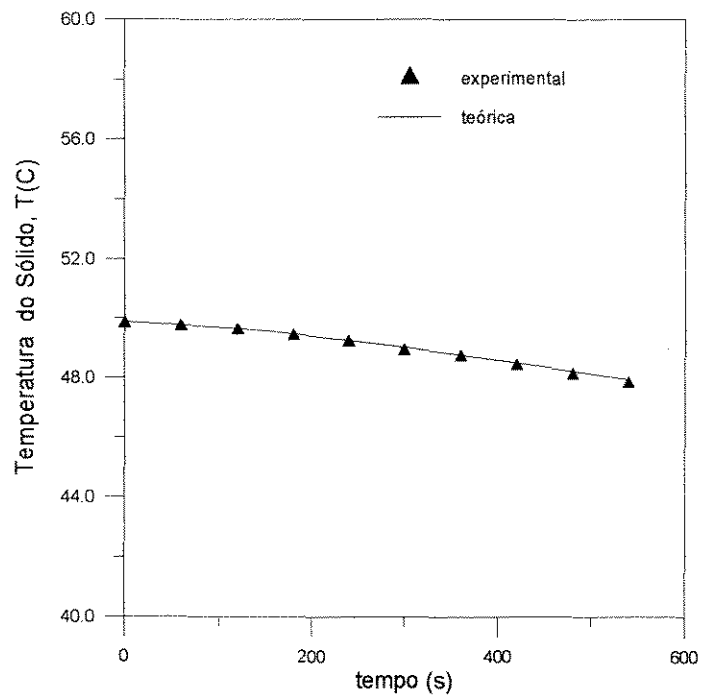


Figura B.33 - Regenerador 2, fluxo mássico = $0,310 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e $P = 540 \text{ s}$, resfriamento, unidirecional

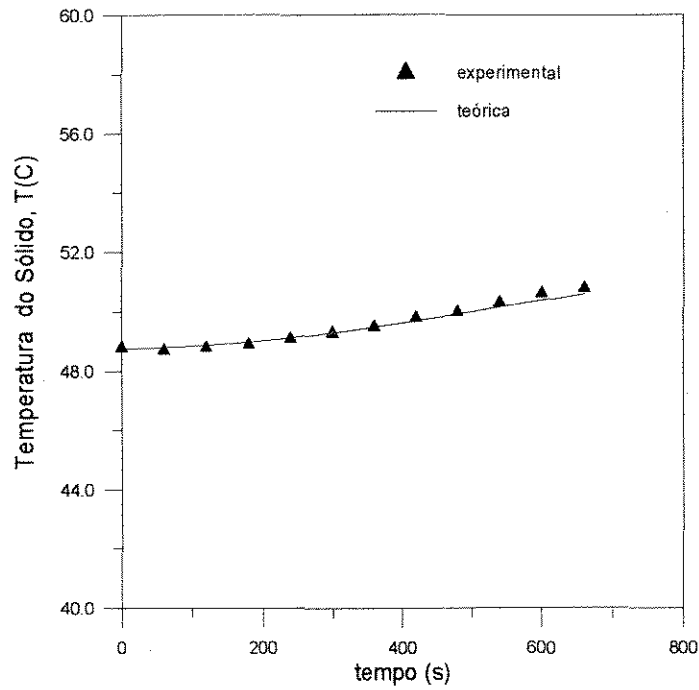


Figura B.34 - Regenerador 2, fluxo mássico = 0,240 kg/(m²s) e P = 660 s, aquecimento, unidirecional

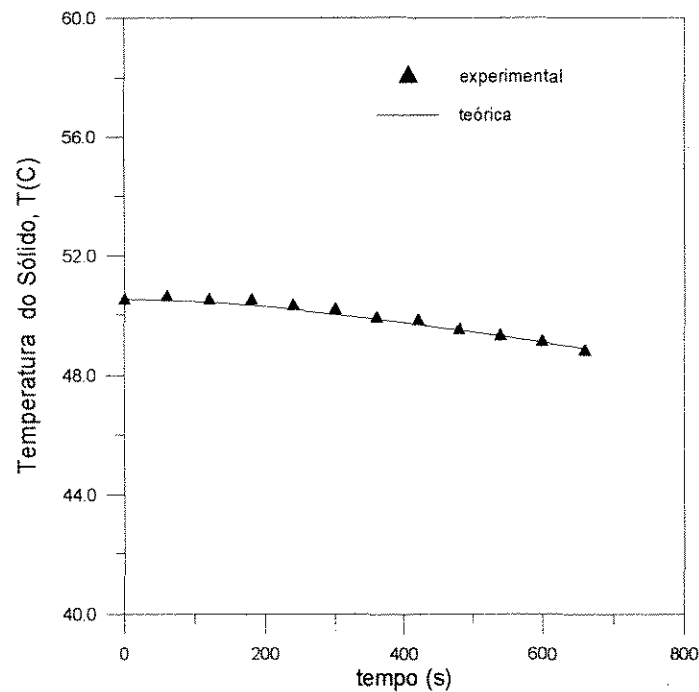


Figura B.35 - Regenerador 2, fluxo mássico = 0,240 kg/(m²s) e P = 660 s, resfriamento, unidirecional

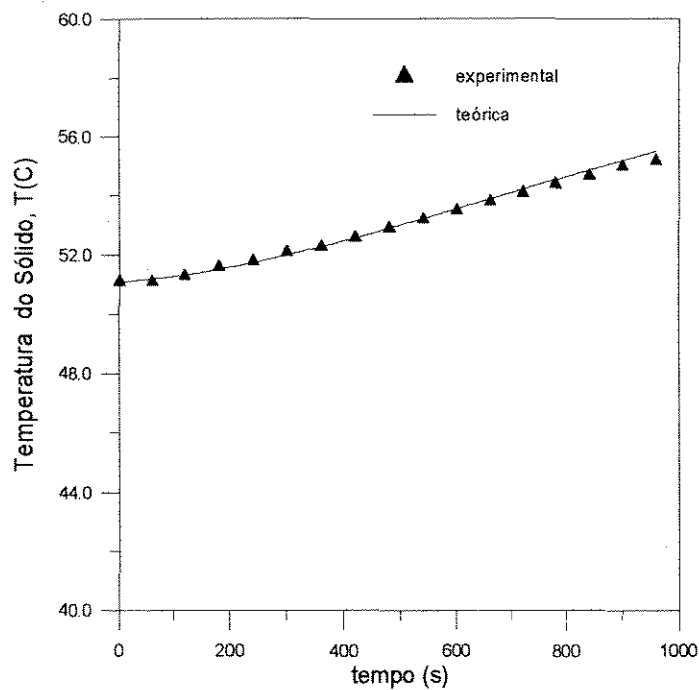


Figura B.36 - Regenerador 3, fluxo mássico = 0,245 kg/(m²s) e P = 960 s, aquecimento, unidirecional

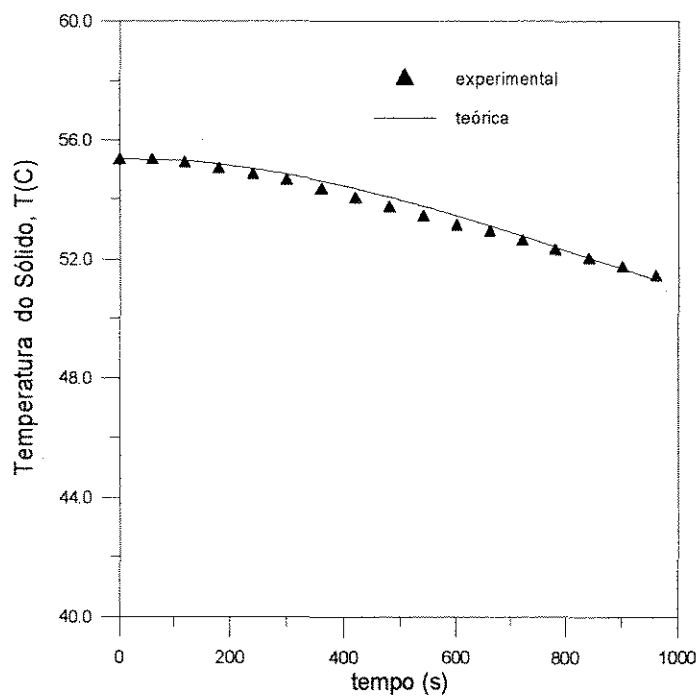


Figura B.37 - Regenerador 3, fluxo mássico = 0,245 kg/(m²s) e P = 960 s, resfriamento, unidirecional

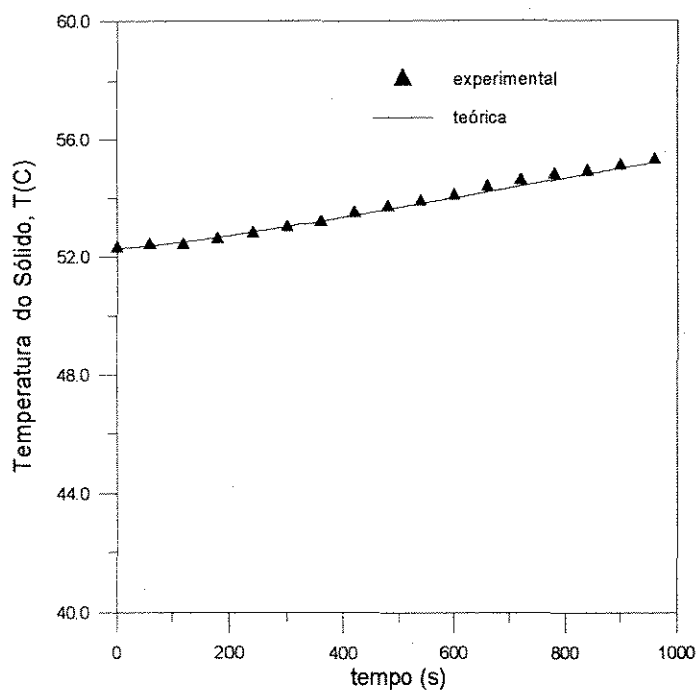


Figura B.38 - Regenerador 3, fluxo mássico = $0,200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e $P = 960 \text{ s}$, aquecimento, unidirecional

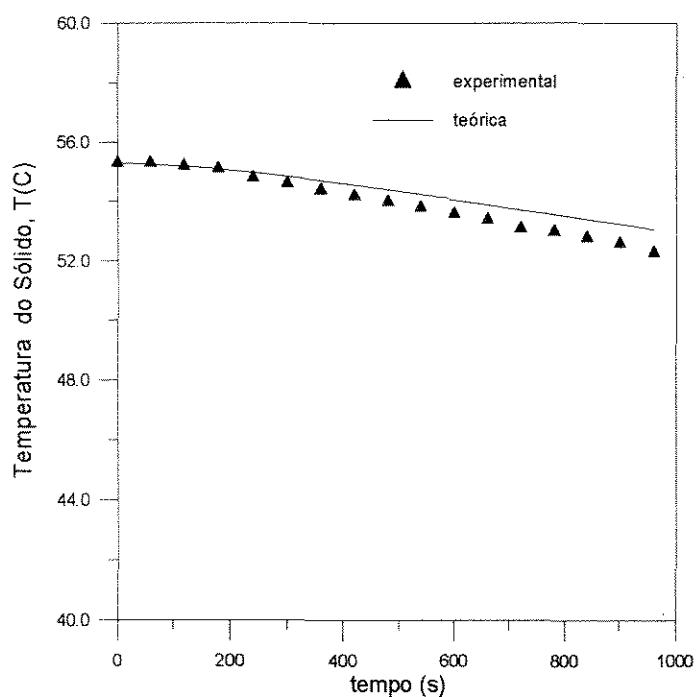


Figura B.39 - Regenerador 3, fluxo mássico = $0,200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ e $P = 960 \text{ s}$, resfriamento, unidirecional

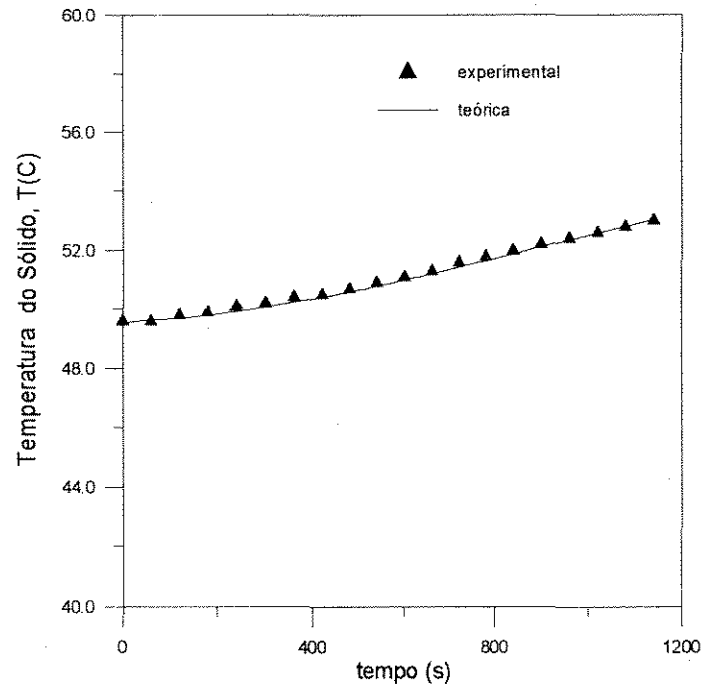


Figura B.40 - Regenerador 3, fluxo mássico = 0,160 kg/(m²s) e P = 1140 s, aquecimento, unidirecional

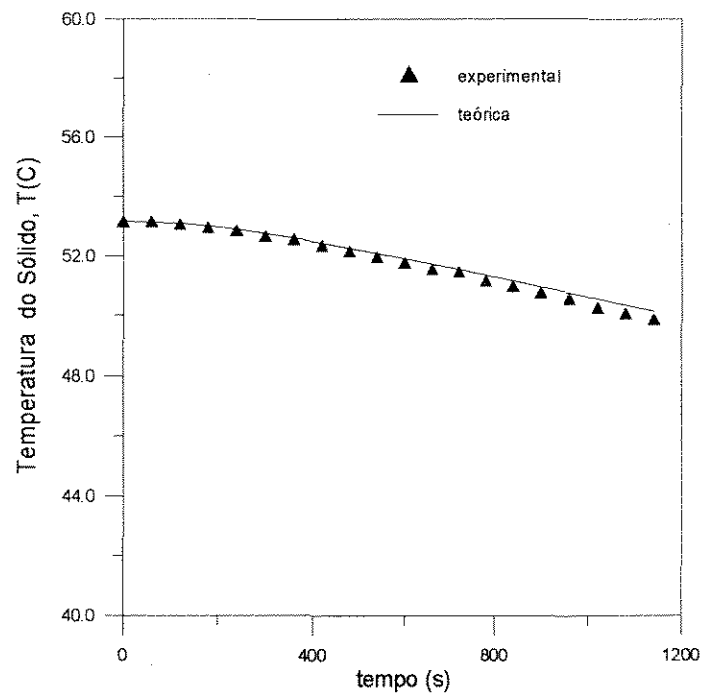


Figura B.41 - Regenerador 3, fluxo mássico = 0,160 kg/(m²s) e P = 1140 s, resfriamento, unidirecional

APÊNDICE C

LISTAGEM DO PROGRAMA

```
/* MODELO DA CONDUCAO INTRAPARTICULA: DETERMINACAO DO COEFICIENTE DE*/
/* TRANSFERENCIA DE CALOR A PARTIR DA EQUACAO PARA TEMPERATURA DO */
/* SOLIDO E DADOS EXPERIMENTAIS. */
```

```
#include "math.h"
#include "stdio.h"
```

```
void spline();
float splint();
void rtbis();
void mcintr();
void entrada();
float intra();
```

```
char arq[15],arq1[15];
float tsa5[55],tsr5[55],fga2[55],fgr2[55];
float te[55],tst[300];
float tsi,tgi,cs,cg,e,ks,B,Ms,A,G,P,Yz;
float L,Pi,x1,dz;
int nt,esc,per,tr,pon,per;
```

```
main()
{ FILE *fp1;
  float tga1[55],tga2[55];
  float tgr1[55],tgr2[55];
  float v[8],am,dp,dso;
  float tgie[55],tsie[55],sts,stg;
  int i;

  entrada();

  cg=1008.0;
  if(tr==1) {dp=0.029; dso=2432.; cs=833.; e=0.638;
  ks=1.06; Yz=0.188;}
```

```
    else if(tr==2) { dp=0.029; dso=2432.; cs=833.; e=0.562;
ks=1.06; Yz=.188;}
    else { dp=0.029; dso=2432.; cs=833.; e=0.5;
ks=1.06;Yz=.188; }

B=dp/2.0;
Ms=dso*(1.0-e);
A=3.0*(1.0-e)/B;

/* Abertura de arquivo para os dados experimentais */
fp1=fopen(arq1,"rt");
fscanf(fp1,"%f%f%f",&am,&G,&P);
nt=(int)(P/am+0.1);
for(i=0;i<=nt;i++)
{
fscanf(fp1,"%f%f%f%f%f%f%f",&v[0],&v[1],&v[2],&v[3],&v[4]
,&v[5],&v[6],&v[7]);
    te[i]=v[0]; /* tempo */
    tgie[i]=v[1]; tgal[i]=v[1]; /* temp. gas inicial e
entrada aquec. */
    tsa5[i]=v[6];
    tga2[i]=v[7]; /* temp. do gas na saida aquec. */
}

if(esc == 1)
{ for(i=0;i<=nt;i++)
{fscanf(fp1,"%f%f%f%f%f%f%f",&v[0],&v[1],&v[2],&v[3],
&v[4],&v[5],&v[6],&v[7]);
    te[i]=v[0];
    tgr2[i]=v[1]; /* temp. do gas na saida resf. */
    tsr5[i]=v[2]; /* temp. do solido resf. */
    tsie[i]=v[7]; /* temp. do solido inicial */
    tgr1[i]=v[7]; /* temp. do gas na entrada resf.*/
}
}
else
```

```
{ for(i=0;i<=nt;i++)
{
fscanf(fp1,"%f%f%f%f%f%f%f",&v[0],&v[1],&v[2],&v[3],&v[4]
,&v[5],&v[6],&v[7]);
    te[i]=v[0];
    tsie[i]=v[1]; /* temp. do solido inicial */
    tgr1[i]=v[1]; /* temp. do gas na entrada resf. */
    tsr5[i]=v[6];
    tgr2[i]=v[7]; /* temp. do gas na saida resf.*/
}
}

fclose(fp1);

/* Calculo de tgi e tsi */
sts=0.; stg=0.;
for(i=1;i<=nt;i++)
{ sts=sts+tsie[i];
  stg=stg+tgie[i];}

tsi=sts/nt; tgi=stg/nt;

/* Temperaturas adimensionais do gas para usar no teorema /
for(i=0;i<=nt;i++)
{ fga2[i]=(tga2[i]-tsa5[0])/(tgi-tsi);
  fgr2[i]=(tgr2[i]-tsr5[0])/(tgi-tsi);}

rtbis();
return (0);}

void spline(x,y,n,y2)
float x[55],y[55],y2[55];
int n;
{ float u[55];
  float yp1,ypn,sig,p,qn,un;
  int i;
```

```

yp1=(y[1]-y[0])/(x[1]-x[0]);
ypn=(y[n]-y[n-1])/(x[n]-x[n-1]);

if(yp1 > 99E30)
    { y2[0]=0.;u[0]=0.;}
else
    { y2[0]=-0.5;
      u[0]=(3./(x[1]-x[0]))*((y[1]-y[0])/(x[1]-x[0])-yp1);}
for(i=1;i<=n-1;i++)
    { sig=(x[i]-x[i-1])/(x[i+1]-x[i-1]);
      p=sig*y2[i-1]+2.;
      y2[i]=(sig-1.)/p;
      u[i]=(6.*((y[i+1]-y[i])/(x[i+1]-x[i])-(y[i]-y[i-1])/(
(x[i]-x[i-1]))/(x[i+1]-x[i-1])-sig*u[i-1]))/p;}
if(ypn > 99E30)
    { qn=0.;un=0.;}
else{ qn=0.5;
      un=(3./(x[n]-x[n-1]))*(ypn-(y[n]-y[n-1])/(x[n]-x[n-
1])));}
      y2[n]=(un-qn*u[n-1])/(qn*y2[n-1]+1.);
for(i=n-1;i>=0;i=i-1)
    y2[i]=y2[i]*y2[i+1]+u[i];}

float splint(xa,ya,n,y2a,x)
float xa[55],ya[55],y2a[55],x;
int n;
{ int klo,khi,k,h;
  float a,b,y1;

  klo=0;
  khi=n;
  while (khi-klo > 1)
    { k=(khi+klo)/2;
      if(xa[k] > x)
        khi=k;
    }

```

```
    else
        klo=k;}
h=xa[khi]-xa[klo];
if(h == 0.)
    { printf(" entrada de xa ruim\n"); exit(0);}
a=(xa[khi]-x)/h;
b=(x-xa[klo])/h;
y1=a*ya[klo]+b*ya[khi]+((a*a*a-a)*y2a[klo]+(b*b*b-
b)*y2a[khi])*h*h/6.;
return y1;}

void rtbis()
{ FILE *fp;
  int it,itmax;
  float fmidl,f1,rtb,dx,xmid;

  itmax=10000;

  for(it=1;it<=itmax;it++)
  { dx=0.005;
    f1=intra(x1);
    if(f1 <= 0.15)
        { fp=fopen(arq,"wt");
          if(per==1) fprintf(fp,"  AQUECIMENTO");
          else fprintf(fp,"  RESFRIAMENTO");
          fprintf(fp,"  VIDRO, dp=0.029 m");
          fprintf(fp,"  G = %f    P = %f    dz = %f\n",G,P,dz);
          fprintf(fp,"  L = %f    Pi = %f    U = %f    s =
%f\n",L,Pi,Pi/L,0.5*pon-0.5);
          fprintf(fp,"  Bi= %f    h = %f    tsi= %f    tgi=
%f\n\n\n",x1,x1*ks/B,tsi,tgi);
          fclose(fp);
          break;}
    x1=x1+dx;}
  if(it >= itmax)
```

```
    printf(" Ultrapassou o numero de iteracoes. it =
%d",it);}
```

```
float intra(Bi)
```

```
float Bi;
```

```
{ float zi[300],y2[55],Fgai[300],Fgri[300],ti[300];
```

```
    float x,som,dzo;
```

```
    int i,ni,np,ip;
```

```
    Pi=Bi*ks*A*P/(B*Ms*cs);
```

```
    L=Bi*ks*A*Yz/(B*G*cg);
```

```
    dzo=Bi*ks*A*te[1]/(B*Ms*cs);
```

```
    ip=0;
```

```
    if(dzo<=0.1) dz=dzo;
```

```
    else
```

```
    { do
```

```
        { ip=ip+2;
```

```
        dz=dzo/ip;
```

```
        } while(dz>0.1);}
```

```
    np=(int)(Pi/dz + 0.1);
```

```
    ni=np/nt;
```

```
    if(per==1)
```

```
    { spline(te,fga2,nt,y2);
```

```
      for(i=0;i<=np;i++)
```

```
      { x=i*P/np;
```

```
      Fgai[i]= splint(te,fga2,nt,y2,x);
```

```
      ti[i]=x; }}
```

```
    else
```

```
    { spline(te,fgr2,nt,y2);
```

```
      for(i=0;i<=np;i++)
```

```
      { x=i*P/np;
```

```
      Fgri[i]= splint(te,fgr2,nt,y2,x);
```

```
      ti[i]=x; }}
```

```

for (i=0;i<=np;i++)
    zi[i]=Bi*ks*A*ti[i]/(B*Ms*cs);

if(per==1) mcintr(Fgai,zi,t5a[0],Bi,np);
else mcintr(Fgri,zi,t5r[0],Bi,np);

som=0.;

if(per==1)
{ for(i=1;i<=nt;i++)
    som=som+fabs(t5a[i]-tst[ni*i]);
    printf("\n    aquecimento G=%f    s=%f
Biot=%f\n",G,0.5*pon-0.5,Bi);
    printf("          te          zi          tsre
tst\n");
    for(i=0;i<=nt;i++)
        printf("    %8.3f    %8.3f    %8.3f
%8.3f\n",te[i],zi[ni*i],t5a[i],tst[ni*i]);}
else
{ for(i=1;i<=nt;i++)
    som = som+fabs(t5r[i]-tst[ni*i]);
    printf("\n    resfriamento G=%f    s=%f
Biot=%f\n",G,0.5*pon-0.5,Bi);
    printf("          te          zi          tsre          tst\n");
    for(i=0;i<=nt;i++)
        printf("    %8.3f    %8.3f    %8.3f
8.3f\n",te[i],zi[ni*i],t5r[i],tst[ni*i]);}

return (som/(nt));}

void mcintr(Fg,z,tso,Bi,m)
float Fg[300],z[300],tso,Bi;
int m; { float lb,al,b,pi,a;double
Ic[300],Ic1[300],I2[6][300],somc[3],som[300],somb;
    float Fs[300],F[300];
    int i,j,n,ter;

```

```

lb=2.0/Bi;
al=1.0/(1.0+lb);
pi=3.141592654;
b=pi*pi*al/(3.0*Bi);
ter=4;

/* integracao e calculo */
Ic1[0]=0.0;
for(i=0;i<m;i++)
{ n=i+1; Ic[0]=0;
  for(j=0;j<n;j++)
    { Ic[j+1]=Ic[j]+(Fg[j+1]+Fg[j])*(exp(b*(z[j+1]-
z[n]))- exp(b*(z[j]-z[n])))/(2.0*b);}
  Ic1[i+1]=Ic[i+1]; }

for(i=0;i<=m;i++)
  Fs[i]=al*Fg[i]+al*lb*b*Ic1[i];

for(j=1;j<=ter;j++)
{ I2[j][0]=0.0;
  for(i=1;i<=m;i++)
    I2[j][i]=I2[j][i-1]+(Fs[i]+Fs[i-1])*
      (exp(j*j*b*z[i]/al)-exp(j*j*b*z[i-
1]/al))/(2.0*j*j*b/al);
  }

n=0;
while(n<=m)
{ for(i=1;i<=2;i++)
  { somc[i]=0.0;
    for(j=1;j<=ter;j++)
      { somc[i]=somc[i]+pow(-1,j)*sin(j*pi*0.5*i)*
        (Fs[n]-j*j*b*exp(-
j*j*b*z[n]/al)*I2[j][n]/al)/j; } }
  somb=0.0;

```

```

    for(j=1;j<=ter;j++)
        somb=somb+pow(-1,j)*(Fs[n]-j*j*b*exp(-
j*j*b*z[n]/al)*I2[j][n]/al);
    F[0]=Fs[n]+2.0*somb;

    for(i=1;i<=2;i++)
        F[i]=Fs[n]+(2.0/(pi*0.5*i))*somc[i];

    if(pon==1)  tst[n]=F[0]*(tgi-tsi)+tso;
    if(pon==2)  tst[n]=F[1]*(tgi-tsi)+tso;
    if(pon==3)  tst[n]=F[2]*(tgi-tsi)+tso;

    n=n+1;}}

void entrada()
{int resp;

    clrscr();
    window(1,1,80,25);
    textcolor(15);
    gotoxy(16,6);
    cprintf("----- Entrada de Dados-----");
    gotoxy(16,8);
    cprintf("    1 - Arquivo (experimental p/ ler).....");
    gotoxy(16,9);
    cprintf("    2 - Arquivo (saida).....");
    gotoxy(16,10);
    cprintf("    3 - iteracao (1:aquec; 2:resfr.).....");
    gotoxy(16,11);
    cprintf("    4 - x1 (Bi inicial).....");
    gotoxy(16,12);
    cprintf("    5 - 1:Reg1, 2:Reg2, 3:Reg3.....");
    gotoxy(16,13);
    cprintf("    6 - escoamento (1:cc, 2:un).....");
    gotoxy(16,14);
    cprintf("    7 - ponto (1:s=0, 2:0,5, 3:1).....");

```

```

gotoxy(16,18);
cprintf("-----");

gotoxy(58,8);
scanf("%s",arq1);
gotoxy(58,9);
scanf("%s",arq);
gotoxy(58,10);
scanf("%d",&per);
gotoxy(58,12);
scanf("%f",&x1);
gotoxy(58,13);
scanf("%d",&tr);
gotoxy(58,14);
scanf("%d",&esc);
gotoxy(58,15);
scanf("%d",&pon);
resp = 0;

while (resp != -35)
{
    gotoxy(22,17);
    cprintf(" Tecle n$ da linha para corrigir");
    gotoxy(22,18);
    cprintf("  ou <ENTER> para continuar ...");

    resp = getch()-48;

    if (resp > 0 && resp < 9)
    {gotoxy(20,17);
        cprintf("                                ");
        gotoxy(20,18);
        cprintf("                                ");}

```

```
switch (resp)
{
    case 1:
        gotoxy(58,8);
        clreol();
        gotoxy(58,8);
        scanf("%s",arq1);
        break;
    case 2:
        gotoxy(58,9);
        clreol();
        gotoxy(58,9);
        scanf("%s",arq);
        break;
    case 3:
        gotoxy(58,10);
        clreol();
        gotoxy(58,10);
        scanf("%d",&per);
        break;
    case 4:
        gotoxy(58,11);
        clreol();
        gotoxy(58,11);
        scanf("%f",&x1);
        break;
    case 5:
        gotoxy(58,12);
        clreol();
        gotoxy(58,12);
        scanf("%d",&tr);
        break;
    case 7:
        gotoxy(58,13);
        clreol();
        gotoxy(58,13);
        scanf("%d",&esc);
```

```
        break;
    case 8:
        gotoxy(58,14);
        clreol();
        gotoxy(58,14);
        scanf("%d",&pon);
        break;

    default:
        if (resp != -35) printf ("%c",7);}}}
```

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BABLIC, B. S. Misinterpretations of the diabatic regenerator performances, Int. J. Heat and Mass Transfer, v. 31, p. 1605 -1611, 1988 .
- BABLIC, B. S., HEGGS, P. J. Unified regenerator theory and reexamination of the unidirectional regenerator performance, Advances in Heat Transfer, v. 20, p.133-179, 1990.
- BALAKRISHNAN, A. R., PEI, O. C. T. Heat transfer in fixed beds, Ind. Eng. Chm. Process. Des., v. 13, p. 441-446, 1978.
- BANSAL, N. P. , DOREMUS, R. H. Handbook of glass properties, Academic Press Inc., New York, 1986, p. 34-35.
- FOUMENY, E. A., PAHLEVANZADEH, H. Performance evaluation of thermal regenerators, Heat Recovery Systems & CHP, v. 14, n. 1, p. 79 - 84, 1994 .
- FURNAS, C. G. Heat transfer from a gas stream to a bed of bokren solids, Industrial and Engineering Chemistry, v. 22, n. 1, p. 26 - 31, 1930.
- HACKENBERG, C. M. On unsteady resistance of the spherical submerged bodies, Ph. D. Thesis, University of Florida, 1969.
- HANDLEY, D., HEEGS, P. J. Momentum and heat transfer mechanisms in regular shaped packings, Trans. Inst. Chem. Engrs. v. 46, p.T251 - T263, 1968 .
- HAUSEN, H., apud. BABLIC, B. S., HEGGS, P. J. Unified regenerator theory and reexamination of the unidirectional regenerator performance, Advances in Heat Transfer, v. 20, p.133-179, 1990.

HEGGS, P. J. Experimental techniques and correlations for heat exchanger surfaces : packed beds, , in Kakaç, S., Shah, R. K., Bergles, A. E. Low reynolds number flow heat exchangers., Washington ,Hemisphere, 1983 p.341 - 368, 1983 .

HEGGS, P. J., BURNS, D Single - blow experimental prediction of heat transfer coefficients, a comparison of four comunly used techniques, Experimental Thermal and Fluid Science , n. 1, p. 243 - 251, 1988 .

HEGGS, P. J., BURNS, D. Experimental prediction of heat transfer coefficients in compact heat exchanger surfaces, in Shah, R. K., Krausp, A., Metzger, D. Compact heat exchangers , p. 205 - 241, 1990.

HEGGS, P. J., FOUMENY, E.A. Prediction of heat transfer coefficients from cyclic regenerator and single shot packed bed data, The Institution of Chemical Engineers Symposium Series , n. 86, Oxford,Pergamon, p.501-512, 1984 .

HEGGS , P. J., FOUMENY , E.A. Thermal performance of diabatic cyclic regenerators, Numerical Heat Transfer , v. 9, p. 183 - 199, 1986 .

HEGGS, P. J., HOLLINS, S. J. Development of an a paratus to investigate the thermal characteristics of regenerators, The Institution of Chemical Engineers Symposium Series , n. 86, Oxford,Pergamon, p. 491 - 500, 1984 .

HOLLINS, S. J. Development of an aparatus to investigate thermal characteristics of regenerative heat exchangers, apud. HEGGS, P. J., HOLLINS, S. J. Development of an a paratus to investigate the thermal characteristics of regenerators, The Institution of Chemical Engineers Symposium Series , n. 86, Oxford,Pergamon, p. 491 - 500, 1984 .

JAKOB, M. Heat transfer, New York, Wiley, 1957, v. 2, cap. 35.

JOHNSON, J. E. ARC Tech. Rep. n° 2360, 1952

LOF, G. O., HAWLEY, R. W. Unsteady - State heat transfer between air and loose solids, Industrial and Engineering Chemistry, v. 40, n.6 , p. 1061 - 1070, 1948 .

LUPORINI, S. Modelagem e simulação de regeneradores de calor, UNICAMP, 1990, Tese (Mestrado) .

LUPORINI , S. Transferência de calor em regime transiente : análise térmica de regeneradores de calor, UNICAMP, 1994, Tese (Doutorado).

PERRY , R. H., CHILTON C. H. Chemical engineer's handbook, McGraw - Hill International Book Company, 5º edição.,1983.

SHAH , R. K. Thermal design theory for regenerators, in Kakaç, S., Bergles, A. E., Mayinger, F. Heat exchangers thermohydraulic fundamentals and design, Washington, Hemisphere. 1981, p. 721 - 763.

WAKAO, N., KAGUEI, S. Heat and mass transfer in packed beds. New York, Gordon and Breach Science, 1982. 364p.

WAKAO, N. KAGUEI, S., FUNASKRI, T. Effect of fluid dispersion coefficients on particle - to - fluid heat transfer coefficients in packed beds, J. Chem. Eng. Japan, 34, 325 1979 .

ABSTRACT

ABSTRACT

A calculation methodology for heat transfer coefficients was utilized in intraparticle conduction model. This determination was done for a regenerator operating in cyclic equilibrium, through minimization of the differences between theoretic and experimental solid temperature, in the outer part of the regenerator. This methodology employ the equation obtained by LUPORINI [1994], provenient from an analytical solutions for solid temperature distribution, taking account the transient behavior.

An equipment was specially constructed, to obtain experimental data, with three different diameters of heat regenerators, containing a bed of spherical glass particles. In this equipment counter and parallel flows were possible.

Heat transfer coefficients were obtained for both heating and cooling periods, operating with differents flows and time periods.

From the known heat transfer coefficients for the different operating conditions correlations in the form $j_h \phi = c Re_m^n$ were obtained, for counter and parallel flows. A comparative analyses with others works was done showing the validity of the method employed.