

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE SISTEMAS QUÍMICOS

**TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM REGIME TRANSIENTE: ANÁLISE  
TÉRMICA DE REGENERADORES DE CALOR**

AUTOR: SAMUEL LUPORINI / 1973

ORIENTADOR: PROF. DR. ALBERTO LUIZ DE ANDRADE

CO-ORIENTADOR: PROF. DR. JOÃO ALEXANDRE FERREIRA DA ROCHA PEREIRA

TESE APRESENTADA À FACULDADE DE ENGENHARIA QUÍMICA  
COMO PARTE DOS REQUISITOS EXIGIDOS PARA A OBTENÇÃO  
DO TÍTULO DE DOUTOR EM ENGENHARIA QUÍMICA

ABRIL/1994  
CAMPINAS - SP



N.º CHAMADA: T/Unicamp  
L 973t  
Es.  
TOMO BC/23607  
PRUC. 433/95  
C ☐ D ☒  
PREC. 284.23  
DATA 08/02/95  
N.º CPD

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA

BIBLIOTECA CENTRAL - UNICAMP

CM-00065486-6

Luporini, Samuel

L973t Transferência de calor em regime transiente : análise  
térmica de regeneradores de calor / Samuel Luporini. --  
Campinas, SP : [s.n.], 1994.

Orientador : Alberto Luiz de Andrade.

Tese (doutorado) - Universidade Estadual de Campinas.  
Faculdade de Engenharia Química.

1. Regeneradores de calor. 2. Calor - Coeficiente  
de transferência. 3. Projeto auxiliado por computador.  
I. Andrade, Alberto Luiz de. II. Universidade Estadual  
de Campinas. Faculdade de Engenharia Química. III. Título

20. CDD -660.284 27 -660.284 23

-670.285

Índice para catálogo sistemático

1. Regeneradores de calor 660.284 27
2. Calor - Coeficiente de transferência de calor 660.284 23
3. Projeto auxiliado por computador 670.285

Esta versão corresponde a redação final da Tese de Doutorado defendida pelo Engenheiro Samuel Loporini, e aprovada pela Comissão julgadora em 29/04/1994.

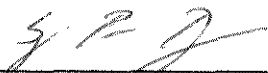
A handwritten signature in dark ink, appearing to read 'A. Luiz de Andrade', is positioned above a horizontal line.

Orientador: Prof. Dr. Alberto Luiz de Andrade

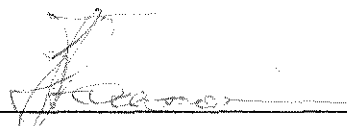
Tese defendida e aprovada, em 29 de abril de 1994 pela banca examinadora constituída pelos professores:



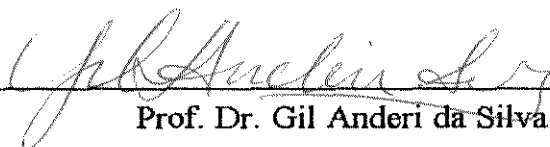
Prof. Dr. Alberto Luiz de Andrade



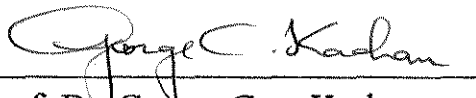
Prof. Dr. Sergio Persio Ravagnani



Prof. Dr. Artur Zaghini Francesconi



Prof. Dr. Gil Anderi da Silva



Prof. Dr. George Cury Kachan



Aos meus pais,  
Angelo (em memória)  
e Maria  
Aos meus irmãos

## **AGRADECIMENTOS**

Ao Prof. Dr. Alberto Luiz de Andrade pela dedicada orientação, apoio e amizade ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

Ao Prof. Dr. João Alexandre F. R. Pereira pela colaboração e incentivo prestados.

Ao Eric de Barros Basso pelo auxílio prestado na montagem e manutenção da aparelhagem eletrônica.

Ao CNPq - Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico pelo auxílio financeiro que permitiu a realização deste Trabalho.

Aos amigos.

## RESUMO

O presente trabalho desenvolve uma modelagem matemática para regeneradores de calor de leito fixo, considerando o efeito da condução intrapartícula, o equilíbrio cíclico e os escoamentos unidirecional e contracorrente.

As equações referentes ao modelo foram resolvidas numericamente, utilizando o método da diferença central juntamente com o método de Crank-Nicholson. Também foi obtida uma solução analítica, na qual determina-se o perfil radial da partícula em função da temperatura da superfície, sendo esta calculada utilizando-se diretamente a temperatura do gás medida experimentalmente.

Através destas soluções foi possível determinar o coeficiente de transferência de calor convectivo, no equilíbrio cíclico, através de dois métodos distintos, proporcionando a obtenção de correlações, as quais foram comparadas com outras existentes na literatura.

Um equipamento experimental foi construído de maneira a proporcionar a obtenção de dados, sendo a aquisição efetuada via microcomputador e também manualmente.

Os programas de computador para o monitoramento e aquisição de dados de temperatura foram desenvolvidos na linguagem C. Foi utilizado um microcomputador PC-XT, uma placa de aquisição de dados analógica-digital-analógica, a qual permite a entrada de dados de temperaturas e sinais de saída digital para acionamentos de termopares e relé, um medidor de temperaturas ligado aos termopares ao longo do regenerador, e circuitos eletrônicos de amplificação e acionamento. Os dados de temperaturas foram filtrados digitalmente para obter valores livres de oscilações.

O programa desenvolvido permite um completo acompanhamento dos valores de temperatura ao longo do regenerador, em tempo real, bem como a reversão automática dos períodos de aquecimento e resfriamento, os quais são pré-determinados na fase inicial do programa.

Os valores de temperaturas foram arquivados a cada 15 segundos e o equilíbrio cíclico foi considerado quando as temperaturas de um ciclo diferiram em aproximadamente  $1^{\circ}\text{C}$  do ciclo anterior.

Foram feitas análises dos resultados experimentais e teóricos, considerando os dois sistemas de aquisição de dados, e também foi feita uma avaliação do comportamento dinâmico de regeneradores simétricos e assimétricos.

Os resultados obtidos mostraram a validade dos dois métodos de obtenção do coeficiente de transferência de calor convectivo, e também a viabilidade do uso do microcomputador para o monitoramento e aquisição de dados em regeneradores de calor.

## ÍNDICE

	página
<b>CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
<b>CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>5</b>
2.1 - INTRODUÇÃO	6
2.2 - PRINCÍPIOS DE OPERAÇÃO	6
2.3 - MODELAGEM MATEMÁTICA E SOLUÇÕES DAS EQUAÇÕES	8
2.3.1 - Modelo de Schumann	8
2.3.2 - Modelo da Condução Intrapartícula	8
2.3.3 - Outros Modelos	9
2.4 - EFICIÊNCIA TÉRMICA	10
2.5 - EFEITO DA CONDUTIVIDADE TÉRMICA DA PARTÍCULA	13
2.6 - COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONVECTIVO	13
2.7 - AQUISIÇÃO DE DADOS	17
<b>CAPÍTULO 3 - PARTE EXPERIMENTAL</b>	<b>20</b>
3.1 - INTRODUÇÃO	21
3.2 - REGENERADOR DE CALOR	21
3.3 - RECHEIO E GÁS	21
3.4 - DESCRIÇÃO DO EQUIPAMENTO	26
3.5 - DETALHAMENTO DE ELEMENTOS DO EQUIPAMENTO	29
3.5.1 - Regulador de Tensão e Aquecedor Elétrico	29
3.5.2 - Soprador e Válvulas Gaveta	29
3.5.3 - Medidor de Temperatura	30
3.5.4 - Válvulas Solenóide e Relé	30
3.5.5 - Rotâmetros	31
3.6 - PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	32
3.7 - AQUISIÇÃO DE DADOS POR COMPUTADOR	32
3.7.1 - Detalhamento de Elementos Conectados ao Computador	33
3.7.1.1 - Relé	33
3.7.1.2 - Acionador e Condicionador/Amplificador de Sinal	36
3.7.1.3 - Placa Analógica-Digital-Analógica (ADA)	36
3.7.1.3.1 - Conversor Analógico-Digital (A/D)	39
3.7.1.3.2 - Saídas Digitais	41
3.7.1.4 - Microcomputador	42
3.7.2 - Filtragem Digital	42

3.7.3 - Calibração	42
3.7.4 - Aquisição de Dados	47
<b>CAPÍTULO 4 - MODELAGEM MATEMÁTICA E SOLUÇÕES DAS EQUAÇÕES</b>	52
4.1 - INTRODUÇÃO	53
4.2 - MODELAGEM MATEMÁTICA	53
4.2.1 - Equação da Energia	53
4.2.2 - Modelo de Schumann	54
4.2.2.1 - Solução Analítica para o Primeiro Período	59
4.2.2.2 - Soluções Numéricas	61
4.2.3 - Modelo da Condução Intrapartícula	62
4.2.3.1 - Solução Analítica	63
4.2.3.2 - Solução Numérica	70
4.2.3.2.1 - Procedimento de Integração	75
4.3 - EFICIÊNCIA TÉRMICA	79
4.3.1 - Procedimento de Integração para a eficiência	83
<b>CAPÍTULO 5 - COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR</b>	85
5.1 - INTRODUÇÃO	86
5.2 - MINIMIZAÇÃO DA DIFERENÇA DAS EFICIÊNCIAS MÉDIAS	86
5.3 - MINIMIZAÇÃO DA DIFERENÇA MÉDIA ENTRE AS TEMPERATURAS DO SÓLIDO	97
5.4 - ANÁLISE DIMENSIONAL	106
<b>CAPÍTULO 6 - RESULTADOS E ANÁLISE</b>	108
6.1 - INTRODUÇÃO	109
6.2 - AQUISIÇÃO DE DADOS MANUAL	109
6.2.1 - Método da Minimização da Diferença das Eficiências Médias	114
6.2.1.1 - Escoamento Contracorrente	116
6.2.1.2 - Escoamento Unidirecional	119
6.2.1.3 - Análise da Convergência	122
6.2.2 - Método da Minimização da Diferença Média entre as Temperaturas do sólido	124
6.2.2.1 - Escoamento Contracorrente	124
6.2.2.2 - Escoamento Unidirecional	127
6.2.2.3 - Análise da Convergência	127
6.2.3 - Comportamento Dinâmico	132

6.2.3.1 - Escoamento Contracorrente	132
6.2.3.2 - Escoamento Unidirecional	150
6.3 - AQUISIÇÃO DE DADOS POR COMPUTADOR	171
6.3.1 - Coeficiente de Transferência de Calor Convectivo. Comparações de Resultados	173
6.3.2 - Comportamento Dinâmico para Operações em Escoamento Contracorrente	180
6.3.2.1 - Regeneradores Simétricos	180
6.3.2.2 - Regeneradores Assimétricos	191
<b>CAPÍTULO 7 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES</b>	198
7.1 - CONCLUSÕES	199
7.2 - SUGESTÕES	201
<b>APÊNDICE A - MINIMIZAÇÃO DA DIFERENÇA DAS EFICIÊNCIAS MÉDIAS</b>	202
<b>APÊNDICE B - MINIMIZAÇÃO DA DIFERENÇA ENTRE AS TEMPERATURAS DO SÓLIDO</b>	217
<b>APÊNDICE C - AQUISIÇÃO DE DADOS POR COMPUTADOR</b>	227
<b>APÊNDICE D - PROGRAMA PARA O AJUSTE DO CONDICIONADOR/AMPLIFICADOR DE SINAL</b>	233
<b>APÊNDICE E - PROGRAMA PARA OBTENÇÃO DOS PARÂMETROS DE CALIBRAÇÃO</b>	240
<b>APÊNDICE F - PROGRAMA PARA AQUISIÇÃO DE DADOS</b>	246
<b>APÊNDICE G - PROGRAMA PARA O MÉTODO DA MINIMIZAÇÃO DA DIFERENÇA DAS EFICIÊNCIAS MÉDIAS</b>	258
<b>APÊNDICE H - PROGRAMA PARA O MÉTODO DA MINIMIZAÇÃO DA DIFERENÇA DAS TEMPERATURAS DO SÓLIDO</b>	268
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	275
<b>NOMENCLATURA</b>	279

**CAPÍTULO 1**  
**INTRODUÇÃO**

## INTRODUÇÃO

A troca de calor entre dois gases pode ser realizada de diversas maneiras. Pode-se utilizar uma forma indireta, onde os gases são separados por uma parede, ou uma forma direta. No primeiro caso utiliza-se os chamados trocadores indiretos, onde se incluem os recuperadores, e no segundo caso podemos incluir os regeneradores de calor.

No recuperador de calor os dois gases trocam calor separados por uma parede, enquanto que no regenerador de calor os dois gases ocupam o mesmo espaço alternadamente. No regenerador o gás quente aquece um leito fixo por um determinado tempo (período de aquecimento), e sucessivamente, o calor do recheio é liberado para um gás frio também por um determinado tempo (período de resfriamento). Para este processo ser contínuo são necessários pelo menos dois regeneradores e, em indústrias metalúrgicas muitas vezes são utilizados três ou quatro regeneradores devidamente arranjados para pré aquecer o ar para altos fornos.

O primeiro regenerador de calor foi proposto por Robert Stirling (ILIFFE [1948]) em 1816, e desde então este tipo de trocador de calor é utilizado:

1. quando envolve grandes quantidades de gases, como nas indústrias metalúrgicas
2. quando os gases são carregados de partículas propensas a encrustar um recuperador de calor
3. quando um dos gases é muito quente ou promove ataque químico aos materiais de construção de um recuperador de calor, como no caso dos gases provenientes de fornos para manufatura de vidro.

Um regenerador de calor é projetado para obter uma determinada temperatura média do gás na saída, durante o período de resfriamento, sendo que a mesma está diretamente relacionada com a recuperação de energia, ou seja, com a eficiência térmica.

A obtenção do coeficiente de transferência de calor convectivo, no equilíbrio cíclico, e também as soluções das equações diferenciais referentes a modelagem matemática, são fundamentais para projetos e análises do comportamento dinâmico dos regeneradores de calor.

Várias técnicas de solução das equações diferenciais, que descrevem o desempenho de regeneradores, foram desenvolvidas entre 1927 até os dias atuais, e devido a complexidade das análises, várias suposições simplificadoras foram feitas para se obter algum tipo de solução. Dentro destas técnicas se destacam algumas soluções analíticas para os casos mais simples, como o modelo de Schumann onde a condutividade térmica das partículas é negligenciada, e as soluções numéricas para os modelos mais complexos.

Neste trabalho é desenvolvida uma modelagem matemática considerando o efeito da condução intrapartícula. As equações referentes a este modelo são resolvidas analiticamente, determinando-se o perfil de temperatura do sólido variando com o tempo,



na região de saída do leito. Estas equações diferenciais também são resolvidas numericamente pelo método das diferenças finitas implícito, considerando o método da diferença central e o método de Crank-Nicholson.

Com o desenvolvimento do computador, as técnicas de obtenção dos coeficientes de transferência de calor vem sofrendo muitas mudanças, sendo que em épocas anteriores os regeneradores eram projetados por métodos aproximados muitas vezes utilizando-se a teoria dos recuperadores de calor. Estes métodos usavam o conceito do coeficiente de transferência de calor global. Porém estes conceitos mudaram, levando em consideração a transferência de calor por convecção, os ciclos de tempo, a capacidade calorífica do recheio e os efeitos de condução.

Estas mudanças não é aplicada apenas para regeneradores, mas para todo o tipo de equipamento de transmissão de calor, os quais buscam cada vez mais uma simulação próxima do equipamento real, predizendo valores cada vez mais precisos.

O uso sistemático de computadores em conjunto com equipamentos eletrônicos de medição, vem cada vez mais sendo utilizado, pois permite obter operações mais precisas em relação ao instante de tempo em que a variável é medida, e particularmente para regeneradores de calor, o instante de mudanças do escoamento do gás quente para o gás frio e vice-versa, isto é, as mudanças de períodos.

Baseados nos fatos descritos acima, o presente trabalho tem como objetivos:

1. O desenvolvimento de uma modelagem matemática considerando, o efeito da condução intrapartícula, solucionando as equações diferenciais analiticamente e numericamente.
2. A elaboração de uma montagem experimental para regeneradores de calor operando em escoamento contracorrente e unidirecional, onde serão feitas a operação e aquisição de dados manualmente. Esta mesma montagem deverá ser acoplada a um sistema computadorizado, que permitirá a operação e aquisição de dados, utilizando um computador da linha PC "on-line". O sistema utiliza uma placa analógica-digital-analógica (ADA) e circuitos analógicos de condicionamento e amplificação de sinais, com toda a programação desenvolvida em linguagem C.
3. A obtenção de dados experimentais para leito fixo de esferas de vários diâmetros e materiais, compreendendo diferentes vazões mássicas de ar e períodos.
4. A determinação do coeficiente de transferência de calor convectivo ( $h$ ) utilizando a técnica do "equilíbrio cíclico" a partir de dois diferentes métodos:
  - a. Método da minimização da diferença das eficiências médias, onde se utiliza os dados experimentais e a solução numérica.

- b. Método da minimização da diferença média das temperaturas do sólido, onde se utiliza os dados experimentais e a solução analítica.
- 5. A análise do comportamento dinâmico do regenerador de calor experimentalmente e teóricamente.
- 6. A comparação entre as correlações do coeficiente de transferência de calor convectivo do presente trabalho e outras existentes na literatura.

## **CAPÍTULO 2**

### **REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

## 2.1 - INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão apresentados os princípios de operação de um regenerador de calor, como também os diversos modelos matemáticos, e as soluções das equações provenientes destes modelos.

Em seguida serão apresentadas algumas correlações para o coeficiente de transferência de calor convectivo destacando como foram obtidas. E para finalizar serão apresentados alguns trabalhos experimentais de aquisição de dados por computador.

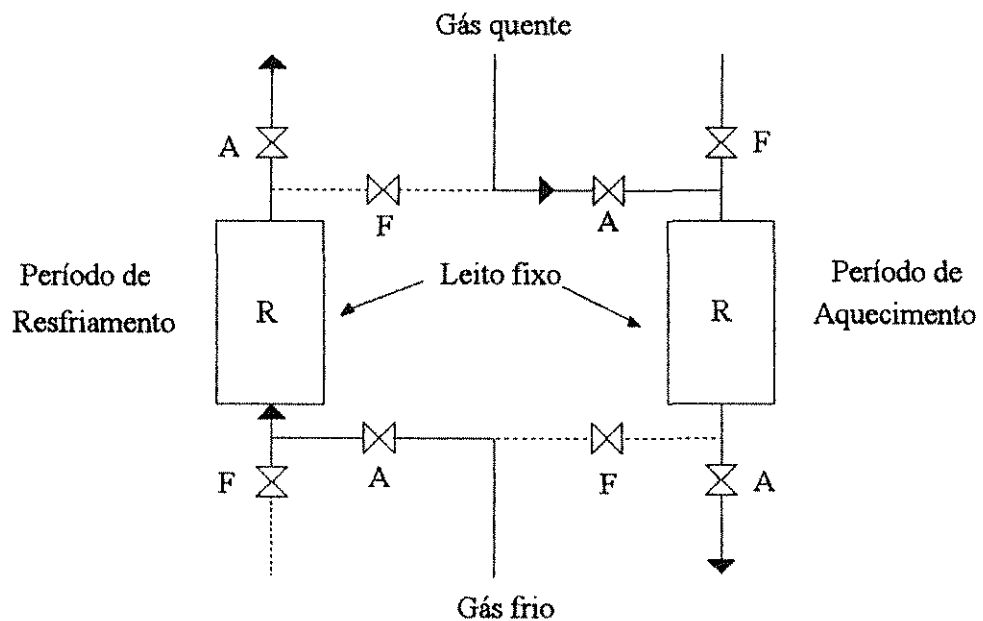
## 2.2 - PRINCÍPIOS DE OPERAÇÃO

Conforme já mencionado, no recuperador de calor os dois gases trocam calor separados por uma parede, enquanto que no regenerador os dois gases escoam alternadamente sobre um recheio que periodicamente retém ou libera calor. Os recheios são eficientes como intermediários na transferência de calor entre um gás e outro, porque possuem maior capacidade térmica por unidade de volume comparado aos gases. Os recheios podem ser de placas paralelas ou de leito fixo com partículas grandes ou pequenas. As partículas são consideradas pequenas quando sua resistência condutiva é desprezível comparada com outras resistências envolvidas no processo.

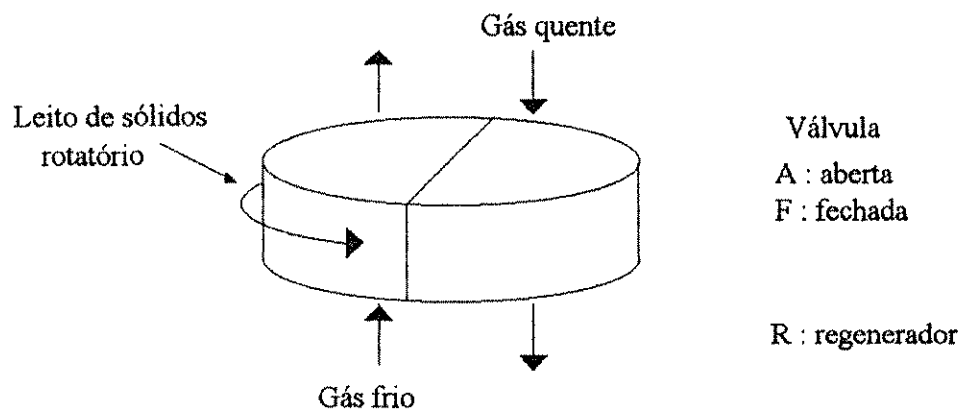
A operação deste equipamento é cíclica compreendendo: o período de aquecimento, onde o gás quente escoar sobre o sólido frio, seguido pelo período de resfriamento, onde o gás frio escoar sobre o sólido quente. Esta operação ocorre sucessivamente até que as temperaturas de um determinado ciclo se igualem as do ciclo anterior atingindo o "equilíbrio cíclico". Os intervalos de tempos para os períodos são determinados para assegurar a máxima recuperação de energia (maior eficiência térmica).

Para operações contínuas, são necessários dois ou mais regeneradores em paralelo. Enquanto o gás quente passa através de uma unidade, o gás frio escoar em outra, e os escoamentos são revertidos em tempos apropriados. O outro método alternativo consiste em girar o recheio entre correntes de gases quente e frio, como é feito no regenerador rotatório (Ljungstrom).

Os regeneradores podem ser projetados para escoamentos unidirecional e contracorrente (figura 2.1). No escoamento unidirecional os gases quente e frio entram sucessivamente na mesma extremidade da unidade e no escoamento contracorrente os gases entram sucessivamente em extremidades opostas.



(a) Regenerador de leito fixo



(b) Regenerador rotatório

**Figura 2.1** - Regeneradores de leito fixo e rotatórios ('Ljungstrom') em escoamento contracorrente. Em escoamento unidirecional os gases escoam na mesma direção.

## 2.3 - MODELAGEM MATEMÁTICA E SOLUÇÕES DAS EQUAÇÕES

Grandes dificuldades de natureza matemática acompanham o estudo dos regeneradores de calor, particularmente devido ao seu caráter intrinsecamente transiente. Normalmente simplificações são introduzidas na sua representação, obtendo-se formas reduzidas da equação da energia.

Dentre os modelos utilizados para leito fixo, os que apresentam maior interesse são: o modelo de Schumann e o modelo da condução intrapartícula.

### 2.3.1 - Modelo de Schumann

Neste modelo a condutividade térmica do sólido é zero na direção axial e infinita normal ao escoamento, ou seja, não há gradiente térmico no interior das partículas do recheio. Este modelo será explicado detalhadamente no capítulo 4.

As equações diferenciais referentes a este modelo foram resolvidas analiticamente por Schumann em 1929 (JAKOB [1957]), cuja solução envolve funções de Bessel, e corresponde a uma única passagem do gás quente sobre o recheio de leito fixo. Posteriormente as equações de Schumann foram resolvidas numericamente por Hausen em 1931, que aplicou o método do pólo quente, cuja solução foi feita reciclando os gases nos períodos de aquecimento e resfriamento até atingir o equilíbrio cíclico (JAKOB [1957]), e por Iliffe (ILIFFE [1948]), que utilizou uma solução de Nusselt de 1927, para o equilíbrio cíclico em regeneradores não balanceados.

Em 1964 Willmott apresentou um método de simulação destas equações para computadores, empregando diferenças finitas (WILLMOTT [1964]). Este método foi empregado por LUPORINI [1990] para estudar o comportamento dinâmico de regeneradores de calor.

### 2.3.2 - Modelo da Condução Intrapartícula

Neste modelo a condutividade térmica do sólido é zero na direção axial e finita normal ao escoamento, isto é o gradiente térmico no interior das partículas são considerados. Este modelo juntamente com uma solução analítica e outra numérica são apresentados detalhadamente no capítulo 4.

As equações do modelo da condução intrapartícula foram resolvidas numericamente, para o primeiro período de aquecimento, utilizando o método das diferenças finitas (HANDLEY & HEGGS [1968]). Neste foi empregado a fórmula da diferença central para a equação diferencial do gás e a fórmula de Crank-Nicholson para a equação diferencial do comportamento térmico das partículas.

Posteriormente estas equações foram resolvidas até o equilíbrio cíclico (LUPORINI [1990]), empregando este mesmo método, que também é apresentado em detalhe no capítulo 4.

Este método de solução mostrou-se válido pelos seguintes fatos:

1. Quando o número de Biot é pequeno ( $< 0,02$ ) os resultados são os mesmos do modelo de Schumann, expressando uma condição de compatibilidade.
2. Os resultados obtidos para o modelo de Schumann quando se empregam o método numérico e o analítico, coincidem.

### 2.3.3 - Outros Modelos

Na literatura são encontrados outros modelos que serão apresentados brevemente a seguir.

A geometria do leito empacotado pode ser planar, cilíndrica ou esférica. Na primeira forma temos os regeneradores de placas paralelas que é discutido em detalhe e modelado por WILLMOTT [1969].

A forma cilíndrica, devido ao seu pouco uso, quase não é encontrada na literatura, porém HEGGS E CARPENTER [1978] apresentam uma formulação para este modelo. E a forma esférica já foi discutida nas partes 2.3.1 e 2.3.2 deste trabalho.

Quando não ocorre gradiente térmico no sólido de empacotamento pode-se utilizar o modelo de Schumann para qualquer tipo de geometria do leito, pois a convecção entre a superfície do sólido e o gás é o mecanismo de transmissão de calor mais importante.

Mais recentemente HEGGS E FOUMENY [1986] apresentaram dois modelos considerando a natureza não adiabática do processo. Nestes modelos a condução intrapartícula foi negligenciada, sendo considerada a carcaça do regenerador, devidamente isolada, como parte integrante na armazenagem de calor.

## 2.4 - EFICIÊNCIA TÉRMICA

O índice de desempenho para um regenerador de calor é sua eficiência térmica ( $\eta$ ) que é definida por JAKOB [1957] como:

$$\eta = \frac{Q}{Q_{id}} \quad (2.1)$$

onde:

$Q$  = quantidade de calor realmente transferido no tempo  $t$

$Q_{id}$  = quantidade ideal de calor que seria trocado no tempo  $t$ , se a temperatura do gás frio na saída aumentasse até o valor da temperatura de entrada do gás quente.

O desenvolvimento detalhado da equação (2.1) para regeneradores em operação contínua não adiabática é apresentado em detalhe no capítulo 4.

Considerando um modelo adiabático, onde as perdas de calor para as vizinhanças são desprezíveis e as propriedades físicas são médias e independentes da temperatura, a vazão mássica e a temperatura de entrada do gás são constantes, e então, segundo DUDOKOVIC E RAMACHANDRAN [1985], tem-se que no período de aquecimento:

$$Q = \sum \left[ \left( \begin{array}{c} \text{entalpia do} \\ \text{gás de entrada} \end{array} \right) - \left( \begin{array}{c} \text{entalpia do} \\ \text{gás de saída} \end{array} \right) \right] \left( \begin{array}{c} \text{intervalo de} \\ \text{tempo } t \end{array} \right) \quad (2.2)$$

ou seja,

$$Q = (m_g c_g)_a \int_0^t [T_{g,a,1} - T_{g,a,2}(t)] dt \quad (2.3)$$

onde:

$m_g$  = vazão mássica do gás

$c_g$  = calor específico do gás

$T_{g,a,1}$  = temperatura do gás na entrada no período de aquecimento

$T_{g,a,2}(t)$  = temperatura do gás na saída em função do tempo no aquecimento



A máxima transferência de calor será obtida se a temperatura do gás quente durante o tempo  $t$  for reduzida à temperatura inicial do sólido,  $T_{s,i}$  o qual se a operação for ideal é igual a temperatura de entrada do gás frio,  $T_{g,r,1}$ , portanto:

$$Q_{id} = (m_g c_g)_a (T_{g,a,1} - T_{g,r,1}) t \quad (2.4)$$

Substituindo as equações (2.3) e (2.4) na equação (2.1) fica:

$$\eta_a = \frac{1}{P_a} \cdot \frac{\int_0^{P_a} [T_{g,a,1} - T_{g,a,2}(t)] dt}{T_{g,a,1} - T_{g,r,1}} \quad (2.5)$$

onde:

$\eta_a$  = eficiência térmica no período de aquecimento

$P_a$  = período de aquecimento

Analogamente, para o período de resfriamento, temos:

$$\eta_r = \frac{1}{P_r} \cdot \frac{\int_0^{P_r} [T_{g,r,2}(t) - T_{g,r,1}] dt}{T_{g,a,1} - T_{g,r,1}} \quad (2.6)$$

onde:

$\eta_r$  = eficiência térmica no período de resfriamento

$P_r$  = período de resfriamento

$T_{g,r,1}$  = temperatura do gás na entrada do leito no resfriamento

$T_{g,r,2}(t)$  = temperatura do gás na saída em função do tempo no resfriamento

A eficiência global ( $\eta_o$ ) (ROHSENOV et al [1985]) é dada pela média harmônica entre as eficiências, isto é:

$$\frac{1}{\eta_o} = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{\eta_a} + \frac{1}{\eta_r} \right) \quad (2.7)$$

Pelas equações (2.5) e (2.6) vemos que é necessário primeiro encontrar as temperaturas do gás na entrada e na saída do leito em função do tempo, em ambos os períodos, para depois calcular os valores das integrais nos numeradores e assim avaliar as eficiências.

ILIFFE [1948] determinou a partir das equações do modelo de Schumann e da analogia entre regeneradores e recuperadores de calor, a eficiência para regeneradores balanceados quando o período reduzido ( $\Pi$ ) é zero. Neste caso o fluxo de calor é restrito a uma camada infinitamente fina que entra em contato com os gases quente e frio. Sua equação final é a seguinte:

$$\eta_{\Pi=0} = \frac{1}{1 + 1/\Lambda_a + 1/\Lambda_r} \quad (2.8)$$

onde:

$\Pi = hAP/(M_s c_s)$ , período reduzido

$h$  = coeficiente de transferência de calor convectivo

$A$  = área de troca térmica por unidade de volume do leito

$M_s$  = densidade do leito

$c_s$  = calor específico do leito

$\Lambda = hAY/(Gc_g)$ , comprimento reduzido

$Y$  = comprimento do leito

$G$  = fluxo mássico

A classificação de regeneradores de calor é apresentada na tabela 2.1 (ROHSENOV et al [1985]). O termo simétrico é atribuído quando os perfis de

**Tabela 2.1**

Tipos de regeneradores

terminologia	relações
balanceados	$\Lambda_a/\Pi_a = \Lambda_r/\Pi_r$
não balanceados	$\Lambda_a/\Pi_a \neq \Lambda_r/\Pi_r$
simétricos	$\Pi_a = \Pi_r$
assimétricos	$\Pi_a \neq \Pi_r$
simétricos e balanceados	$\Lambda_a = \Lambda_r$ e $\Pi_a = \Pi_r$
assimétricos e balanceados	$\Lambda_a/\Pi_a = \Lambda_r/\Pi_r$
longos	$\Lambda_a/\Pi_a > 5$ ou $\Lambda_r/\Pi_r > 5$

temperaturas para o período de aquecimento e resfriamento são simétricos, e todas as formas de eficiências são iguais ( $\eta_a = \eta_r = \eta_o$ ), e o termo balanceado se deve a igualdade entre as razões do (comprimento reduzido)/(período reduzido) no aquecimento e resfriamento.

## 2.5 - EFEITO DA CONDUTIVIDADE TÉRMICA DA PARTÍCULA

HANDLEY E HEGGS [1969], a partir de experimentos e simulações, propuseram que, se a razão entre o comprimento reduzido do regenerador e o número de Biot ( $\Lambda/Bi$ ) for maior que 60, pode-se desprezar o efeito da condução intrapartícula, portanto, quando:

$\Lambda/Bi > 60$  : utiliza-se as equações do modelo de Schumann

$\Lambda/Bi \leq 60$  : utiliza-se as equações do modelo da condução intrapartícula

Estas relações predizem que para regeneradores curtos (menores valores de  $\Lambda/Bi$ ) ocorre uma grande possibilidade do efeito da condução intrapartícula.

## 2.6 - COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONVECTIVO

Os resultados obtidos no estudo do coeficiente de transferência de calor convectivo, para convecção forçada, podem ser resumidos através da seguinte forma:

$$Nu = f(Re, Pr)$$

onde:

$Nu = hd_p/k_g$                       número de Nusselt

$Re = Gd_p/\mu$                       número de Reynolds

$Pr = \mu c_g/k_g$                       número de Prandtl

Assim os dados experimentais podem ser correlacionados em termos destes três números adimensionais.

A seguir serão apresentadas algumas correlações, baseadas na relação funcional acima, para leito de esferas.

HANDLEY E HEGGS [1968] construíram um sistema de leito fixo na qual escoava gás quente. Nesta aparelhagem, eles mediram a temperatura do gás na saída em função do tempo e encontraram uma correlação para  $h$  utilizando o seguinte método:

1. Foi considerado um valor para o coeficiente ( $h$ ) e com os valores das propriedades do leito, utilizado no experimento, obtiveram o comprimento reduzido:

$$\Lambda = hAy/(Gc_g)$$

2. Este valor de comprimento reduzido ( $\Lambda$ ) foi usado para prever uma curva de temperatura de saída do gás utilizando a solução do modelo de Schumann para o primeiro período.
3. O tempo reduzido,  $z = hAt/(M_s c_s)$ , e conseqüentemente o tempo real ( $t$ ) puderam ser avaliados.
4. O tempo real ( $t$ ) era comparado com o experimental. Caso não houvesse convergência satisfatória, o  $h$  era corrigido, e o procedimento repetido.

A correlação encontrada, utilizando este método foi :

$$j_h \varepsilon = 0,255 Re_m^{-0,332} \quad (2.9)$$

onde:

$Re_m = 2Gd_p/[3\mu(1-\varepsilon)]$  , número de Reynolds modificado

$j_h = St Pr^{2/3}$  , fator  $j$  de Colburn para transferência de calor

$St = Nu/(Re Pr) = h/(Gc_g)$  , número de Stanton

$\varepsilon$  = fração de vazios

GUPTA, CHAUBE E UPADHYAY [1973] estudaram vários trabalhos publicados sobre a transferência de calor em leitos fixo e fluidizado, em termos do fator  $j_h$  e do número de Reynolds da partícula.

Eles construíram gráficos em papel cologarítmico, a partir de dados experimentais de vários autores, com o fator  $j_h$  contra  $Re$  e  $j_h \varepsilon$  contra  $Re$ . A segunda forma apresentou um menor espalhamento de pontos e concluíram que  $j_h = f(1/\varepsilon)$ , encontrando a seguinte correlação:

$$j_h \varepsilon = 2,876/Re + 0,3023/Re^{0,35} \quad \text{para } 10 \leq Re \leq 10000 \quad (2.10)$$

independente do tipo de leito.

HEGGS E HOLLINS [1985] construíram um regenerador para escoamento contracorrente e operação cíclica simétrica balanceada. Os dados de eficiência térmica experimental obtidas no equilíbrio cíclico, juntamente com a equação (2.8) para  $\eta_{\Pi=0}$  levaram a construção do gráfico da figura 2.2, onde:

$\eta$  = eficiência térmica

$\Pi/\Lambda = Gc_g P / (M_s c_s Y)$ , fator de utilização

$\Lambda$  = comprimento reduzido e  $P$  = período em segundos

Neste gráfico com os valores do fator de utilização ( $\Pi/\Lambda$ ) e da eficiência ( $\eta$ ) conhecidos, obtém-se o valor do comprimento reduzido ( $\Lambda$ ), a qual por meio deste, pode-se avaliar o valor do coeficiente, pois

$$h = \frac{\Lambda G c_g}{A Y} \quad (2.11)$$

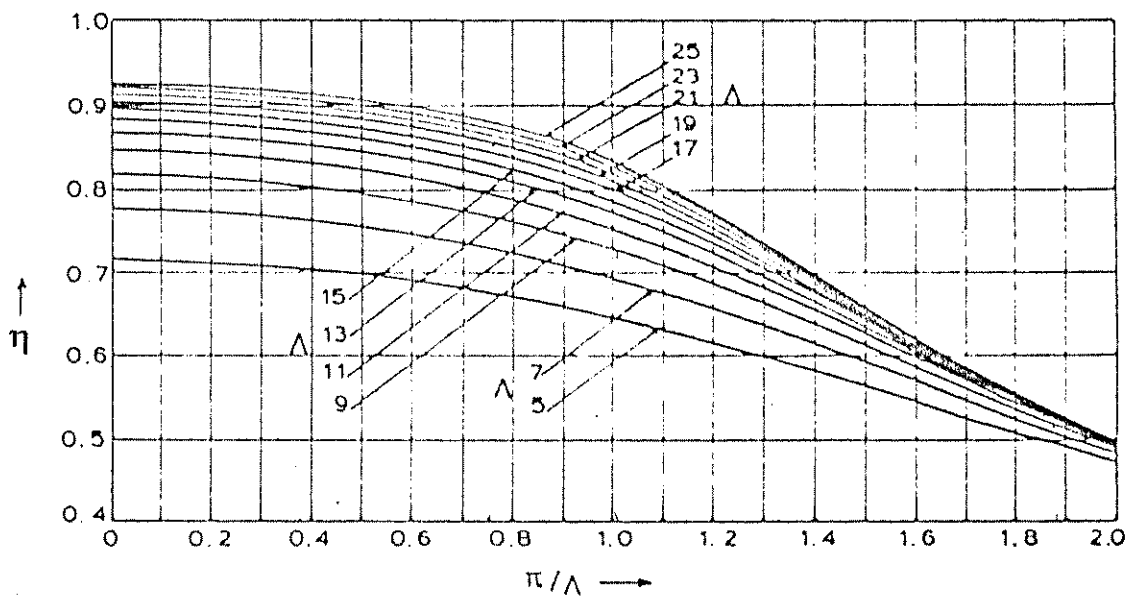


Figura 2.2 - Gráfico do fator de utilização 'versus' eficiência térmica, HEGGS & HOLLINS [1984].

HEGGS E BURNS [1988] utilizaram dois métodos empregando a técnica de predição experimental do coeficiente de transferência de calor através do primeiro período de aquecimento ou resfriamento ( 'single blow') que são:

1. Aproximação por tentativas e erro entre as curvas teóricas "breakthrough" (temperatura do gás 'versus' tempo na saída do leito) e a curva similar da resposta experimental. O coeficiente procurado foi encontrado pela minimização do valor absoluto do resíduo total entre os pontos experimentais e teóricos, dado pelas seguintes condições de mínimos quadrados:

$$R = \left[ \sum_{m=1}^{m=n} (T_{g,t,2}(m) - T_{g,e,2}(m))^2 \right]^{1/2} \quad (2.12)$$

onde:

$n$  = número de leituras de  $t = 0$  até 80% da curva "breakthrough"

$T$  = temperatura (°C) com subscritos,

$g$  = gás,  $t$  = teórica,  $e$  = experimental e 2 = saída do leito

2. Método da entalpia diferencial do gás: obtido através da área entre as temperaturas de entrada e saída do gás pela seguinte integral:

$$A^+ = \frac{Gc_g}{M_s c_s Y \Delta T_{max}} \int_0^{t^*} (T_{g,2}(t) - T_{g,1}) dt \quad (2.13)$$

onde:

$$t^* = \frac{M_s c_s Y}{Gc_g}, \text{ tempo onde o fator de utilização é 1.}$$

$\Delta T_{max} = T_{g,1} - T_{s,i}$ , para o período de aquecimento, com subscritos,

$g$  = gás, 1 = entrada,  $s$  = sólido e  $i$  = instante inicial

Neste método é feita uma aproximação por tentativas e erro entre a equação (2.13) avaliada teóricamente e experimentalmente.

A correlação encontrada pelo primeiro método, utilizando a equação (2.12), foi:

$$j_h \varepsilon = 0,183 Re_m^{-0,263} \quad (2.14)$$

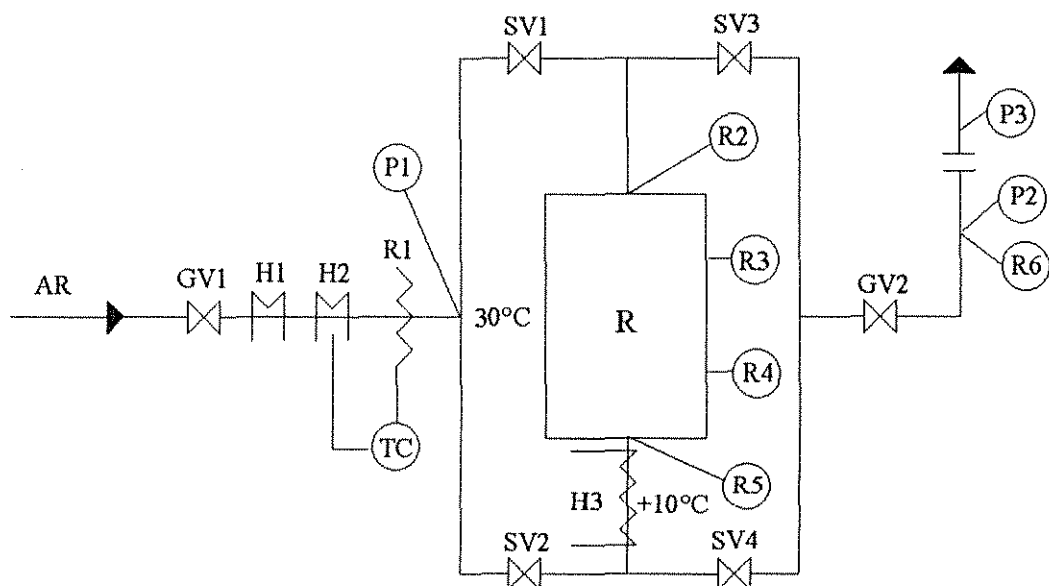
e pelo segundo método, utilizando a equação (2.13):

$$j_h \varepsilon = 0,143 Re_m^{-0,211} \quad (2.15)$$

Baseados nos métodos para obtenção do coeficiente de transferência de calor convectivo, apresentados nesta seção, foi possível criar metodologias para a obtenção de  $h$  no equilíbrio cíclico com valores seguros e confiáveis, as quais serão detalhadas no capítulo 4.

## 2.7 - AQUISIÇÃO DE DADOS

Na literatura foram empregadas várias técnicas de aquisição de dados manual ou por microcomputador, sendo destacado o projeto experimental de HEGGS E HOLLINS [1984], os quais fizeram aquisição de dados via microcomputador utilizando a aparelhagem experimental apresentada na figura 2.3, brevemente descrita a seguir.



**Figura 2.3** - Diagrama esquemático do regenerador de calor experimental de HEGGS E HOLLINS [1984], para operação em escoamento contracorrente.

O ar ambiente é comprimido à  $791 \text{ KN/m}^2$  (7,8 atm) e seu escoamento é regulado pela válvula gaveta GV1. Em seguida o ar é aquecido a uma temperatura controlada de  $30^\circ\text{C}$ . Sendo que o aquecedor H1 fornece um aquecimento inicial fixo, enquanto que o aquecedor H2 fornece o aquecimento adicional controlado. O aquecedor H2 e o termômetro de resistência de platina R1 estão em um laço de controle por realimentação ("feed back"), proporcional integral (PI), computadorizado.

As quatro válvulas solenóides, SV1 a SV4, são utilizadas para direcionar a vazão do ar para o único regenerador (R) de leito fixo, evitando deste modo a duplicação do mesmo. No período de aquecimento as válvulas SV1 e SV4 permanecem fechadas enquanto que as válvulas SV2 e SV3 são abertas com o aquecedor H3 ligado, e para o período de resfriamento as válvulas SV2 e SV3 são fechadas enquanto que as válvulas SV1 e SV4 são abertas com o aquecedor H3 desligado.

A potência sobre o aquecedor H3 fornece um aumento da temperatura do ar em  $10^\circ\text{C}$ , evitando problemas com as variações das propriedades físicas.

O regenerador (R) era de  $0,076\text{m}$  de diâmetro e  $1\text{m}$  de comprimento, compreendendo três seções, onde uma delas é o leito de  $0,35\text{m}$  de comprimento. O regenerador foi isolado internamente e externamente. A vazão do gás foi medida pela queda de pressão  $P2 - P1$  utilizando uma placa de orifício. As temperaturas R1 a R6, ao longo do regenerador, foram arquivadas via microcomputador IBM S/7, a qual pode receber os sinais amplificados de voltagem de um circuito ponte "Whetstone". Também foi utilizado um programa on-line, o qual verificava os dados de temperaturas após cada ciclo de operação, para determinar se o equilíbrio cíclico foi atingido com diferenças de temperaturas em  $0,1^\circ\text{C}$  entre dois ciclos sucessivos. Eles obtiveram o gráfico da figura 2.2, apresentado neste capítulo.

HANDLEY E HEGGS [1968] fizeram aquisição de dados manualmente para leitos fixo de esferas de vários diâmetros, empregando regeneradores cilíndricos de 3 polegadas de diâmetro interno e comprimentos de 4, 6 e 8 polegadas, isolados internamente e externamente. A isolamento interna consistia de borracha esponjosa de  $1/8$  de polegada de espessura, onde as partículas se acomodam eliminando os excessos de vazios próximos à parede. Eles concluíram que a variação  $(\text{diâmetro do leito})/(\text{diâmetro da partícula})$  e  $(\text{comprimento do leito})/(\text{diâmetro da partícula})$  não afetaram o valor do coeficiente de transferência de calor convectivo  $h$ . A correlação encontrada é dada na equação (2.9), apresentada neste capítulo juntamente com a metodologia utilizada para obtenção do coeficiente.

Resumidamente, no presente capítulo foi feita uma revisão da literatura sobre regeneradores de calor compreendendo: seus princípios de operação, a modelagem matemática com as soluções das equações, um estudo sobre o coeficiente de



transferência de calor convectivo com as várias formas de obtê-lo, e por último uma montagem experimental para aquisição de dados manual e via microcomputador.

Pela análise apresentada conclui-se que os trabalhos que tem sido realizados não abrangem a determinação de uma correlação para o coeficiente de transferência de calor convectivo, levando em consideração o equilíbrio cíclico, e a condução intrapartícula. Também é verificada a carência de métodos de obtenção deste coeficiente, bem como a criação de um sistema de aquisição de dados e operação de regeneradores de calor por microcomputador.

Dentro desse contexto, o presente trabalho tem como objetivo a montagem experimental para a aquisição de dados de um sistema, que possa ser operado tanto manualmente como por microcomputador, e que, os valores obtidos pela aquisição de dados em tempo real, sejam utilizados em conjunto com a solução de uma modelagem matemática, considerando o efeito da condução intrapartícula, a fim de se determinar o coeficiente de transferência de calor convectivo, gerando uma correlação do tipo  $Nu = f(Re, Pr, 1/\varepsilon)$ .

Também é importante elaborar um estudo do comportamento dinâmico de regeneradores de calor, levando em consideração valores obtidos experimentalmente e teoricamente.

### **CAPÍTULO 3**

#### **PARTE EXPERIMENTAL**

### 3.1 - INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão detalhados a construção do regenerador, os recheios e o gás utilizado. Também será apresentado o sistema elaborado para a aquisição de dados experimentais do processo em tempo real, manualmente e utilizando um microcomputador.

### 3.2 - REGENERADOR DE CALOR

Os experimentos foram realizados em um regenerador construído com tubo de aço de 0,058m de diâmetro externo e 0,188m de comprimento. Nas extremidades do tubo foram torneadas roscas, as quais serviram para conectar o regenerador ao sistema, permitindo a troca do recheio com facilidade.

Ao longo do regenerador foram soldados tubos de cobre de 0,009m de diâmetro externo e cerca de 0,075m de comprimento, para servirem de suporte aos termopares, conforme mostram as figuras 3.1 e 3.2.

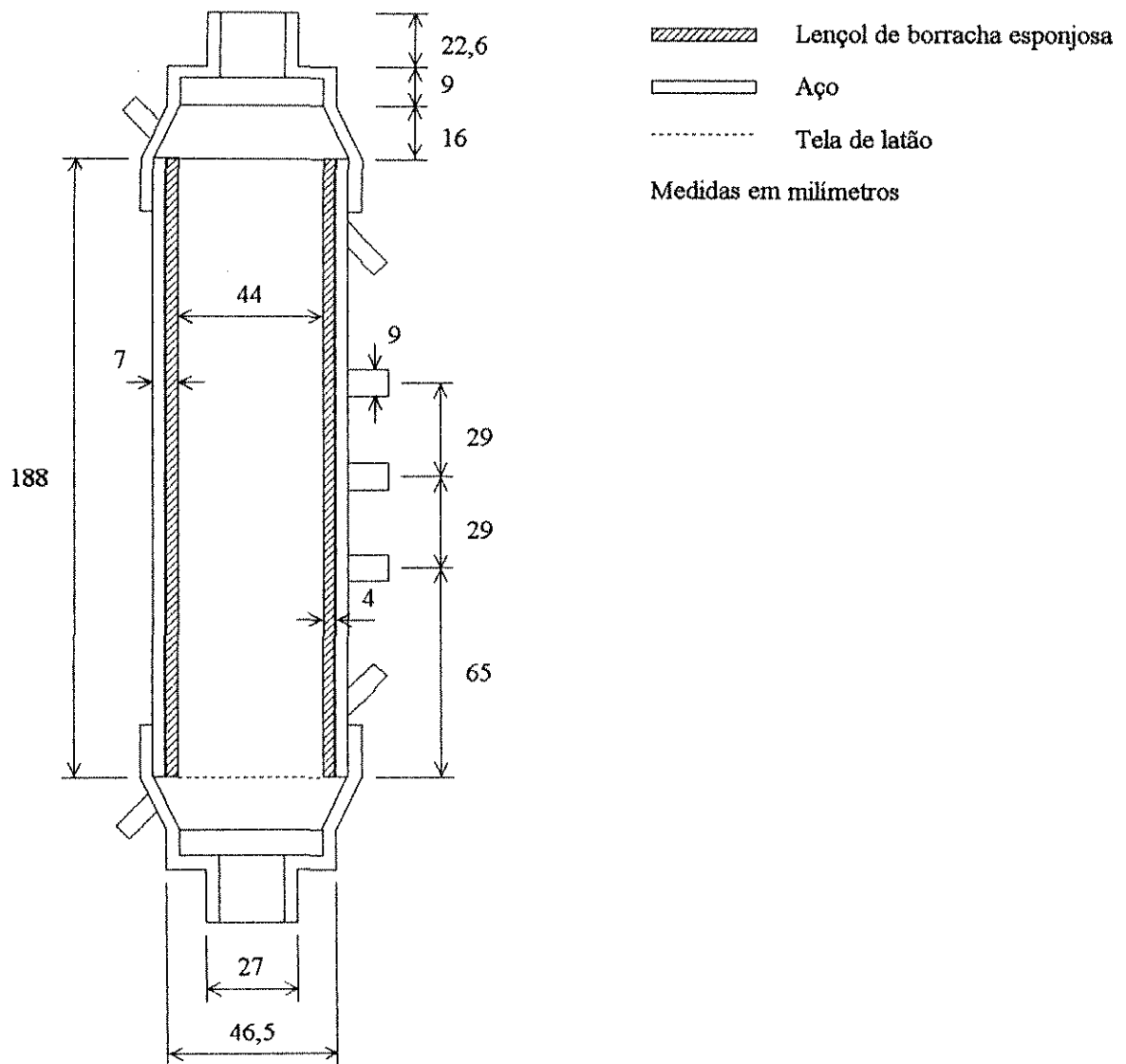
Na extremidade inferior do tubo foi soldada uma tela de latão para sustentar o recheio. Com a finalidade de reduzir os vazios entre o recheio e a parede, a superfície interna do regenerador foi forrada com borracha esponjosa, de 0,004m de espessura, proporcionando a obtenção de um perfil de velocidade mais uniforme, e servindo também de isolante térmico. Externamente, o regenerador foi isolado com duas camadas de fibra cerâmica, de modo a minimizar as perdas de calor para o ambiente.

### 3.3 - RECHEIO E GÁS

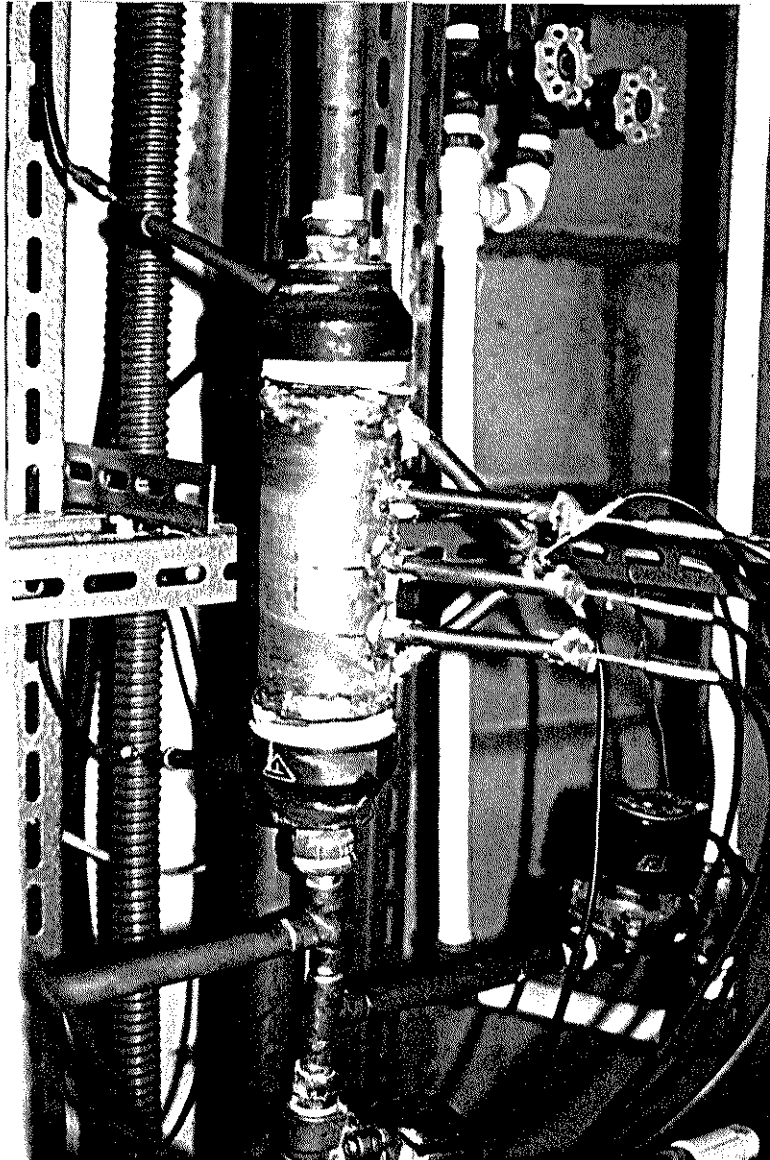
Foram utilizados recheios de leito fixo de esferas, como intermediários para a troca térmica entre o gás quente e frio, constituídos de três diferentes materiais e quatro diferentes diâmetros de partícula. A tabela 3.1 fornece os materiais e os dados geométrico destes recheios.

O diâmetro da partícula, a fração de vazios e a densidade do sólido do recheio foram determinados experimentalmente.

A densidade foi determinada pesando-se uma certa quantidade de esferas em uma balança eletrônica de precisão, marca TECNAL LIBROR, em seguida estas foram colocadas em uma proveta já com água suficiente para cobri-las, de maneira



**Figura 3.1 - Esquema do regenerador**



**Figura 3.2 - Foto do regenerador de calor**

que o volume das esferas era dado pela alteração de volume na proveta, e a densidade calculada pela seguinte razão:

$$\rho_s = P_s / \Delta V \quad (3.1)$$

onde:

$P_s$  = peso das esferas [Kg]

$\Delta V$  = alteração do volume da água na proveta [m<sup>3</sup>]

O diâmetro das esferas foi calculado pesando-se certa quantidade de esferas em uma balança eletrônica de precisão. Em seguida acha-se o volume de uma esfera pela relação:

$$V_s = P_s / (q_s \cdot \rho_s) \quad , \quad \text{e como} \quad V_s = (\pi d_s^3) / 6 \quad , \quad \text{logo:}$$

$$d_s = \sqrt[3]{6V_s / \pi} \quad (3.2)$$

onde:

$V_s$  = volume de uma esfera [m<sup>3</sup>]

$q_s$  = quantidade de esferas

$d_s$  = diâmetro da esfera [m]

As determinações da densidade ( $\rho_s$ ) e do diâmetro ( $d_s$ ) foram feitas três vezes, sendo que o valor final foi obtido por uma média aritmética.

A fração de vazios foi calculada pesando-se as esferas em uma balança eletrônica de precisão, em seguida estas foram colocadas no interior do regenerador até que o mesmo ficasse totalmente preenchido, e utilizando a seguinte relação:

$$\varepsilon = (V_R - P_s / \rho_s) / V_R \quad \Rightarrow \quad \varepsilon = 1 - P_s / (\rho_s V_R) \quad (3.3)$$

onde:

$V_R = \pi R_R^2 Y$  (volume do regenerador) [m<sup>3</sup>]

$R_R$  = raio do leito [m]

$Y$  = comprimento do leito [m]

Por facilidade de operação foi sempre utilizado o sistema ar quente - ar frio, sendo o aquecimento e o resfriamento do recheio obtidos pela passagem de ar fornecido por um soprador centrífugo.

As temperaturas do ar e do leito para os períodos de aquecimento e resfriamento, no interior do regenerador, variaram de 34°C a 70°C aproximadamente. Como as propriedades físicas variam muito pouco nesta faixa de temperatura, estas foram obtidas por interpolação linear a uma temperatura média de 52°C, a partir de diversas fontes (BANSAL E DOREMUS [1986], PERRY E CHILTON [1983], WELTY et al [1984]), sendo apresentadas nas tabelas 3.2 e 3.3.

**Tabela 3.1**

Detalhes geométricos do recheio

Material	Diâmetro da partícula m	Fração de vazios $\varepsilon$
1 - vidro	0,01530	0,451
2 - vidro	0,00380	0,372
3 - aço	0,00635	0,398
4 - chumbo	0,00880	0,410

**Tabela 3.2**

Propriedades físicas do recheio ( 52°C )

Material	$\rho_s$ , kg/m <sup>3</sup>	$c_s$ , J/kgK	$k_s$ , W/m°C
1 - vidro	2514	833,0	1,06
2 - vidro	2464	833,0	1,06
3 - aço	7841	460,0	52,00
4 - chumbo	11200	125,6	34,58

**Tabela 3.3**

Propriedades físicas do ar ( 52°C )

$c_g$	calor específico, J/kgK	1008
$\mu_g$	viscosidade, Pa.s	$1,96 \times 10^{-5}$
$k_g$	condutividade térmica, W/mK	0,028
$Pr$	número de Prandtl	0,702

### 3.4 - DESCRIÇÃO DO EQUIPAMENTO

A figura 3.3 apresenta o esquema da montagem experimental para uma configuração de escoamento em contracorrente, utilizada tanto para o período de aquecimento como para o período de resfriamento, os quais diferem apenas no fato das válvulas solenóide estarem abertas ou fechadas.

A alimentação foi feita por um soprador centrífugo (S) de 1/2 CV, marca EBERLE, em cuja saída foram conectadas duas válvulas gavetas (VG1 e VG2), que fazem a divisão de vazões do ar, utilizado no aquecimento e resfriamento. Estas válvulas e a VG3 permaneceram parcialmente abertas, servindo para controlar manualmente a vazão do ar no regenerador. O aquecimento do ar foi feito por um aquecedor elétrico (R), cuja potência era controlada por um regulador de tensão.

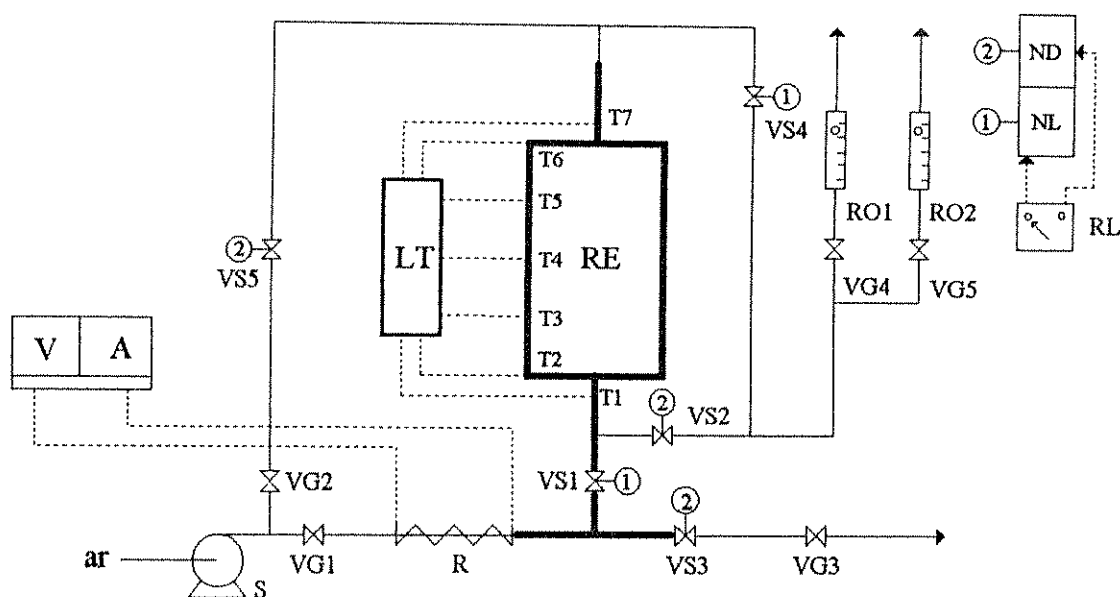
As válvulas solenóides (VS) de duas vias, marca ASCO, de 1/2 polegadas, modelo 8210C94, foram utilizadas para direcionar o fluxo de gás quente e frio através do regenerador, de modo a obter-se diferentes condições de operação.

As medidas da variação da temperatura com o tempo, ao longo do regenerador, foram feitas mediante um medidor-indicador de temperatura (LT) SP-G20 C8, marca IOPE, dotado de chave seletora eletrônica com teclas para oito canais, sendo estes ligados a 8 termopares (T) (Fe-Constantan).

As medidas de vazão foram feitas por dois rotâmetros (RO), marca GILMONT, dotados de curva de calibração e ligados em paralelo na saída do equipamento, proporcionando uma maior faixa de vazão de operação.

A montagem para escoamento contracorrente (figura 3.3) foi modificada para obtenção do escoamento unidirecional (figura 3.4), fazendo-se um pequeno rearranjo na tubulação e eliminando duas válvulas solenóide. O funcionamento detalhado destas válvulas para cada tipo de escoamento e dos outros elementos da aparelhagem, serão apresentados a seguir.





**Figura 3.3** - Esquema da montagem experimental para o regenerador operando em escoamento contracorrente.

A - amperímetro 0  $\rightarrow$  5 A

LT = leitura de temperatura

R - aquecedor elétrico

RE - regenerador

RL - relé

RO1 - rotâmetro de 154 l/min

RO2 - rotâmetro de 72,3 l/min

S - soprador

T - termopares

V - voltmetro 0  $\rightarrow$  150 v

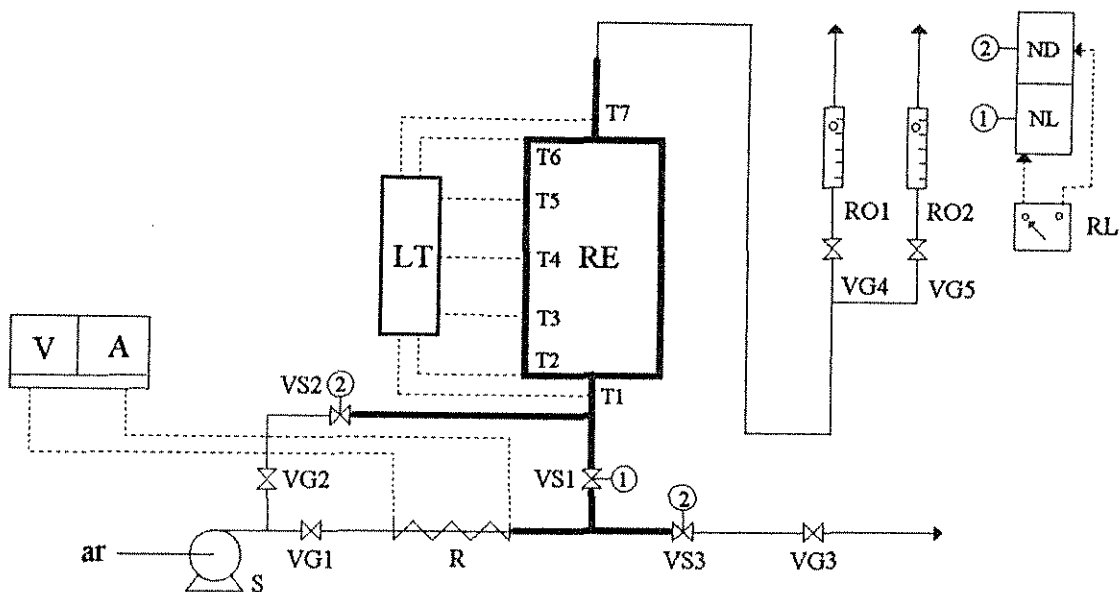
VG - válvulas gaveta

**VS - válvulas solenóide**

— isolamento externa ( duas camadas de fibra cerâmica )

NL - No período de aquecimento as válvulas solenóide indicadas com ① são abertas e as indicadas com ② permanecem fechadas.

ND - No período de resfriamento as válvulas solenóide indicadas com ② são abertas e as indicadas com ① permanecem fechadas.



**Figura 3.4** - Esquema da montagem experimental para o regenerador operando em escoamento unidirecional.

A - amperímetro 0 → 5 A

LT - leitura de temperatura

R - aquecedor elétrico

RE - regenerador

RL - relé

RO1 - rotâmetro de 154 l/min

RO2 - rotâmetro de 72,3 l/min

S - soprador

T - termopares

V - voltímetro 0 → 150 v

VG - válvulas gaveta

VS - válvulas solenóide

— isolação externa ( duas camadas de fibra cerâmica )

NL - No período de aquecimento as válvulas solenóide indicadas com ① são abertas e as indicadas com ② permanecem fechadas.

ND - No período de resfriamento as válvulas solenóide indicadas com ② são abertas e as indicadas com ① permanecem fechadas.

### 3.5 - DETALHAMENTO DE ELEMENTOS DO EQUIPAMENTO

Os elementos que constituem a aparelhagem utilizada são basicamente os seguintes:

- Regulador de tensão e aquecedor elétrico.
- Soprador e válvulas gaveta.
- Medidor de temperatura.
- Válvulas solenóide e relé.
- Rotâmetros

#### 3.5.1 - Regulador de Tensão e Aquecedor Elétrico

O aquecedor elétrico era constituído por um tubo de cobre de 0,035m de diâmetro e 0,089m de comprimento, tendo em seu interior uma resistência elétrica de 2,15W/m, feita com fios em espiral de Ni-Cr, devidamente arranjados em suportes cilíndricos de cerâmica.

A resistência foi conectada a um regulador de tensão, o qual possibilitava o controle manual do aquecimento, mediante a variação de tensão (V) de 0 a 150 volts e da corrente (A) de 0 a 15 amperes.

A potência máxima utilizada no aquecedor para uma vazão de ar de 110 l/min foi de 150 watts (50V - 3A), obtendo-se uma variação de temperatura de 34°C a 70°C.

#### 3.5.2 - Soprador e Válvulas Gaveta

O soprador operava continuamente, tendo-se conseguido uma vazão máxima de 115 l/min, para esferas de vidro de 0,0153m de diâmetro e escoamento unidirecional. Para o mesmo recheio e escoamento contracorrente obteve-se uma vazão máxima de 97,9 l/min, devido a maior perda de carga para este tipo de escoamento, provocada por uma alteração na configuração da tubulação. A vazão mínima na operação foi de 41,6 l/min, independente do tipo de escoamento e diâmetro da esfera.

A vazão para o período de aquecimento, foi ajustada mediante a válvula gaveta VG1, com o relé na posição NL. E a vazão para o período de resfriamento foi ajustada pelas válvulas gavetas VG2 e VG3, com o relé na posição ND, sendo que a válvula VG3 não ficava totalmente fechada, pois ela dava passagem ao ar quente, preservando, desta maneira, a resistência do aquecedor.

### 3.5.3 - Medidor de Temperatura

A temperatura ao longo do regenerador foi medida por sete termopares de Ferro-Constantan em conjunto com um indicador de temperatura de oito canais (LT). O canal referente a cada termopar pode ser acionado mediante um simples toque, aparecendo em seu mostrador a leitura em °C correspondente a este canal, com precisão de  $\pm 1^\circ\text{C}$ .

Os termopares T1 e T7 mediram a temperatura do gás na entrada e saída respectivamente. Os termopares T2 a T6 mediram as temperaturas ao longo do regenerador de acordo com as posições indicadas na figura 3.1. Na esfera de vidro de maior diâmetro ( $d_p = 0,0153\text{m}$ ) e na esfera de chumbo ( $d_p = 0,0088\text{m}$ ), os termopares T2 a T6 foram introduzidos no centro das mesmas, porém na esfera de vidro de menor diâmetro ( $d_p = 0,0038\text{m}$ ) e na esfera de aço estes termopares foram colocados externamente, sendo as medidas consideradas referentes ao gás ou a superfície das esferas. Um termopar móvel, não indicado no esquema, serviu para medir a temperatura do gás na saída do rotâmetro, para efeito de cálculo das propriedades do ar.

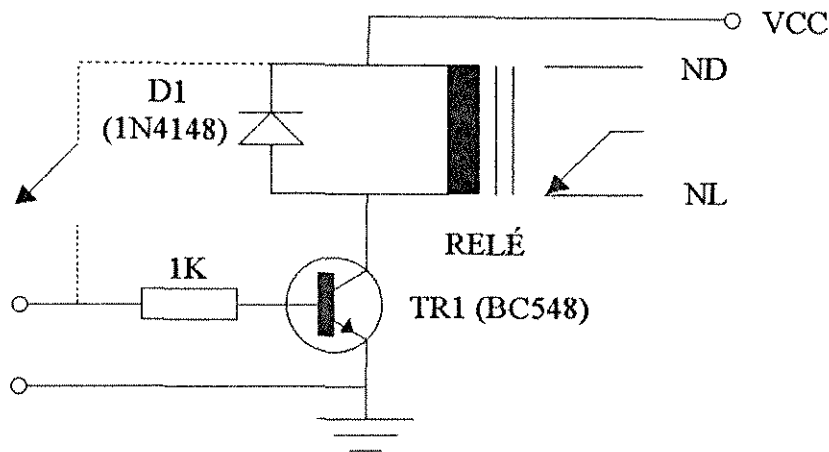
### 3.5.4 - Válvulas Solenóide e Relé

As válvulas solenóide (VS) são ativadas mediante o acionamento manual do relé (RL), conforme mostra a linha tracejada da figura 3.5, cujo circuito foi especialmente desenvolvido para esta finalidade.

O acionamento das válvulas solenóide é determinado para cada tipo de escoamento da seguinte maneira:

1. **ESCOAMENTO CONTRACORRENTE:** o esquema da montagem experimental é apresentado na figura 3.3. No período de aquecimento o relé é posicionado em NL, fazendo com que as válvulas VS1 e VS4 permaneçam abertas, e as válvulas VS2, VS3 e VS5 permaneçam fechadas. No resfriamento, o relé é posicionado para ND, abrindo as válvulas VS2 e VS5 para escoar o gás frio no interior do regenerador e a válvula VS3 para manter a vazão do gás quente, preservando a resistência elétrica do aquecedor.
2. **ESCOAMENTO UNIDIRECIONAL:** O esquema da montagem experimental é apresentado na figura 3.4. No período de aquecimento o relé é posicionado em NL, fazendo com que a válvula VS1 permaneça aberta e as válvulas VS2 e VS3 permaneçam fechadas. No resfriamento, o relé é posicionado para ND, abrindo a

válvula VS2, para o escoamento do gás frio, e a válvula VS3, para manter a vazão do gás quente, sendo que VS1 permanece fechada.



**Figura 3.5 - Relé**

### 3.5.5 - Rotâmetros

A vazão do sistema foi medida por dois rotômetros ligados em paralelo (RO1 e RO2), conectados a duas válvulas gavetas (VG4 e VG5). Estas foram utilizadas para direcionar o escoamento do ar para RO1 e RO2, de maneira que, permitisse a utilização de um dos rotômetros ou de ambos.

O rotômetro RO1 permite medir até 154 l/min e o rotômetro RO2 até 72,3 l/min. Estes são dotados de curva de calibração padrão do fabricante, à 1 atm e 70°F.

A temperatura do ar na saída do rotômetro foi medida, no último ciclo de cada experimento, para cada um dos períodos, sendo constatado uma temperatura próxima do valor de calibração, sendo portanto desnecessário fazer qualquer correção na leitura da vazão.

### 3.6 - PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Inicialmente com o relé na posição NL (aquecimento), e todas as válvulas gavetas totalmente abertas, liga-se o soprador e ajusta-se a vazão para o aquecimento, mediante a válvula VG1, verificando-se a leitura nos rotâmetros RO1 e RO2.

Em seguida, com o relé na posição ND, ajusta-se a vazão para o resfriamento controlando manualmente as válvulas gaveta VG2 e VG3 e verificando-se a leitura nos rotâmetros.

Após as vazões de aquecimento e resfriamento se manterem constantes, posiciona-se o relé em NL, ajustando-se a tensão para o aquecimento da resistência do aquecedor elétrico em 50v, permanecendo neste valor até que o ar na entrada do regenerador atinja 50°C. Logo após, a tensão é diminuída para 25-35v atingindo-se uma temperatura máxima de até 70°C para o gás de entrada. Este valor de temperatura máxima de trabalho foi previamente fixado, porque alguns dos componentes da aparelhagem são feitos de borracha, como o revestimento interno do regenerador e o diafragma das válvulas solenóide, os quais não podem ser utilizados em temperaturas superiores a 79,4°C.

No próximo passo, o relé é posicionado para ND, para que o ar frio escoe no regenerador até que as temperaturas do sólido e gás sejam uniformes (entre 30 e 40°C aproximadamente), estabelecendo assim, a condição inicial, ou seja a igualdade em relação as temperaturas do sólido e do gás ao longo de todo o regenerador.

Em seguida, dá-se início ao primeiro aquecimento, com o relé na posição NL, até que se atinja o tempo referente ao período previamente determinado.

As leituras das temperaturas foram feitas num determinado intervalo de tempo entre 45 e 75 segundos, sendo de 60 segundos na maioria das vezes. Após o primeiro período, o relé é posicionado para ND, efetuando-se as medidas de temperaturas no resfriamento.

O procedimento para o aquecimento e resfriamento é estabelecido sucessivamente, até atingir o equilíbrio cíclico, onde as diferenças de temperaturas, entre dois ciclos sucessivos, é menor ou igual a 1°C.

### 3.7 - AQUISIÇÃO DE DADOS POR COMPUTADOR

As medidas experimentais podem ser realizadas de duas formas: manualmente, como descrito nas seções anteriores, ou por meio de um computador.

A operação por computador permite a aquisição de dados em intervalos de tempo muito menores e de forma exata, e conseqüentemente as mudanças de período de

aquecimento para resfriamento, ou vice-versa se darão em instantes de tempo bem definidos, obtendo-se desta forma uma operação mais precisa.

### 3.7.1 - Detalhamento de Elementos Conectados ao Computador

Na figura 3.6 é apresentado o diagrama esquemático da montagem para operação em escoamento contracorrente, identificando-se os medidores e atuadores em interface com um microcomputador. Na figura 3.7 é mostrado a foto do mesmo.

O funcionamento do equipamento é o mesmo descrito para a aquisição de dados feita manualmente, apresentado nas seções anteriores deste capítulo, porém o acionamento do relé e as leituras de temperaturas são agora feitas via microcomputador.

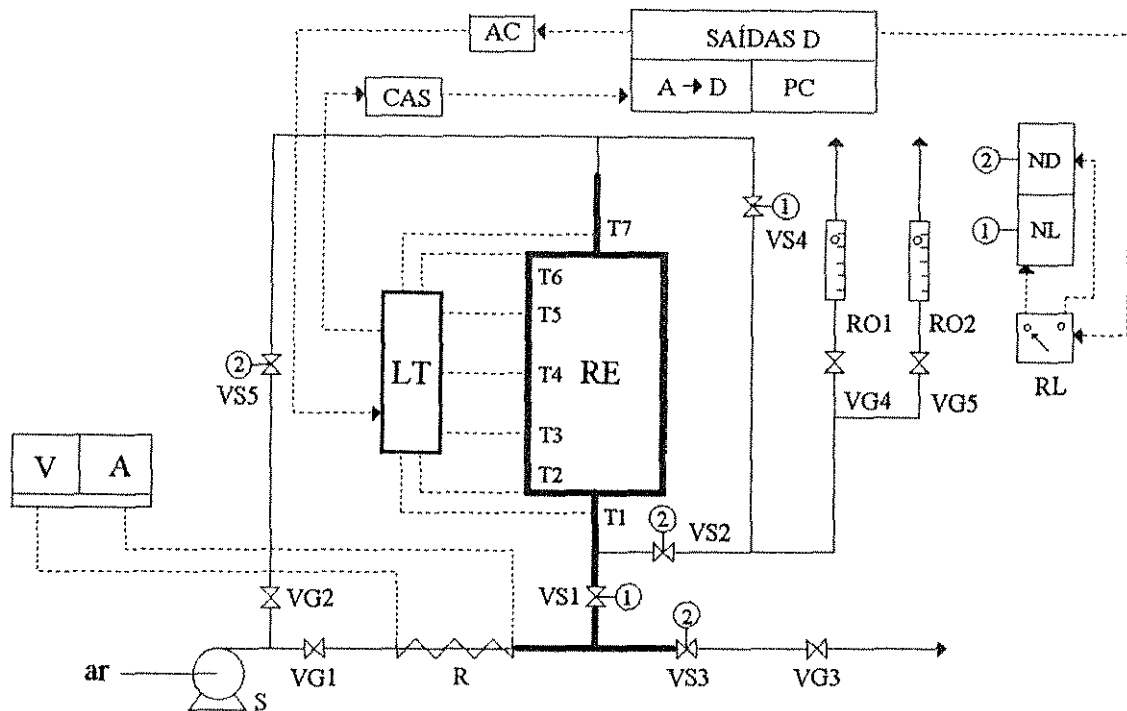
Os elementos adicionais que fazem parte do equipamento conectado ao microcomputador, são divididos em:

- Relé
- Acionador e condicionador/amplificador de sinal
- Placa analógica/digital/analógica (placa ADA)
- Microcomputador

#### 3.7.1.1 - Relé

O relé utilizado neste sistema é ligado a um circuito mostrado na figura 3.5.

Neste caso o microcomputador PC-XT, mediante a placa ADA, envia um sinal digital (0 ou 5v) para o circuito de atuação do relé, através do resistor de  $1K\Omega$ , conectado à base do transistor TR1. Este sinal no valor de 5v causa uma saturação no transistor, acionando o relé para a posição ND, dando início ao período de resfriamento como descrito na seção 3.5.4. No período de aquecimento, a ausência de sinal (0v) na base de TR1, faz com que o relé retorne à posição NL, e acione as válvulas solenóide como descrito na seção 3.5.4.



**Figura 3.6** - Esquema da montagem experimental para o regenerador operando em escoamento contracorrente, utilizando um microcomputador PC-XT.

A - amperímetro 0 → 5 A

AC - acionador

A→D - conversor analógico/digital

CAS - condicionador/amplificador de sinal

D - digital

LT - leitura de temperatura

PC - microcomputador e placa ADA

R - aquecedor elétrico

RE - regenerador

RL - relé

RO1 - rotâmetro de 154 l/min

RO2 - rotâmetro de 72,3 l/min

S - soprador

T - termopares

V - voltímetro 0 → 150 v

VG - válvulas gaveta

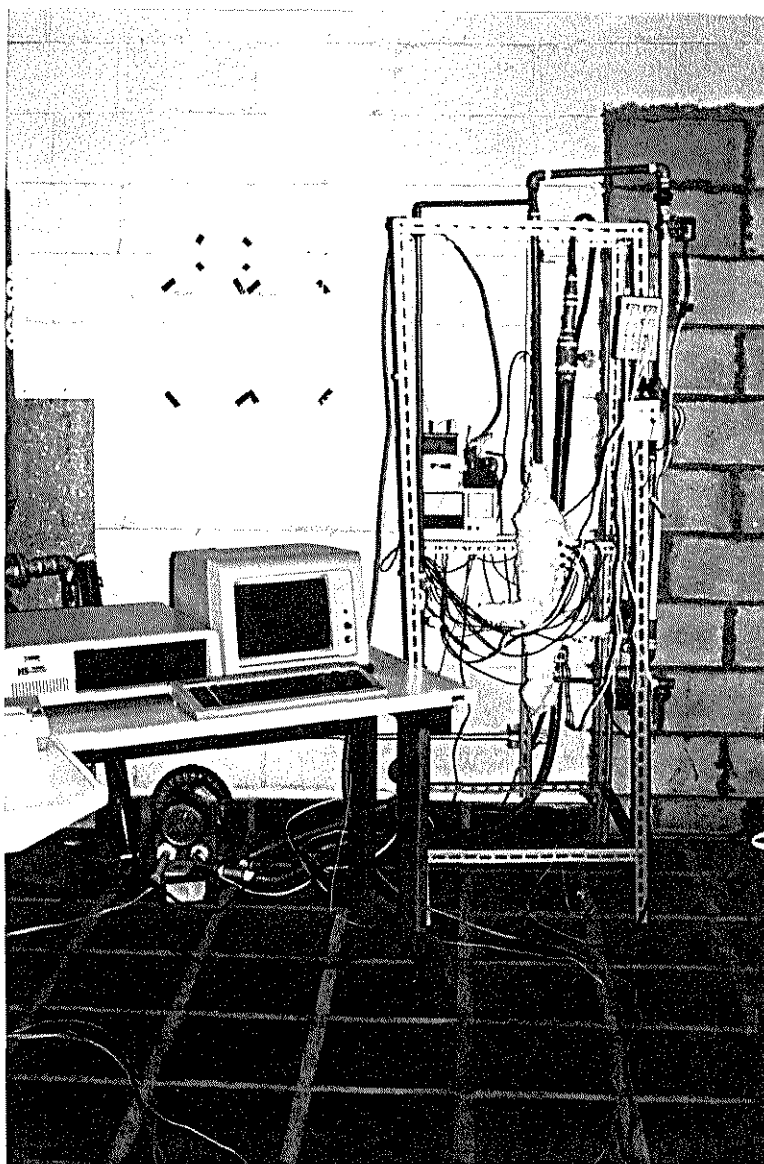
VS - válvulas solenóide

— isolamento externo ( duas camadas de fibra cerâmica )

NL - No período de aquecimento as válvulas solenóide indicadas com ① são abertas e as indicadas com ② permanecem fechadas.

ND - No período de resfriamento as válvulas solenóide indicadas com ② são abertas e as indicadas com ① permanecem fechadas.





**Figura 3.7** - Foto do equipamento operado com o microcomputador

### 3.7.1.2 - Acionador e Condicionador/Amplificador de Sinal

O acionamento de cada canal de leitura dos termopares (LT), é feito pelo acionador mostrado na figura 3.8. Neste circuito as resistências da base e do coletor do transistor, limitam suas correntes respectivas, protegendo o computador contra sobrecargas.

O sinal proveniente de cada termopar é amplificado, mediante um amplificador de corrente contínua, de dois estágios (AO1 e AO2) mostrado na figura 3.9. O primeiro estágio (AO1) atua como um amplificador inversor de fases de ganho igual a 50. O segundo estágio (AO2) atua como um amplificador de fases de ganho igual ou inferior a 10, ajustado pelo potenciômetro ligado ao pino 2. Este estágio atua como comparador de tensão, executado pelos dois resistores e o potenciômetro ligados ao pino 3. Desta forma a tensão do comparador pode ser subtraída do valor real de entrada, permitindo um ajuste de tensão de acordo com o conversor do microcomputador.

Dadas as características do circuito integrado (CI741), o amplificador/condicionador de sinal apresenta um comportamento linear.

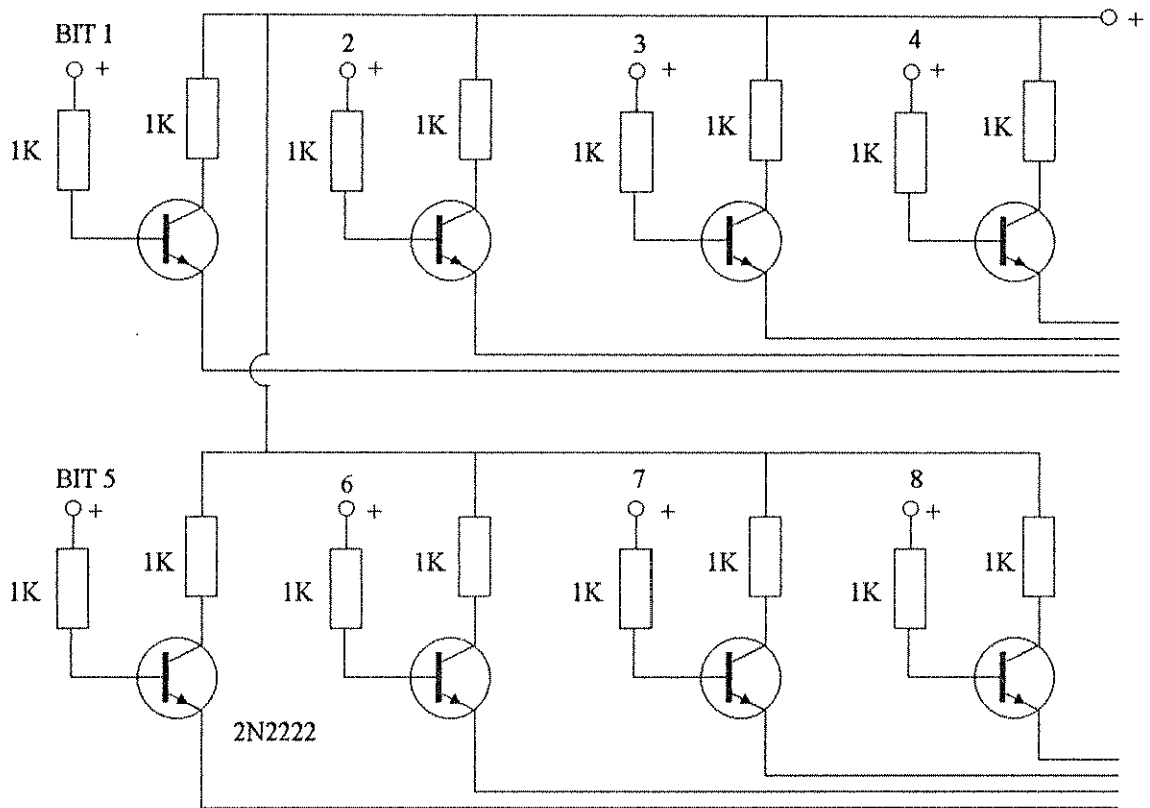
### 3.7.1.3 - Placa Analógica-Digital-Analógica (ADA)

Como interface entre o microcomputador e o processo foi utilizada uma placa analógica-digital-analógica, marca TAURUS, compatível com o barramento do microcomputador PC-XT. Esta também foi utilizada por MARTINS [1992], para aquisição de dados e controle dos níveis de dois tanques em tempo real.

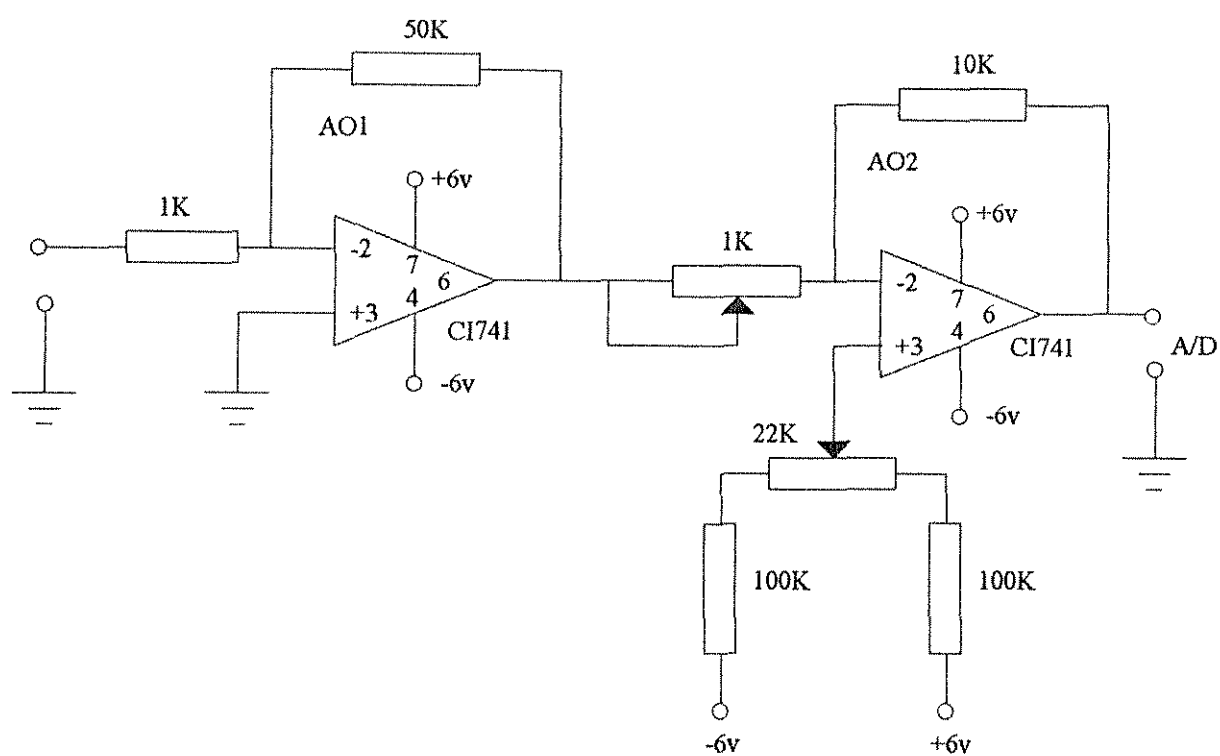
Os subsistemas que compõem a placa ADA utilizados no experimento de aquisição de dados são listados abaixo:

- Conversor analógico-digital (A/D)
- Saídas digitais

As funções que acessam a placa ADA são programadas em linguagem C e encontram-se listadas nos apêndices D a F.



**Figura 3.8 - Acionador**



**Figura 3.9 - Amplificador linear e condicionador de sinal**

### 3.7.1.3.1 - Conversor Analógico-Digital (A/D)

Quando o computador digital é utilizado para aquisição de dados, as medidas contínuas são convertidas na forma digital por um conversor analógico-digital (SEBORG [1989], MARTINS [1992]). Esta operação é necessária pois o computador digital não pode processar diretamente um sinal analógico.

O conversor A/D de 12 bits, da placa ADA utilizada, comporta oito canais com "sample hold" e multiplexador.

O "sample hold", conforme ilustra a figura 3.10, permite que o microcomputador efetue a leitura de valores de um sinal analógico contínuo e produza uma sequência de valores amostrados em determinados instantes (tempo de amostragem), mantendo estes sinais constantes por meio de um capacitor até que o próximo sinal seja lido. Pode ser ilustrado fisicamente como um interruptor que abre e fecha o circuito em determinados intervalos de tempo.

O multiplexador, esquematizado na figura 3.11 pode ser descrito como um interruptor eletrônico com várias portas, o qual é controlado pelo microcomputador. Sua utilização implica na leitura, se desejado, de várias linhas transmissoras de sinais analógicos em uma sequência pré-fixada pelo usuário.

A vantagem do uso do multiplexador consiste no fato de se poder converter mais de um sinal analógico com apenas um conversor A/D. Assim, os oito canais de entrada correspondem as oito portas, podendo então se fazer a leitura de oito linhas transmissoras de sinais analógicos.

Existem dois modos programáveis de operação:

- Unipolar : 0 a 10v ou 0 a 5v.
- Bipolar : +5 a -5v ou +2,5 a -2,5v.

O conversor foi configurado para operar no modo unipolar na faixa de 0 a 5v.

O princípio de operação do conversor analógico-digital consiste na conversão de um sinal analógico em um sinal digital expresso como um número inteiro na forma binária. A resolução da conversão depende do número de bits usado pelo conversor para codificar um sinal analógico na forma digital. Para o conversor A/D de 12 bits definem-se  $2^{12}$  (4096) números inteiros incluindo zero, sendo a precisão da conversão expressa pelo valor da resolução, dada pela equação (3.4).

$$Resolução = \frac{5-0}{4096-1} \cdot 100 = 0,1\% \quad (3.4)$$

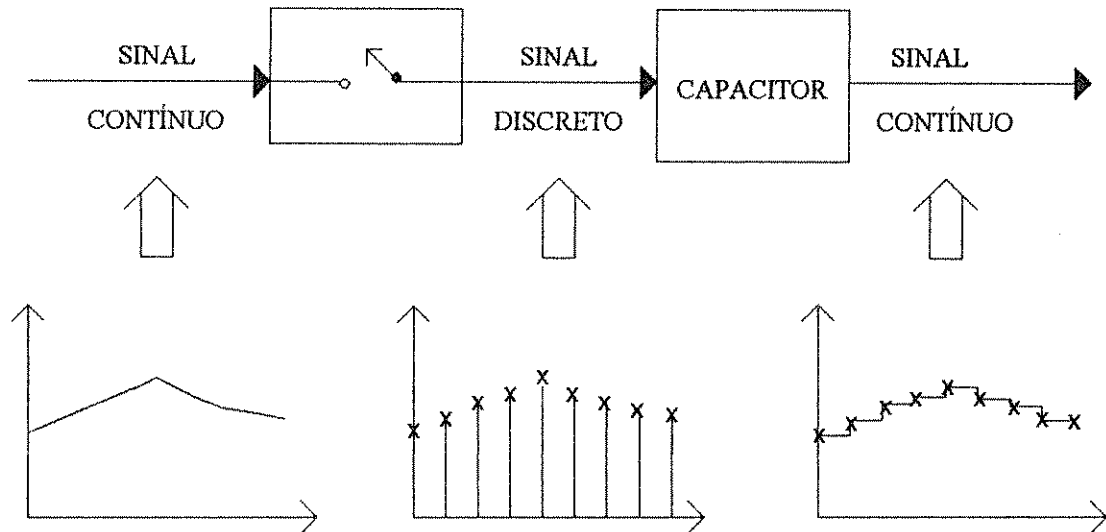


Figura 3.10 - "Sample hold"

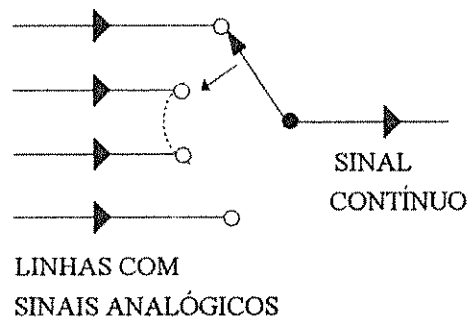


Figura 3.11 - Multiplexador

Quando dois valores de voltagem diferirem mais que 0,1% do valor do intervalo de voltagem pré-fixado, o conversor irá distinguir os dois sinais e atribuirá dois diferentes números inteiros para eles.

### 3.7.1.3.2 - Saídas Digitais

O sistema possui oito saídas digitais que são protegidas opticamente para tensões de até 600v.

A saída possui a capacidade para comandar até 8 relés, bastando para isto que se escolha o número binário adequado a uma dada saída, como exemplificado na tabela 3.4.

**Tabela 3.4**

Tabela de correspondência entre canal e dígito

Saídas digitais	Dígitos correspondentes		
	Binário	Decimal	Hexadecimal
-	00000000	0	0
1	00000001	1	1
2	00000010	2	2
3	00000100	4	4
4	00001000	8	8
5	00010000	16	10
6	00100000	32	20
7	01000000	64	40
8	10000000	128	80
8 e 1	10000001	129	81

### 3.7.1.4 - Microcomputador

O microcomputador utilizado é do tipo PC-XT, marca HENGESYSTEMS, modelo HS TURBO.

Além da placa ADA instalada, este microcomputador possui um relógio em tempo real que viabiliza sua utilização em aquisição de dados de processos, uma vez que este permite a medida de tempo em qualquer instante, possibilitando o conhecimento do momento em que se deve fazer determinada leitura.

### 3.7.2 - FILTRAGEM DIGITAL

A filtragem digital para as leituras de temperaturas foi efetuada por uma média aritmética, pela seguinte equação:

$$V_F = \frac{1}{m} \cdot \sum_{i=1}^m M_i \quad (3.5)$$

onde:

$M$  = valor medido,  $V_F$  = valor filtrado,

$i = 1, 2, 3, \dots, m$  e  $m$  = número de pontos medidos.

Este tipo de filtro é utilizado para eliminar ruídos de alta frequência, ou seja, é um filtro passa baixo (SEBORG [1989]).

A equação (3.5) foi satisfatória para este sistema resultando numa curva de temperatura 'versus' tempo, livre de oscilações.

### 3.7.3 - CALIBRAÇÃO

Os termopares apresentam um sinal de saída de pequena tensão, o qual deve ser amplificado para ser perceptível à placa ADA, conectada ao computador. Deste modo, o processo para se obter a curva de calibração de temperatura compreende uma fase inicial de ajuste do amplificador, para as temperaturas máxima e mínima, relacionadas com uma faixa máxima de tensão de 0 a 5V.

Nesta fase inicial o ganho do amplificador operacional (AO2), figura 3.9, é ajustado mediante o potenciômetro de  $1K\Omega$ , e o comparador pelo potenciômetro de



22K $\Omega$ , de modo que, as temperaturas mínima e máxima estejam numa faixa de 0 a 5000mV. Sendo assim, as temperaturas mínima e máxima são ajustadas para aproximadamente 1000 e 4000mv, respectivamente. A temperatura máxima pode ser obtida no processo de aquecimento do regenerador e a temperatura mínima, simplesmente colocando um termopar à saída do rotâmetro (temperatura ambiente).

A equação utilizada para converter os sinais analógicos em digitais é a seguinte:

$$V_{tagem} = leitura \cdot \frac{5000}{(2^{12} - 1)} \quad (3.6)$$

pois o conversor A/D utilizado é de 12 bits.

Para acionar cada canal de leitura no medidor de temperatura, foram utilizadas duas das oito saídas digitais.

O acesso a saída digital foi feito através da função `write_dig(dado)`. O parâmetro "dado" esta relacionado com a saída que se deseja atuar. Para se ajustar a escala tensão-temperatura foi utilizado o algoritmo da figura 3.12, ou programa do apêndice D, com os seguintes valores de dado:

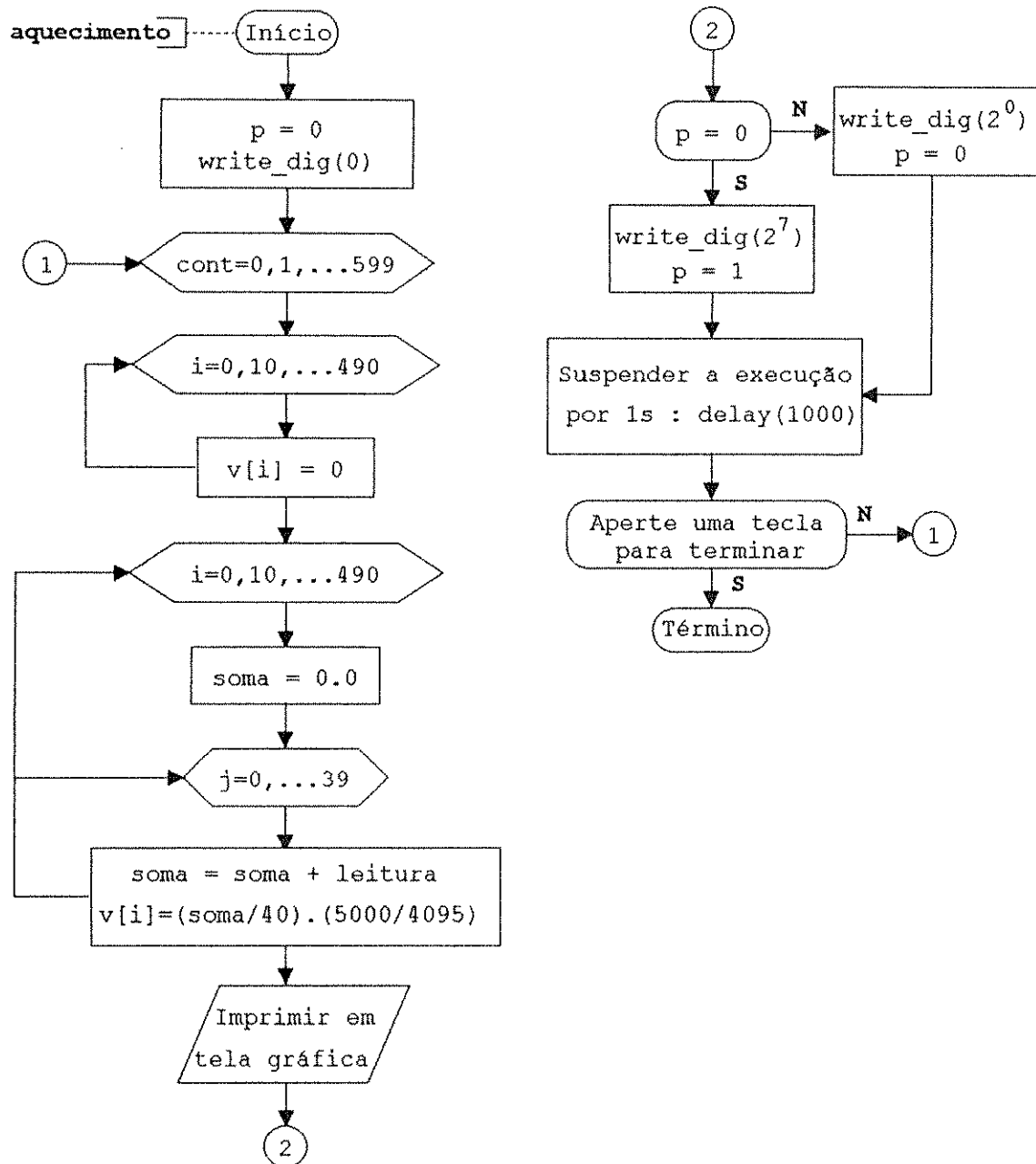
- $dado = 2^0$ , para acionar o termopar T1 e medir a temperatura máxima, no período de aquecimento, relacionado com a tensão de 4000 mV;
- $dado = 2^7$ , para acionar o termopar T8 e medir a temperatura mínima na saída do rotâmetro (ar à saída do rotâmetro), no período de aquecimento, relacionada com a tensão de 1000mV.

O termo "leitura" no algoritmo se refere à leitura no conversor analógico-digital utilizando-se a função denominada "`read_anl(canal, off_set)`", podendo ser encontrada nos apêndices D a F.

Esta função tem como parâmetros de entrada o número de canal e o valor do `off_set` e como parâmetro de saída o valor da conversão ou o valor -1 caso ocorra erro.

Para se fazer a leitura das temperaturas foi previamente fixado o canal 1 do conversor Analógico-Digital.

O `off_set`, desvio inerente ao conversor A/D, é um parâmetro ajustado automaticamente pela função `adj_offset( )` fornecida pelos fabricantes da placa, apresentada nos apêndices D a F. O ajuste é feito somente uma vez antes de se iniciar as medidas.



LEGENDA
v[i] : tensão em milivolts
p : variável de controle para a mudança do canal de leitura
write_dig( ), leitura : funções descritas no texto

**Figura 3.12 - Fluxograma para o ajuste do amplificador**

Nesta segunda fase são obtidos os parâmetros para a curva de calibração utilizando o algoritmo da figura 3.13, ou o programa completo do apêndice E, com o equipamento operando em regime de aquecimento.

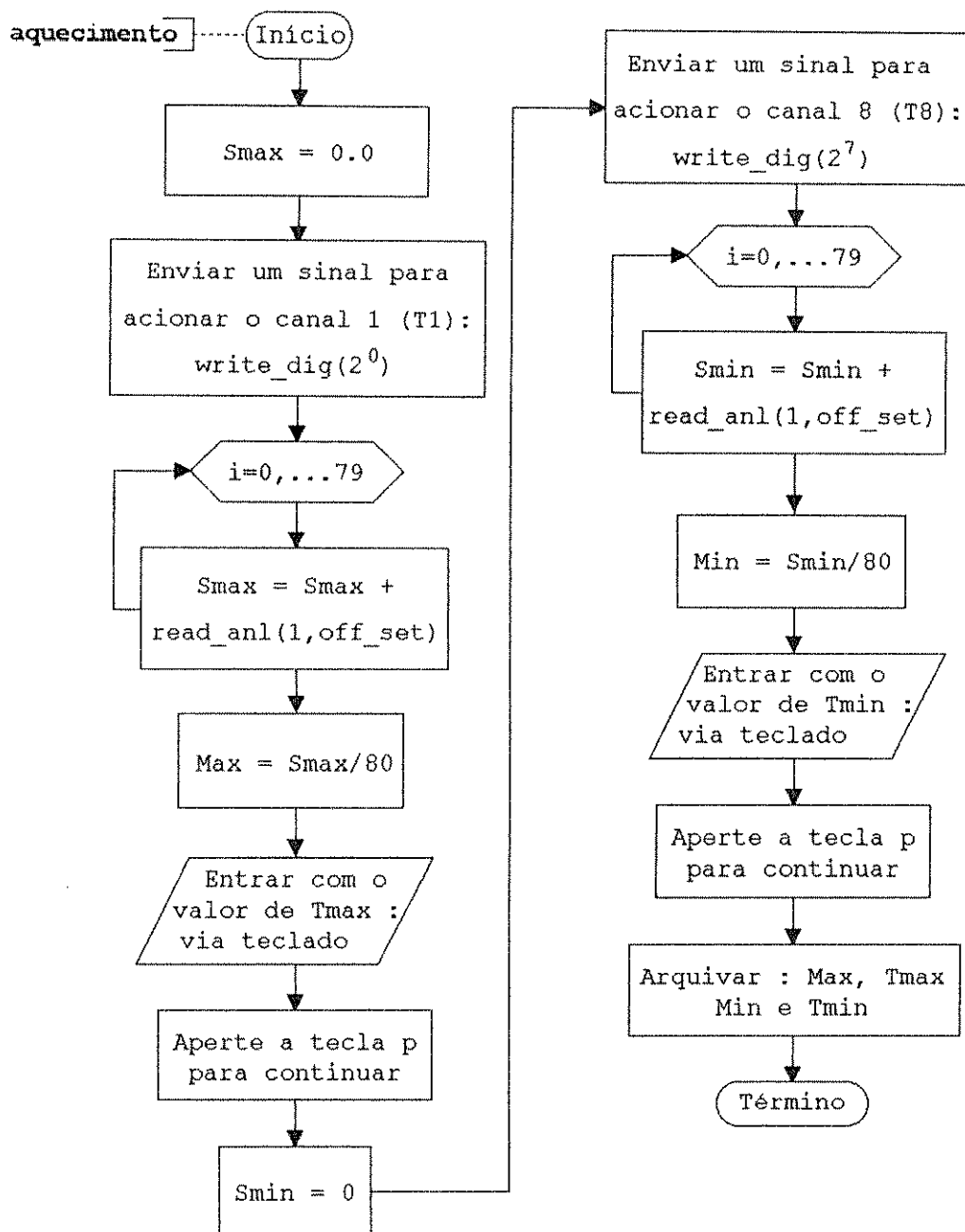
Neste algoritmo constam as seguintes etapas:

1. O computador, através da saída digital da placa ADA e utilizando a função `write_dig(20)`, envia um sinal para acionar o canal 1, conectado ao termopar na entrada do gás quente (T1).
2. São feitas 80 leituras digitais, através da função `read_anl(1,off_set)`, para esse termopar, e a seguir efetua-se a filtragem digital pela média aritmética sobre estes 80 pontos.
3. Através do visor do medidor de temperatura (LT) foi possível ler a temperatura (°C) e entrar com este valor via teclado, fazendo assim uma relação entre a temperatura máxima ( $T_{\max}$ ) e o número de dígitos (Max).
4. O computador, através da função `write_dig(27)`, envia um sinal para acionar o canal 8 conectado ao termopar (T8) à saída do rotâmetro.
5. Nesta etapa repete-se o item 2.
6. Esta etapa segue o mesmo procedimento do item 3, porém fazendo uma relação entre a temperatura mínima ( $T_{\min}$ ) e o número de dígitos mínimos (Min).

Este algoritmo mostra que são arquivadas as temperaturas máxima e mínima com seus respectivos números de dígitos (Max e Min). Estes valores são utilizados para elaborar uma curva de calibração de acordo com a seguinte relação:

$$T[^\circ\text{C}] = T_{\min} + \frac{(T_{\max} - T_{\min})}{(\text{Max} - \text{Min})} \cdot (\text{leitura digital} - \text{Min}) \quad (3.7)$$

onde o termo leitura digital corresponderá a leitura no conversor A/D, utilizando a função `read_anl(1,off_set)` mencionada anteriormente. Esta função também será utilizada durante a execução do programa para aquisição de dados que será visto na próxima seção.



LEGENDA	
Tmax :	temperatura máxima
Tmin :	temperatura mínima
Max :	número de dígitos máximo
Min :	número de dígitos mínimo
write_dig( ), read_anl( ) :	funções descritas no texto

**Figura 3.13** - Fluxograma para o ajuste do amplificador

O ajuste do amplificador para a escala de tensão relacionada com a temperatura é feito uma única vez. Porém a obtenção dos parâmetros para a curva de calibração deve ser realizada toda vez que se inicia um experimento visando garantir melhor precisão nas leituras das temperaturas, proveniente dos termopares.

A calibração também deve ser repetida até se ter a certeza de que ela esteja correta, ou seja, os valores entre calibrações sucessivas se repetem com um desvio muito pequeno.

### 3.7.4 - AQUISIÇÃO DE DADOS

O fluxograma básico para aquisição de dados é apresentado na figura 3.14 e o programa completo no apêndice F, compreendendo as seguintes etapas:

1. Os dados de entrada necessários para a execução do programa são: os valores dos períodos de aquecimento ( $P_a$ ) e resfriamento ( $P_r$ ), o intervalo de amostragem ( $a_m$ ), e o nome do arquivo ( $arq$ ) que serão registradas as leituras do tempo e temperatura para cada período.
2. Os dados de entrada de  $T_{max}$ ,  $T_{min}$ ,  $Min$  e  $Max$ , são obtidos pela abertura do arquivo proveniente da execução do programa para a calibração.
3. Aperta-se uma tecla para começar o período de resfriamento.
4. Neste instante, o computador envia um sinal para o canal 8 ( $CR=2^7$ ), por intermédio da saída digital, para acionar o relé na posição ND, abrindo-se as válvulas solenóide VS2, VS3 e VS5, sendo que as demais permanecem fechadas, conforme é apresentado na figura 3.6. Ao mesmo tempo o computador envia outro sinal para acionar cada canal de leitura (CT) no instante zero.
5. O acionamento para o relé e para cada canal de leitura do medidor de temperatura é feito pela função `write_dig(dado)`, onde a variável `dado` assume valores de  $CR=2^7$  (canal 8) adicionado a cada valor do canal a ser acionado para se efetuarem as leituras das temperaturas. Portanto a variável `dado` assumirá os valores de:  $(2^7 + 2^0)$ ,  $(2^7 + 2^1)$ ,  $(2^7 + 2^2)$ ,  $(2^7 + 2^3)$ ,  $(2^7 + 2^4)$ ,  $(2^7 + 2^5)$  e  $(2^7 + 2^6)$ .
6. A leitura digital para cada canal é feita pela função `read_anl(1, off_set)`, e em seguida este valor é aplicado na equação (3.7) para se obter a temperatura em °C.

Este procedimento é repetido 80 vezes, para que seja feita uma filtragem digital pela média destes 80 pontos. Em seguida o processo de leitura é submetido a uma pausa de 0,5 segundo (função `delay( )` do turbo C) antes e depois de ser acionado o próximo canal para leitura pela função `write_dig(dado)`, onde  $\text{dado} = \text{CR} + \text{CT}$ , a fim de permitir a estabilização do medidor de temperatura no mesmo termopar.

7. Apresentar na tela os valores de tempo (b) e das temperaturas ( $T[0], \dots T[6]$ ), arquivando-se estes dados em `arq`.
8. São efetuadas medidas das temperaturas após um intervalo de tempo igual ao valor do intervalo de amostragem (`am`), seguindo o mesmo procedimento das etapas 5 a 7.
9. Se o intervalo de tempo é menor ou igual ao período, a etapa 8 é repetida, caso contrário efetuar a etapa seguinte.
10. No período de aquecimento, o relé passa para a posição NL, pois o computador zera o sinal do canal 7 ( $\text{CR}=0$ ) da saída digital, abrindo-se as válvulas VS1 e VS4 e as demais permanecendo fechadas. Ao mesmo tempo são efetuadas as leituras das temperaturas.  
Nesta etapa, na função `write_dig(dado)` a variável `dado` assume o valor de 0 adicionado a cada valor do canal a ser acionado para se efetuarem as leituras de temperatura. Portanto a variável `dado` assume os valores de:  $(0 + 2^0)$ ,  $(0 + 2^1)$ ,  $(0 + 2^2)$ ,  $(0 + 2^3)$ ,  $(0 + 2^4)$ ,  $(0 + 2^5)$  e  $(0 + 2^6)$ .
11. As etapas 6 a 9 são repetidas.
12. As etapas 4 a 11 são efetuadas até atingir o "equilíbrio cíclico".
13. Abrir os arquivos de dados e apresentar na tela os gráficos de temperatura 'versus' tempo para todos os períodos, para verificar se houve presença de ruídos (oscilações), durante o experimento.

Para medir o tempo é utilizado o relógio interno do microcomputador, cujo acesso é obtido pela função `clock( )` do turbo C. Esta função retorna o tempo de processamento a partir do instante que se inicia a execução do programa, tendo como unidade de medida o número de pulsos.

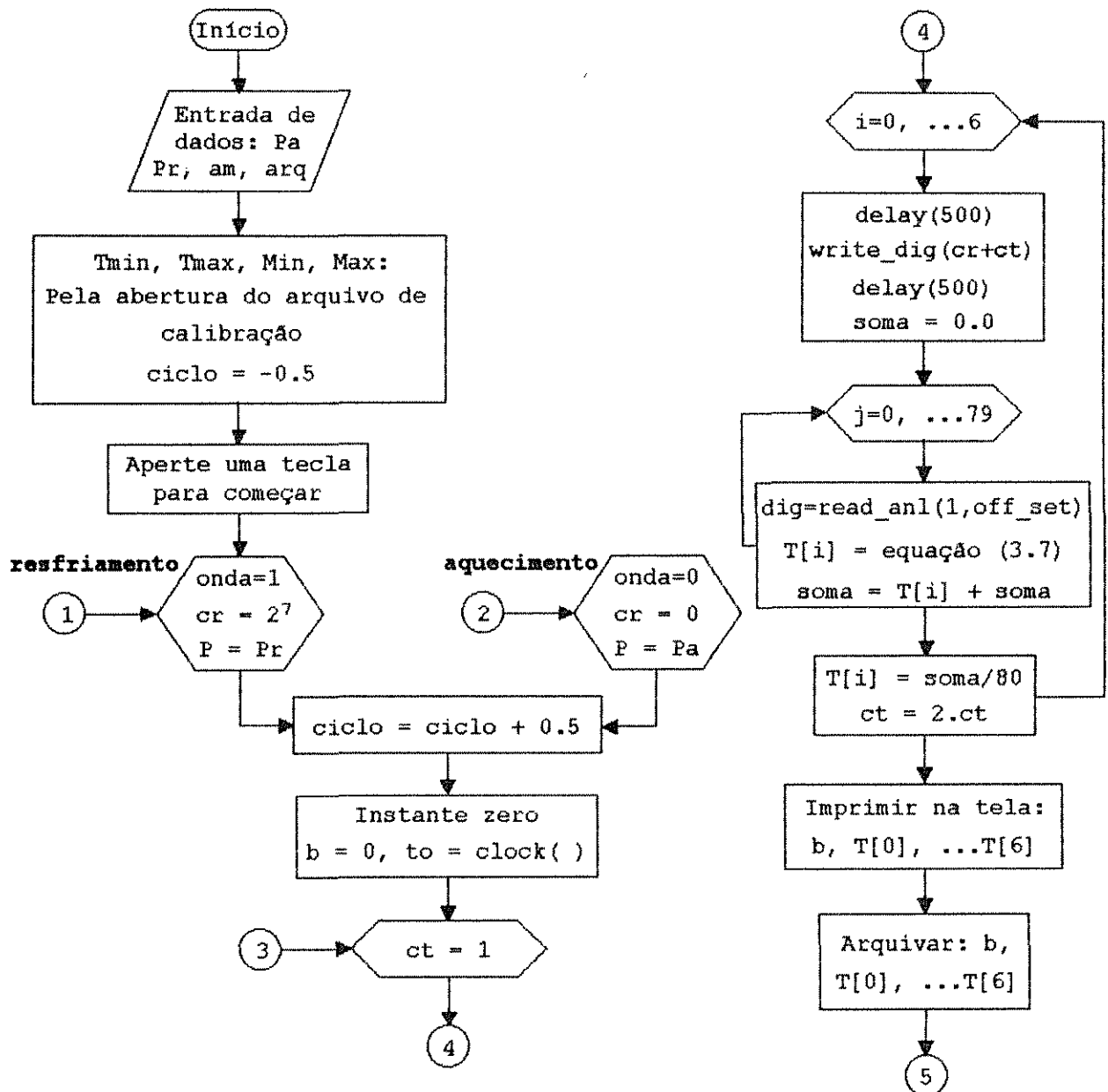
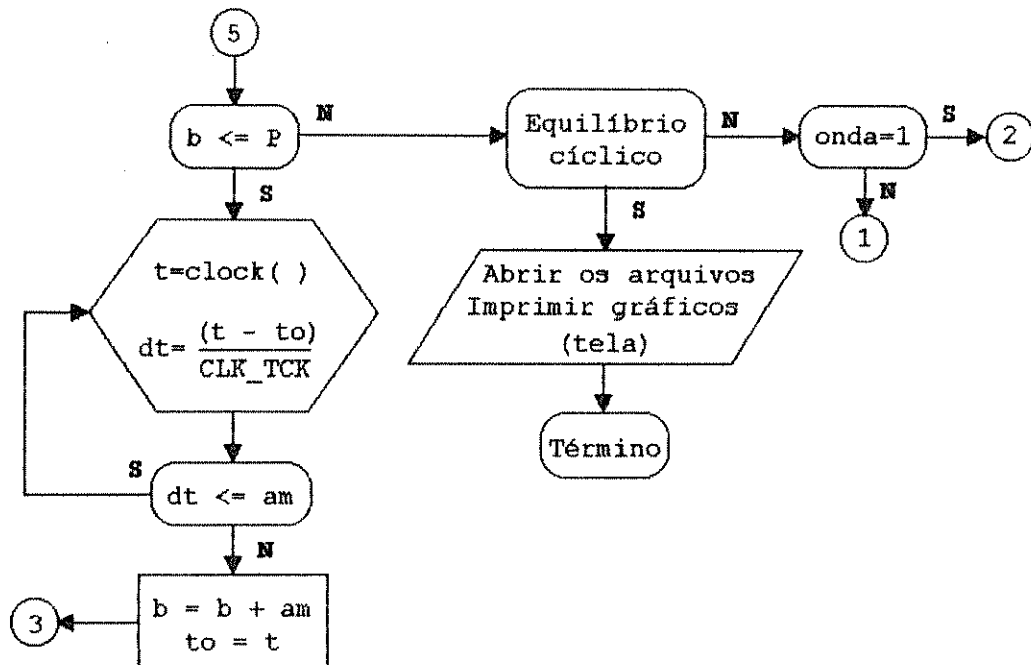


Figura 3.14 - Fluxograma para aquisição de dados de temperatura em um regenerador



LEGENDA
Pa : período de aquecimento
Pr : período de resfriamento
am : intervalo de amostragem
arq : arquivo de dados
Tmin : temperatura mínima
Tmax : temperatura máxima
Min : número de dígitos mínimo
Max : número de dígitos máximo
cr : variável para acionar o relé
b : tempo [s]
dt : intervalo entre o tempo inicial (to) e o tempo (t) para cada intervalo de amostragem
ct : variável para acionar o canal de leitura
T[i] : temperatura [°C]
clock( ), write_dig( ), read_anl( ), delay( ) e CLK_TCK : funções descritas no texto
dig : leitura digital

continuação da figura 3.14



Para transformar estes valores em unidade de tempo (s) é necessário dividir o valor do tempo, obtido pela função `clock()`, pela constante `CLK_TCK`. Esta constante equivale aproximadamente 18,2 pulsações por segundo.

O acompanhamento do processo em tempo real é realizado pela impressão dos dados na tela (tempo e temperaturas) comparando com os valores apresentados no visor do medidor de temperaturas, conforme é verificado no fluxograma da figura 3.14.

Todos os algoritmos apresentados neste capítulo foram programados em C, que é uma linguagem de nível médio, a qual combina elementos de linguagem de alto nível com a funcionalidade da linguagem de baixo nível utilizada pela placa ADA. A linguagem C se destaca devido a sua grande flexibilidade e também pela sua fácil manipulação, consistindo numa linguagem própria para meios científicos.

Os programas completos referentes aos fluxogramas apresentados neste capítulo se encontram nos apêndices D a F.

## **CAPÍTULO 4**

### **MODELAGEM MATEMÁTICA E SOLUÇÕES DAS EQUAÇÕES**

## 4.1 - INTRODUÇÃO

A medida da recuperação de energia de um regenerador é dada pela eficiência térmica, obtida através da variação da temperatura do gás com o tempo, na saída do regenerador. Esta variação de temperatura, pode ser determinada através da solução de equações diferenciais, geradas pela modelagem matemática, a partir da equação da energia.

Entre os diversos modelos matemáticos, para transferência de calor em leito fixo, os que apresentam maior interesse prático, segundo JAKOB [1957], são os modelo de Schumann e o da condução intrapartícula. Neste capítulo serão desenvolvidos estes dois modelos matemáticos, como também dois métodos de solução, um analítico e outro numérico, obtendo-se desta forma o perfil de temperatura teórico para o gás e para o sólido e também a eficiência térmica.

## 4.2 - MODELAGEM MATEMÁTICA

### 4.2.1 - Equação da Energia

A equação da energia pode ser escrita (BIRD et al [1960]) como:

$$\rho \frac{D\hat{U}}{Dt} = -(\nabla \cdot \vec{q}) - p(\nabla \cdot \vec{\mathfrak{g}}) - (\vec{\tau} : \nabla \vec{\mathfrak{g}}) \quad (4.1)$$

onde:

$\rho \frac{D\hat{U}}{Dt}$  = taxa de variação de energia interna por unidade de volume

$\nabla \cdot \vec{q}$  = taxa de variação de energia por unidade de volume devido a condução

$p(\nabla \cdot \vec{\mathfrak{g}})$  = taxa de trabalho reversível por unidade de volume

$\vec{\tau} : \nabla \vec{\mathfrak{g}}$  = taxa de trabalho irreversível devido a dissipação viscosa

Nos regeneradores de calor a variação da pressão do gás é pequena, pois os recheios sólidos utilizados normalmente apresentam alta fração de vazios, possibilitando desta forma, que a pressão possa ser considerada constante e a equação (4.1) torna-se:

$$\rho c_p \cdot \frac{DT}{Dt} = -(\nabla \cdot \vec{q}) + \mu \phi_v \quad (4.2)$$

onde:

$$\mu \phi_v = -\vec{\tau} : \nabla \vec{v}$$

$\mu$  = viscosidade do gás

$\phi_v$  = função dissipação

$\rho$  = densidade

$c_p$  = calor específico à pressão constante

Na equação (4.2) podemos ainda desprezar o termo da dissipação viscosa, pois em regeneradores de calor os gases não apresentam gradientes de velocidades elevados e a viscosidade é baixa.

Portanto a equação da energia para o gás, adequada para regeneradores de calor é:

$$\rho c_p \cdot \frac{DT}{Dt} = -(\nabla \cdot \vec{q}) \quad (4.3)$$

A equação da energia para a fase sólida é obtida através de uma simplificação da equação (4.1), gerando a seguinte equação:

$$\rho_s c_s \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = -(\nabla \cdot \vec{q}) \quad (4.4)$$

onde o subscrito  $s$  se refere ao sólido.

As equações (4.3) e (4.4) são utilizadas nos balanços de energia para os vários modelos de regeneradores, com a finalidade de encontrar as equações diferenciais que são resolvidas analiticamente ou numericamente.

#### 4.2.2 - Modelo de Schumann

Este modelo, proposto por Schumann em 1929 (JAKOB [1957]), foi resolvido analiticamente para uma passagem do gás (período de aquecimento), sendo que até hoje as equações diferenciais deduzidas por ele recebem o seu nome.

No modelo de Schumann (HANDLEY E HEGGS [1969] E JAKOB [1957]) são tomadas as seguintes suposições simplificadoras:

- As propriedades físicas do sistema sólido-gás são independentes da temperatura.
- Não ocorre transferência de calor radial.
- O perfil de velocidade do fluido é considerado constante (escoamento plug-flow).
- A condução axial na fase gasosa e na fase sólida é desprezada.
- A velocidade do fluido não varia ao longo do leito.
- Não ocorre gradiente térmico no interior das partículas.

Aplicando a equação da energia para o gás (4.3), e considerando um modelo físico de regeneradores esquematizado na figura 4.1, obtém-se, utilizando coordenadas cilíndricas, a seguinte equação simplificada:

$$\rho_g c_g \frac{\partial T_g}{\partial t} + \rho_g c_g \vartheta_y \frac{\partial T_g}{\partial y} = -(\nabla \cdot \vec{q}) \quad (4.5)$$

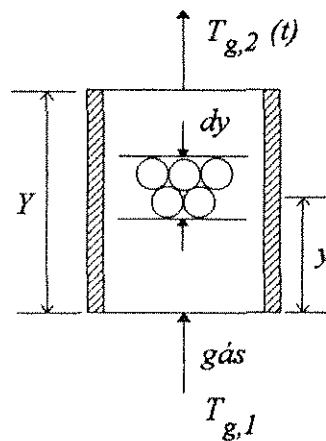
onde:

$\rho_g$  = densidade do gás

$c_g$  = calor específico do gás

$\vartheta_y$  = velocidade do gás na direção y

$T_g$  = temperatura do gás



**Figura 4.1** - Regenerador de leito fixo com partículas esféricas

Integrando em um volume  $v$ , temos:

$$\rho_g c_g \frac{\partial T_g}{\partial t} \int_v dv + \rho_g c_g \vartheta_y \frac{\partial T_g}{\partial y} \int_v dv = - \int_v (\nabla \cdot \vec{q}) dv \quad (4.6)$$

O teorema da divergência, estabelece que:

$$\int_v (\nabla \cdot \vec{q}) dv = \int_S (\vec{n} \cdot \vec{q}) ds \quad (4.7)$$

O termo à direita representa o calor transferido ao gás pela superfície da partícula, portanto:

$$-\vec{n} \cdot \vec{q} = h(T_s - T_g) \quad (4.8)$$

Logo, substituindo na equação (4.6) e resolvendo a integral da equação (4.7) temos:

$$\rho_g c_g V \frac{\partial T_g}{\partial t} + \rho_g c_g \vartheta_y V \frac{\partial T_g}{\partial y} = h(T_s - T_g) S \quad (4.9)$$

multiplicando e dividindo o primeiro termo da esquerda por  $\vartheta_y$ , e como  $\rho_g \vartheta_y = G$ , após um rearranjo a equação fica:

$$\frac{1}{\vartheta_y} \frac{\partial T_g}{\partial t} + \frac{\partial T_g}{\partial y} = \frac{h(T_s - T_g)}{G \cdot c_g} \cdot A \quad (4.10)$$

geralmente  $\vartheta_y$  é muito grande e Nusselt (JAKOB [1957]) achou conveniente desprezar o 1.º termo à esquerda. Logo a equação é dada por:

$$\frac{\partial T_g}{\partial y} = \frac{hA}{G \cdot c_g} (T_s - T_g) \quad (4.11)$$

onde:

$G$  = fluxo mássico do gás

$A = S/V$  (área superficial)/(volume do leito), para leito fixo de esferas  
 $A = 3(1 - \varepsilon)/B$ , sendo  $\varepsilon$  a fração de vazios do leito e  $B$  o raio das partículas esféricas.

$h$  = coeficiente de transferência de calor convectivo

A equação da energia (4.4) aplicada a cada partícula esférica é dada por:

$$\rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = -(\nabla \cdot \vec{q}) \quad (4.12)$$

Integrando sobre o volume das partículas, fica:

$$\rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} \int_V dv = - \int_V (\nabla \cdot \vec{q}) dv \quad (4.13)$$

e aplicando o teorema da divergência na equação acima temos:

$$M_s c_s V \frac{\partial T_s}{\partial t} = - \int_S (\vec{n} \cdot \vec{q}) ds \quad (4.14)$$

onde:

$V = v/(1 - \varepsilon)$  volume do leito

$M_s = \rho_s(1 - \varepsilon)$  densidade do leito

Como, neste caso a resistência interna das partículas esféricas é desprezível, o fluxo de calor na superfície é dado por:

$$\vec{n} \cdot \vec{q} = h(T_s - T_g) \quad (4.15)$$

substituindo na equação acima e integrando temos:

$$M_s c_s V \frac{\partial T_s}{\partial t} = h(T_g - T_s)S \quad (4.16)$$

após um rearranjo, torna-se:

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{hA}{M_s c_s} (T_g - T_s) \quad (4.17)$$

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

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

$$T_g(t, 0) = T_{g,i} = \text{constante} \quad (4.18)$$

2. A temperatura da superfície das partículas esféricas, ao longo do regenerador, no instante inicial é constante, isto é:

$$T_s(0, y) = T_{s,i} = \text{constante} \quad (4.19)$$

3. A temperatura da superfície das partículas esféricas para o término do período aquecimento/resfriamento é a mesma para o início do período seguinte de resfriamento/aquecimento, isto é:

$$T'_s(0, y) = T_s(P, y) \quad (\text{escoamento unidirecional}) \quad (4.20)$$

$$T'_s(0, y) = T_s(P, Y - y) \quad (\text{escoamento contracorrente}) \quad (4.21)$$

onde:

$P$  = período de aquecimento ou resfriamento

$Y$  = comprimento do regenerador

$y$  = distância axial ( $0 \leq y \leq Y$ )

Aspas = refere-se ao período que sucede



No modelo de Schumann os regeneradores de calor de placas paralelas e cilindros concêntricos, apresentam as mesmas equações que foram derivadas para o leito de partículas, diferindo apenas no valor de  $A$  (área superficial/volume do leito).

#### 4.2.2.1 - Solução Analítica para o Primeiro Período

A solução analítica para o primeiro período é muito útil para testar a convergência de soluções numéricas, mesmo se nesta é utilizada as condições de contorno até o equilíbrio cíclico, pois se o primeiro período converge ao valor exato, consequentemente a solução numérica será confiável. Outra utilidade da solução para o primeiro período é a obtenção do coeficiente de transferência de calor convectivo, para o período de aquecimento ou resfriamento, até a saturação.

Definindo as temperaturas normalizadas:

$$F_g(z, L) = [T_g(z, L) - T_{s,i}] / [T_{g,1} - T_{s,i}] \quad (\text{gás}) \quad (4.22)$$

$$F_s(z, L) = [T_s(z, L) - T_{s,i}] / [T_{g,1} - T_{s,i}] \quad (\text{superfície}) \quad (4.23)$$

podemos obter as equações (4.11) e (4.17) em uma forma adimensionalizada dada por:

$$\frac{\partial F_g}{\partial L} = F_s - F_g \quad (4.24)$$

$$\frac{\partial F_s}{\partial z} = F_g - F_s \quad (4.25)$$

onde para  $y$  e  $t$  são usadas as definições:

$$L = hAy / (Gc_g) \quad (\text{comprimento adimensional}) \quad (4.26)$$

$$z = (t - Y/\vartheta_y) hA / (M_s c_s) \quad (\text{tempo adimensional}) \quad (4.27)$$

Hausen (JAKOB[1957]) achou conveniente desprezar o termo  $Y/\vartheta_y$  (tempo de residência do gás no regenerador), pois é muito pequeno comparado com o tempo total (período), sendo que, esta suposição acarreta apenas um pequeno erro no tempo zero, portanto:

$$z = hAt / (M_s c_s) \quad (4.28)$$

As equações (4.24) e (4.25) são associadas as seguintes condições de contorno e inicial:

1. na entrada do leito a temperatura do gás  $T_g$  é constante e igual a  $T_{g,1}$ , portanto:

$$F_g(z, 0) = 1, \quad (4.29)$$

2. a temperatura do sólido inicial é constante e igual a  $T_{s,i}$ , logo:

$$F_s(0, L) = 0, \quad (4.30)$$

a solução analítica das equações (4.24) e (4.25), para o primeiro período de aquecimento, com as respectivas condições de contorno e inicial (4.29) e (4.30), utilizando a metodologia de Schumann [JAKOB (1957)] é a seguinte:

$$F_s(z, L) = e^{-L} \int_0^z I_0(2\sqrt{Lz}) e^{-z} dz \quad (4.31)$$

$$F_g(z, L) = I_0(2\sqrt{Lz}) e^{(-L-z)} + F_s(z, L) \quad (4.32)$$

onde:

$$I_0(2\sqrt{Lz}) = \text{função de Bessel modificada de ordem zero de argumento } 2\sqrt{Lz}.$$

Para calcular a função de Bessel modificada de ordem zero ( $I_0$ ), presentes nas equações (4.31) e (4.32), pode ser utilizada uma rotina baseada nos coeficientes polinomial dado por Abramowitz e Stegun (PRESS et al [1988]).

A integral pode ser resolvida pela regra trapezoidal estendida com  $dz \leq 0,1$ , da seguinte maneira:

$$\int_a^b f(x)dx = \left(\frac{b-a}{n}\right) \left[ \frac{1}{2}f(a) + \frac{1}{2}f(b) \right] + \sum_{i=1}^{n-1} f \left[ a + \left( \frac{b-a}{n} \right) i \right] \quad (4.33)$$

onde:

$n$  = número de pontos no intervalo

Uma solução analítica envolvendo as mudanças dos períodos, ou seja, utilizando as condições de contorno (4.20) ou (4.21) foi apresentada por Nusselt em 1928 obtendo equações complexas. Esta solução é apresentada resumidamente por JAKOB [1957].

#### 4.2.2.2 - Soluções Numéricas

Entre as primeiras soluções numéricas para o modelo de Schumann se destacam os métodos proposto por Hausen (método do pólo quente, JAKOB [1957]) e Iliffe (baseado na solução de Nusselt, ILIFFE [1948]). Estes foram elaborados antes do desenvolvimento dos computadores, e são próprios para calculadoras, régua de cálculos e tabelas de funções.

No presente trabalho foi utilizado o método das diferenças finitas (WILLMOTT [1964 e 1969]) que é mais apropriado para a elaboração de programas computacionais. Neste método as equações expressas em suas formas diferenciais são integradas usando o método trapezoidal.

Os resultados das equações diferenciais fornecem os valores das temperaturas do gás e sólido para distâncias  $\Delta L$  e intervalos de tempo  $\Delta z$ .

A solução é apresentada em detalhe por LUPORINI [1990] e mostrou ser estável e convergente. Os resultados obtidos para o primeiro período apresentaram os mesmos valores da solução analítica de Schumann, equações (4.31) e (4.32). E os resultados envolvendo as mudanças de períodos até o equilíbrio cíclico foram iguais aos obtidos por Hausen e Iliffe. Deste modo, a solução mostrou-se bastante precisa, podendo ser utilizada tanto para a avaliação do desempenho térmico como para projetos de regeneradores.

### 4.2.3 - Modelo da Condução Intrapartícula

O modelo da condução intrapartícula é também de grande interesse prático. Neste caso são considerados os recheios de baixa condutividade térmica como vidros e cerâmicas, onde a suposição f do modelo de Schumann não é válida, pois deve-se considerar o gradiente térmico no interior das partículas.

A equação da energia para o gás, reduz a equação (4.3) à equação (4.11), já derivada anteriormente:

$$\frac{\partial T_g}{\partial y} = \frac{hA}{Gc_g} (T_s - T_g) \quad (4.11)$$

E a equação da energia, quando aplicada a uma partícula esférica, reduz a equação (4.4) à:

$$\rho_s c_s \frac{\partial T}{\partial t} = - \frac{1}{r^2} \frac{\partial (r^2 q_r)}{\partial r} \quad (4.34)$$

sendo considerado apenas o fluxo radial.

Considerando a lei de Fourier nesta equação, obtém-se:

$$\rho_s c_s \frac{\partial T}{\partial t} = k_s \left( \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (4.35)$$

Para a interface sólido-gás temos a seguinte relação de fluxo:

$$-k_s \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=B} = h [T_s(t, y) - T_g(t, y)] \quad (4.36)$$

onde:

$T_s(t, y)$  = temperatura da superfície

$T_g(t, y)$  = temperatura do gás

e o sistema é completado pela condição de simetria da partícula,

$$\left( \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=0} = 0 \quad (4.37)$$

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

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

$$T_g(t,0) = T_{g,1} = \text{constante} \quad (4.38)$$

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

$$T(0,y,r) = T_{s,i} = \text{constante} \quad (4.39)$$

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

$$T'(0,y,r) = T(P,y,r) \quad (\text{escoamento unidirecional}) \quad (4.40)$$

$$T'(0,y,r) = T(P,Y-y,r) \quad (\text{escoamento contracorrente}) \quad (4.41)$$

onde:

$P$  = período de aquecimento ou resfriamento

$Y$  = comprimento do regenerador

$y$  = distância axial ( $0 \leq y \leq Y$ )

Aspas = refere-se ao período que sucede

#### 4.2.3.1 - Solução Analítica

A solução analítica desse modelo abrangendo as equações diferenciais, referentes ao gás e ao sólido, é muito complexa e de difícil manuseio, envolvendo muitas funções. No entanto neste trabalho é utilizada uma metodologia de solução

envolvendo apenas o comportamento térmico das partículas, equação (4.35), e as equações de contorno (4.36) e (4.37).

O problema será então definido de modo a se considerar a condução radial na partícula, onde a temperatura da superfície é uma função desconhecida. Neste caso é gerado um problema de contorno livre do tipo resolvido por HACKENBERG [1969] para operadores difusivos, onde o perfil de temperatura é dado em função da temperatura da superfície a qual é determinada a partir do uso de uma relação de fluxo na interface. Desta forma, é possível obter-se uma equação que descreve explicitamente o comportamento transiente da superfície da partícula, possibilitando a determinação do coeficiente de transferência de calor convectivo entre o sólido e o gás. Esta metodologia de solução foi aplicada por ANDRADE [1972 e 1985] no estudo da transferência de calor e massa em processos de borbulhamento.

Definindo as temperaturas adimensionalizadas:

$$\theta_g(z, L) = [T_g(z, L) - T_o(L)] / (T_{g,1} - T_{s,i}) \quad (\text{gás}) \quad (4.42)$$

$$\theta(z, L, s) = [T(z, L, s) - T_o(L)] / (T_{g,1} - T_{s,i}) \quad (\text{sólido}) \quad (4.43)$$

$$\theta_s(z, L) = [T_s(z, L) - T_o(L)] / (T_{g,1} - T_{s,i}) \quad (\text{superfície}) \quad (4.44)$$

onde:

$T_o(L)$  = temperatura do sólido no início de cada período.

podemos obter as equações (4.35) a (4.37), bem como (4.39) a (4.41), em uma forma adimensionalizada, dadas por:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial s^2} + \frac{2}{s} \frac{\partial \theta}{\partial s} - 3Bi \frac{\partial \theta}{\partial z} = 0 \quad (4.45)$$

$$\left. \frac{\partial \theta}{\partial s} \right|_{s=1} = -Bi(\theta_s - \theta_g) \quad (4.46)$$

$$\left. \frac{\partial \theta}{\partial s} \right|_{s=0} = 0 \quad (4.47)$$

$$\theta|_{s=1} = \theta_s(z) \quad (4.48)$$

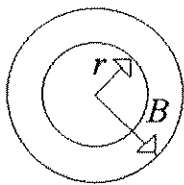
Associada ainda a seguinte condição inicial:

$$\theta(0, L, s) = 0 \quad \text{para o início dos períodos} \quad (4.49)$$

onde para  $y$  e  $t$  são usadas as definições (4.26) e (4.28), sendo ainda definidas:

$$s = r/B \quad (\text{raio adimensional - figura 4.2}) \quad (4.50)$$

$$Bi = hB/k_s \quad (\text{número de Biot}) \quad (4.51)$$



$T_s(y, t) = T(y, B, t) \implies$  temperatura na superfície da partícula

$T(y, r, t) \implies$  temperatura no interior da partícula

**Figura 4.2** - Partícula esférica

Então utilizando o método funcional desenvolvido por Hackenberg e uma forma do teorema de Basset-Duhamel, a solução do problema (4.45) a (4.49) é dada por:

$$\theta(z) = \dot{\theta}_s(z) * \theta^\circ + \theta_s(0) \cdot \theta^\circ \quad (4.52)$$

onde  $*$  representa a operação de convolução e  $\theta^\circ$  é a solução do problema:

$$\frac{\partial^2 \theta^\circ}{\partial s^2} + \frac{2}{s} \frac{\partial \theta^\circ}{\partial s} - 3Bi \frac{\partial \theta^\circ}{\partial z} = 0 \quad (4.53)$$

$$\theta^\circ|_{z=0} = 0 \quad (4.53a)$$

$$\theta^o|_{s=1} = 1 \quad (4.53b)$$

$$\theta^o|_{s=0} < \infty \quad \text{ou} \quad \frac{\partial \theta^o}{\partial s} \Big|_{s=0} = 0 \quad (4.53c)$$

Portanto,

$$\theta^o = 1 + \frac{2}{\pi s} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{n} \operatorname{sen}(n\pi s) e^{-n^2 \pi^2 z / (3Bi)} \quad (4.54)$$

e a temperatura da superfície  $\theta_s(z)$  é determinada pela equação:

$$\theta_s(0) \frac{\partial \theta^o}{\partial s} \Big|_{s=1} + \dot{\theta}(z) * \frac{\partial \theta^o}{\partial s} \Big|_{s=1} = \frac{\partial \theta}{\partial s} \Big|_{s=1} \quad (4.55)$$

Portanto, o uso da relação de fluxo (4.46) nessa equação permite a determinação da temperatura da superfície em função da temperatura do gás.

Substituindo a equação (4.54) na equação (4.55) e rearranjando, resulta na seguinte equação integro-diferencial a ser satisfeita por  $\theta_s(z)$ .

$$\theta_s(z) + \lambda \dot{\theta}_s(z) * \bar{K}_1^{\infty} = \theta_g(z) - \theta_s(0) \lambda \bar{K}_1^{\infty} \quad (4.56)$$

onde:

$$\bar{K}_1^{\infty} = \sum_{n=1}^{\infty} e^{-n^2 \pi^2 z / (3Bi)} \quad \text{e} \quad \lambda = 2/Bi$$

Esta equação integro-diferencial relaciona a temperatura da superfície da esfera com a temperatura do gás.

Considerando que o Kernel é dado na forma de somatório infinito de exponenciais, onde os termos tendem rapidamente a zero á medida que  $n \rightarrow \infty$ , consideraremos uma aproximação de primeira ordem, utilizando o primeiro termo da série.



Então para  $n = 1$ :

$$\bar{K}_1^\infty \cong K_1 = e^{-\pi^2 z / (3Bi)} \quad (4.57)$$

A equação (4.56) reduz-se a:

$$\theta_s(z) + \lambda \dot{\theta}_s(z) * K_1 = \theta_g(z) - \theta_s(0) \lambda K_1 \quad (4.58)$$

Aplicando a transformada de Laplace na equação (4.58), resulta que:

$$\theta_s(s) = \theta_g(s) \left( \frac{1}{1 + \lambda s K_1(s)} \right) \quad (4.59)$$

Considerando a solução da equação integral dada na forma de Kernel resolvente,  $R(t)$ , ou seja:

$$\theta_s(s) = \theta_g(s) [1 + \lambda R(s)] \quad (4.60)$$

Resulta que  $R(s)$  deve ser determinado por:

$$R(s) = - \frac{s K_1(s)}{1 + \lambda s K_1(s)} \quad (4.61)$$

Então, sabendo-se que:

$$\mathcal{L}\{K_1(z)\} = K_1(s) = \frac{1}{s + \pi^2 / (3Bi)} \quad (4.62)$$

obtém-se que:

$$R(s) = -\frac{s}{(1+\lambda)(s+b)} \quad \text{onde} \quad b = \frac{\pi^2}{3Bi(1+\lambda)}, \quad \text{logo:}$$

$$\theta_s(s) = \theta_g(s) \left[ 1 - \frac{\lambda s}{(1+\lambda)(s+b)} \right] \quad (4.63)$$

Um rearranjo da equação (4.63) e o cálculo da inversa da transformada de Laplace, resulta em:

$$\theta_s(z) = \theta_g(z) - \left( \frac{\lambda}{1+\lambda} \right) \left[ \int_0^z \dot{\theta}_g(\tau) e^{-b(z-\tau)} d\tau + \theta_g(0) e^{-bz} \right] \quad (4.64)$$

A integral da equação (4.64) pode ser resolvida por partes, obtendo-se a seguinte equação final:

$$\theta_s(z) = \alpha [\theta_g(z) + \lambda b I_1] \quad (4.65)$$

onde:

$$I_1 = e^{-bz} \int_0^z \theta_g(z) e^{bz} dz \quad (4.66)$$

$$b = \alpha \pi^2 / 3Bi, \quad \alpha = 1/(1+\lambda) \quad \text{e} \quad \lambda = 2/Bi$$

Portanto, a equação (4.65) descreve explicitamente o comportamento transiente da superfície do sólido, dada em função da temperatura do gás. A partir deste resultado, a temperatura do sólido fica automaticamente determinada pela substituição deste resultado na equação (4.52) considerando-se ainda a equação (4.54), resultando que:

$$\theta(z, L, s) = \int_0^z \dot{\theta}_s(\tau, L, s) \theta^\circ(z - \tau, L, s) d\tau + \dot{\theta}_s(0, L) \theta^\circ \quad (4.67)$$

A integral pode ser resolvida por partes, e após um rearranjo a equação final fica:

$$\theta(z, L, s) = \theta_s(z, L) + \frac{2}{\pi s} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{n} \operatorname{sen}(n \pi s) \left[ \theta_s(z, L) - (n^2 b / \alpha) I_2 \right] \quad (4.68)$$

onde:

$$I_2 = e^{-n^2 b z / \alpha} \int_0^z \theta_s(z, L) e^{n^2 b z / \alpha} dz \quad (4.69)$$

Sendo que para  $s = 0$ , pela regra de L'Hopital,

$$\lim_{s \rightarrow 0} \frac{\operatorname{sen}(n \pi s)}{n \pi s} = 1,$$

portanto é necessário substituir este valor na equação (4.68) para se obter a temperatura no centro da esfera.

As integrais  $I_1$  e  $I_2$ , dadas pelas equações (4.66) e (4.69), podem ser resolvidas pelo seguinte método:

Temos por definição,

$$\int_0^{z_2} \theta(z) e^{cz} dz = \int_0^{z_1} \theta(z) e^{cz} dz + \int_{z_1}^{z_2} \theta(z) e^{cz} dz \dots + \int_{z_{n-1}}^{z_n} \theta(z) e^{cz} dz \quad (4.70)$$

Como o valor de  $\theta(z)$  entre pequenos intervalos de tempo ( $dz \leq 0,1$ ) é um valor quase constante, portanto uma boa aproximação é a média aritmética entre valores extremos, e a integral pode ser resolvida analiticamente, logo:

$$\begin{aligned} \int_0^{z_2} \theta(z) e^{cz} dz &= \frac{\theta(0) + \theta(z_1)}{2c} [e^{cz_1} - e^0] + \frac{\theta(z_1) + \theta(z_2)}{2c} [e^{cz_2} - e^{cz_1}] \dots + \\ &\frac{\theta(z_n) + \theta(z_{n-1})}{2c} [e^{cz_n} - e^{cz_{n-1}}] \end{aligned} \quad (4.71)$$

onde:

$$z_n - z_{n-1} = dz \leq 0,1$$

A equação da temperatura da superfície (4.65) e do perfil radial de temperatura (4.68), quando aplicada na saída do regenerador, pode ser utilizada para o cálculo do coeficiente de transferência de calor convectivo, cuja metodologia será apresentada no capítulo 5. Estas equações também são de grande utilidade para a comprovação do modelo.

#### 4.2.3.2 - Solução Numérica

No presente trabalho foi utilizado o método das diferenças finitas elaborado por HANDLEY E HEGGS [1969] para transferência de calor em leito fixo, levando em consideração a condutividade térmica do recheio. O tratamento matemático destes autores visava apenas o primeiro período de aquecimento, de maneira que foram necessárias algumas adaptações nas condições de contorno, para reciclar os períodos de aquecimento/resfriamento até o equilíbrio. As referências utilizadas para estas adaptações foram: WILLMOTT [1969], que elaborou um método para regeneradores de placas paralelas, LARSEN [1966], HANDLEY E HEGGS [1969] e HEGGS E CARPENTER [1978].

A solução numérica das equações diferenciais para o modelo da condução intrapartícula envolve três dimensões,  $t$  (tempo),  $y$  (distância axial) e  $r$  (distância radial no interior de cada partícula), e seu principal objetivo é a obtenção do perfil de temperatura do gás na saída. Sendo que a partir deste perfil é possível obter a eficiência térmica teórica, a qual juntamente com a eficiência experimental é utilizada para a determinação do coeficiente de transferência de calor convectivo, conforme será apresentado no capítulo 5.

Definindo as temperaturas normalizadas:

$$F_g(z,L) = [T_g(z,L) - T_{s,i}] / (T_{g,1} - T_{s,i}) \quad (\text{gás}) \quad (4.72)$$

$$F(z,L,s) = [T(z,L,s) - T_{s,i}] / (T_{g,1} - T_{s,i}) \quad (\text{sólido}) \quad (4.73)$$

$$F_s(z,L) = [T_s(z,L) - T_{s,i}] / (T_{g,1} - T_{s,i}) \quad (\text{superfície}) \quad (4.74)$$

onde:

$T_s$  = temperatura da superfície

$T_{s,i}$  = temperatura da superfície no instante inicial

$T_{g,1}$  = temperatura do gás na entrada, no aquecimento

podemos obter as equações (4.11) e (4.35) em uma forma adimensionalizada dada por:

$$\frac{\partial F_g}{\partial L} = F_s - F_g \quad (4.75)$$

$$\frac{\partial F}{\partial z} = \frac{1}{Bi} \frac{M_s}{A \rho_s B} \frac{\partial^2 F}{\partial s^2} + \frac{2}{Bi} \frac{M_s}{A \rho_s s B} \frac{\partial F}{\partial s} \quad (4.76)$$

Como  $A$  (área superficial/unidade de volume do leito) para leitos de esferas, é dado por:

$$A = 3(1-\epsilon) / B \quad (4.77)$$

o termo:

$$\frac{M_s}{A \rho_s B} = \frac{\text{densidade do leito}}{3(1-\epsilon) \text{ densidade do sólido}} = \frac{\rho_s(1-\epsilon)}{3(1-\epsilon)\rho_s} = \frac{1}{3} \quad (4.78)$$

é substituído na equação (4.76), obtendo-se a equação (4.79):

$$\frac{\partial F}{\partial z} = \frac{1}{3Bi} \left( \frac{\partial^2 F}{\partial s^2} + \frac{2}{s} \frac{\partial F}{\partial s} \right) \quad (4.79)$$

Das relações (4.36) e (4.37), obtém-se:

$$-\frac{1}{Bi} \left( \frac{\partial F}{\partial s} \right)_{s=1} = F_s - F_g \quad (4.80)$$

$$\left( \frac{\partial F}{\partial s} \right)_{s=0} = 0 \quad (4.81)$$

associadas ainda às seguintes condições de contorno e iniciais, (4.38) a (4.41):

$$F_g(z, 0) = 1 \quad \text{período de aquecimento} \quad (4.82)$$

$$F_g(z, 0) = 0 \quad \text{período de resfriamento} \quad (4.83)$$

$$F(0, L, s) = 0 \quad \text{no início do primeiro aquecimento} \quad (4.84)$$

$$F'(0, L, s) = F(\Pi, L, s) \quad \text{escoamento unidirecional} \quad (4.85)$$

$$F'(0, L, s) = F(\Pi, \Lambda - L, s) \quad \text{escoamento contracorrente} \quad (4.86)$$

onde:

$$\Pi = hAP/(M_s c_s) \quad \text{período reduzido} \quad (4.87)$$

$$\Lambda = hAY/(Gc_g) \quad \text{comprimento reduzido} \quad (4.88)$$

sendo:

$0 \leq s \leq 1$ ,  $0 \leq L \leq \Lambda$  e  $0 \leq z \leq \Pi$ , onde:

$s$  = raio adimensional, equação (4.50)

$L$  = distância adimensional, equação (4.26)

$z$  = tempo adimensional, equação (4.28)

As aspas referem-se ao período que sucede, ou seja, as duas últimas condições representam que a temperatura do sólido no começo de um período é igual a temperatura do sólido no fim do período anterior.

Nas soluções das equações por diferenças finitas o regenerador é simulado sendo reciclado até o equilíbrio dinâmico.

O leito fixo é representado por uma rede tridimensional, de acordo com a figura 4.3.

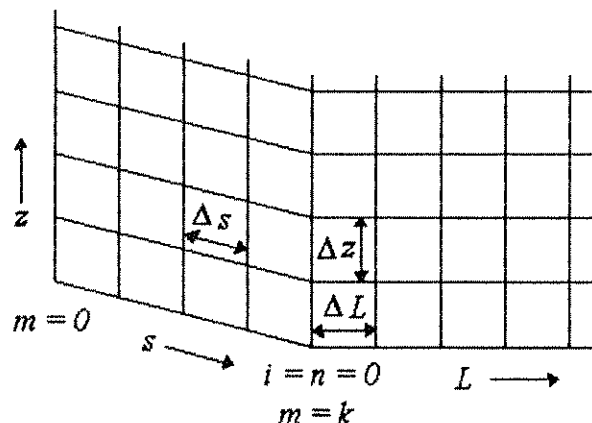


Figura 4.3 - Representação da rede numérica para o leito

onde:

$z$  = tempo adimensional ( $0 \leq n \leq \Pi/\Delta z$ )

$L$  = distância adimensional do leito ( $0 \leq i \leq \Lambda/\Delta L$ )

$s$  = distância radial adimensional ( $0 \leq m \leq k=B/\Delta s$ )

A equação (4.75) é representada pela fórmula da diferença atrasada, ficando:

$$\frac{F_g(n+1,i) - F_g(n+1,i-1)}{\Delta L} = -\frac{1}{2} [F_g(n+1,i) + F_g(n+1,i-1) - F_s(n+1,i) - F_s(n+1,i-1)] + O(\Delta L^2) \quad (4.89)$$

como  $F_s(n+1,i) = F(n+1,i,k)$ , substituindo este termo e após um rearranjo, obtemos a seguinte equação:

$$(2 + \Delta L)F_g(n+1,i) - \Delta L F(n+1,i,k) = (2 - \Delta L)F_g(n+1,i-1) + \Delta L F(n+1,i-1,k) \quad (4.90)$$

A equação (4.79) é representada pela fórmula implícita de Crank-Nicholson, que depois de um rearranjo passa a:

$$\frac{F(n+1,i,m) - F(n,i,m)}{\Delta z} = \frac{1}{6Bi\Delta s^2} [(1+1/m)F(n+1,i,m+1) - 2F(n+1,i,m) + (1-1/m)F(n+1,i,m-1) + (1+1/m)F(n,i,m+1) - (1-1/m)F(n,i,m-1) + O(\Delta z) + O(\Delta s)^2] \quad (4.91)$$

onde:  $s = m\Delta s$ .

A equação (4.80), válida na interface gás-sólido, é representada pela fórmula da diferença central assumindo-se a existência de uma temperatura a uma distância  $\Delta s$  da superfície da partícula ( $k$ ), isto é, a posição  $k+1$ . Logo a derivada da equação (4.80) é dada por:

$$\frac{\partial F}{\partial s} = \frac{1}{2} \left[ \frac{F(n,i,k+1) - F(n,i,k-1) + F(n+1,i,k+1) - F(n+1,i,k-1)}{2\Delta s} \right] \quad (4.92)$$

e a diferença de temperaturas  $F_s - F_g$  por:

$$\overline{F_s - F_g} = (1/2) [F_s(n,i) + F_s(n+1,i) - F_g(n,i) - F_g(n+1,i)] \quad (4.93)$$

como  $F_s(n,i) = F(n,i,k)$  e  $F_s(n+1,i) = F(n+1,i,k)$ , substituindo todos os termos na equação (4.80) obtém-se a seguinte equação:

$$-\frac{1}{Bi} \left[ \frac{F(n,i,k+1) - F(n,i,k-1) + F(n+1,i,k+1) - F(n+1,i,k-1)}{2\Delta s} \right] = F(n,i,k)$$

$$-F_g(n,i) + F(n+1,i,k) - F_g(n+1,i) + O(\Delta s^2) \quad (4.94)$$

O truncamento do erro na equação (4.94) coincide com o da equação (4.91), assim a equação (4.94) pode ser substituída na equação (4.91), resolvida para  $m = k$  (superfície da partícula), eliminando desta maneira, a temperatura no ponto hipotético  $k + 1$ , após um rearranjo a equação final é dada por:

$$-MuF_g(n+1,i) + [1 + M(1+u)]F(n+1,i,k) - MF(n+1,i,k-1) = MuF_g(n,i) + (1 - M - Mu)F(n,i,k) + MF(n,i,k-1) \quad (4.95)$$

$$\text{onde: } M = \Delta z / (3 Bi \Delta s^2) \quad \text{e} \quad u = \Delta s Bi (1 + 1/k)$$

A equação (4.91) é resolvida para o interior da partícula com  $m$  variando do ponto  $k-1$  até 1, que após um rearranjo torna-se:

$$-Mv(m)F(n+1,i,m+1) + (1+M)F(n+1,i,m) - Mw(m)F(n+1,i,m-1) = Mv(m)F(n,i,m+1) + (1-m)F(n,i,m) + Mw(m)F(n,i,m-1) \quad (4.96)$$

$$\text{onde: } v(m) = (1/2)(1 + 1/m) \quad \text{e} \quad w(m) = (1/2)(1 - 1/m)$$

No centro da partícula,  $m = 0$ , a equação (4.79) possui o termo indeterminado  $(2/s)\partial F/\partial s$ , cujo limite resolvido pela regra de L'Hopital é  $2\partial^2 F/\partial s^2$ . Portanto a equação (4.79) fica:



$$\frac{\partial F}{\partial z} = \frac{1}{Bi} \frac{\partial^2 F}{\partial s^2} \quad (4.97)$$

pela fórmula de Crank-Nicholson o termo à direita da equação(4.97), é dado por:

$$\begin{aligned} \partial^2 F / \partial s^2 = (1/2) [ & F(n, i, m-1) - 2F(n, i, m) + F(n, i, m+1) + F(n+1, i, m-1) \\ & - 2F(n+1, i, m) + 2F(n+1, i, m+1) ] / \Delta s^2 + O(\Delta s^2). \end{aligned} \quad (4.98)$$

Como  $\partial F / \partial s = 0$ , devido a simetria em  $m = 0$ , os pontos  $m - 1 = m + 1$ , logo, a equação acima se reduz à:

$$\partial^2 F / \partial s^2 = [ F(n, i, 1) - F(n, i, 0) + F(n+1, i, 1) - F(n+1, i, 0) ] / \Delta s^2 + O(\Delta s^2) \quad (4.99)$$

e o termo à esquerda da equação (4.97) é dado por:

$$\partial F / \partial z = [ F(n+1, i, 0) - F(n, i, 0) ] / \Delta s^2 + O(\Delta z^2). \quad (4.100)$$

Substituindo estes dois termos na equação (4.97), após um rearranjo obtém-se a seguinte equação:

$$-3MF(n+1, i, 1) + (1+3M)F(n+1, i, 0) = 3MF(n, i, 1) + (1-3M)F(n, i, 0) \quad (4.101)$$

As equações (4.90), (4.95), (4.96) e (4.101) são arranjadas num sistema de matriz tridiagonal para se obter os perfis de temperatura do sólido e do gás, ao longo do regenerador, de uma forma implícita. Este arranjo será demonstrado no procedimento de integração que será descrito a seguir.

#### 4.2.3.2.1 - Procedimento de Integração

Para o começo da integração são definidas as seguintes condições:

1. Na entrada do regenerador a temperatura do gás é constante, para cada período em particular, ou seja:

$$F_g(n,0) = 1 \quad \text{para o período de aquecimento e} \quad (4.102)$$

$$F_g(n,0) = 0 \quad \text{para o período de resfriamento} \quad (4.103)$$

2. A temperatura normalizada do sólido, no instante inicial, é definida para todo  $L$  (comprimento do regenerador) como:

$$F(0,i,m) = 0 \quad \text{para o primeiro período,} \quad (4.104)$$

e nos períodos sucessivos pelas condições de contorno:

$$F'(0,i,m) = F(\Pi/\Delta z, i, m) \quad \text{escoamento cocorrente} \quad (4.105)$$

$$F'(0,i,m) = F(\Pi/\Delta z, \Lambda/\Delta L - i, m) \quad \text{escoamento contracorrente} \quad (4.106)$$

Portanto, a cada início de período, as temperaturas das partículas (superfície e interior)  $F(0,i,m)$  são conhecidas para todo  $i = 0, 1, 2, \dots, p$  (onde  $p \cdot \Delta L = \Lambda$ ) juntamente com a temperatura do gás de entrada  $F_g(0,0)$ .

As temperaturas do gás a cada início de período, sobre todo comprimento do regenerador, são calculadas resolvendo a equação (4.90) para  $n = -1$  ficando:

$$(2 + \Delta L)F_g(0,i) - \Delta L F(0,i,k) = (2 - \Delta L)F_g(0,i-1) + \Delta L F(0,i-1,k) \quad (4.107)$$

que após um rearranjo é dada por:

$$F_g(0,i) = \left[ (2 - \Delta L) / (2 + \Delta L) \right] F_g(0,i-1) + \left[ \Delta L / (2 + \Delta L) \right] [F(0,i,k) + F(0,i-1,k)] \quad (4.108)$$

onde:

$$i = 1, 2, 3, \dots, p = \Lambda / \Delta L$$

Após o início do período, onde  $n = 1, 2, 3, \dots, \Pi/\Delta z$ , é usada a equação (4.90) na sua forma geral.

As temperaturas do sólido na entrada do regenerador são calculadas usando as equações (4.95), (4.96) e (4.101) na sua forma modificada para  $i = 0$ .

Como em  $i = 0$ ,  $F_g(n+1,i) = F_g(n,i) = \text{constante}$ , pois é a temperatura do gás na entrada, logo a equação (4.95) fica:

$$\begin{aligned}
 & [1 + M(1+u)]F(n+1,0,k) - MF(n+1,0,k-1) = 2MuF_g(n,0) \\
 & + (1-M-Mu)F(n,0,k) + MF(n,0,k-1)
 \end{aligned} \quad (4.109)$$

Para  $m = k - 1$  a 1 a equação (4.96) torna-se:

$$\begin{aligned}
 & -Mv(m)F(n+1,0,m+1) + (1+M)F(n+1,0,m) - Mw(m)F(n+1,0,m-1) = \\
 & Mv(m)F(n,0,m+1) + (1-M)F(n,0,m) + Mw(m)F(n,0,m-1),
 \end{aligned} \quad (4.110)$$

e para  $m = 0$  a equação (4.101) fica na seguinte forma:

$$-3MF(n+1,0,1) + (1+3M)F(n+1,0,0) = 3MF(n,0,1) + (1-3M)F(n,0,0) \quad (4.111)$$

Para  $i = 1$  até  $i = p$ , ou seja, o comprimento do regenerador após a entrada, são utilizadas as equações (4.95), (4.96), e (4.101) nas suas formas gerais.

A seguir as equações serão colocadas na forma de matriz tridiagonal para serem resolvidas, sendo:

$$\begin{aligned}
 n &= \text{pontos para o tempo} & 0 \leq n \leq \Pi/\Delta z \\
 i &= \text{pontos para o comprimento} & 0 \leq i \leq p = \Lambda/\Delta L \\
 m &= \text{interior da partícula} & 0 \leq m \leq k = B/\Delta s
 \end{aligned}$$

Para o início dos períodos ( $z = 0$  ou  $n = -1$ ) calcula-se a temperatura do gás pela equação (4.108).

Os componentes  $Ax(n+1) = B(n)$  que representam as equações simultâneas para  $i = 0$  e  $n \geq 0$ , isto é, as equações (4.109) a (4.111) na forma matricial são:

$$A = \begin{bmatrix} 1+M(1+u) & -M & & \\ -Mv(k-1) & 1+M & -Mw(k-1) & \\ \ddots & \ddots & \ddots & \\ -3M & 1+3M & & \end{bmatrix} \quad (4.A1)$$

$$\mathbf{x}(n+1) = \begin{bmatrix} F(n+1,0,k) \\ F(n+1,0,k-1) \\ F(n+1,0,k-2) \\ \vdots \\ F(n+1,0,0) \end{bmatrix} \quad (4.A2)$$

$$\mathbf{B}(n) = \begin{bmatrix} 2MuF_g(n,0) + (1-M-Mu)F(n,0,k) + MF(n,0,k-1) \\ Mv(k-1)F(n,0,k) + (1-M)F(n,0,k-1) + Mw(k-1)F(n,0,k-2) \\ \vdots \\ 3MF(n,0,1) + (1-3M)F(n,0,0) \end{bmatrix} \quad (4.A3)$$

Os componentes  $\mathbf{Ax}(n+1) = \mathbf{B}(n)$  que representam as equações simultâneas para  $i = 1$  até  $p$  e  $n \geq 0$ , isto é, as equações (4.90), (4.95), (4.96) e (4.101) na forma matricial são:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 2+\Delta L & -\Delta L & & & \\ -Mu & 1+M(1+u) & -M & & \\ & -Mv(k-1) & 1+M & -Mw(k-1) & \\ & \ddots & \ddots & \ddots & \\ & & -3M & 1+3M & \end{bmatrix} \quad (4.B1)$$

$$\mathbf{x}(n+1) = \begin{bmatrix} F_g(n+1,i) \\ F(n+1,i,k) \\ F(n+1,i,k-1) \\ F(n+1,i,k-2) \\ \vdots \\ F(n+1,i,0) \end{bmatrix} \quad (4.B2)$$

$$B(n) = \begin{bmatrix} (2 - \Delta L) F_g(n+1, i-1) + \Delta L F(n+1, i-1, k) \\ Mu F_g(n, i) + (1 - M - Mu) F(n, i, k) + M F(n, i, k-1) \\ Mv(k-1) F(n, i, k) + (1 - M) F(n, i, k-1) + Mw(k-1) F(n, i, k-2) \\ \vdots \\ 3MF(n, i, 1) + (1 - 3M) F(n, i, 0) \end{bmatrix} \quad (4.B3)$$

onde:

$$\begin{aligned} u &= \Delta s(1 + 1/k)Bi & , & & M &= \Delta z/(3 Bi \Delta s^2) \\ v(k) &= (1 + 1/k)/2 & e & & w(k) &= (1 - 1/k)/2 \end{aligned}$$

Este sistema, formado por  $k + 2$  equações algébricas, mostra que para o ponto  $(n+1, i)$  haverão  $k + 2$  temperaturas desconhecidas,  $F_g(n+1, i)$  e  $F(n+1, i, m = 0 \rightarrow k)$ , com a condição que, as temperaturas do gás e das partículas para o ponto  $(n, i)$ , e a temperatura do gás para os pontos  $(n, i)$  e  $(n+1, i-1)$  são conhecidas.

A estabilidade da solução numérica foi testada com o decréscimo dos incrementos, e a precisão de  $1 \times 10^{-3}$  foi garantida comparando-se com as soluções analíticas do modelo de Schumann, para o primeiro período, e do modelo da condução intrapartícula, ambas apresentadas neste trabalho. Os incrementos utilizados foram  $\Delta z \leq 0,1$ ,  $\Delta L \leq 0,5$  e  $\Delta s = 0,2$ .

O equilíbrio cíclico é atingido quando as diferenças de temperaturas de saída do gás no período de resfriamento, após dois ciclos sucessivos, forem menor ou igual a  $1 \times 10^{-4}$ .

### 4.3 - EFICIÊNCIA TÉRMICA

O índice de desempenho para um regenerador de calor é sua eficiência térmica ( $\eta$ ), sendo que sua determinação é baseada na curva da temperatura do gás 'versus' tempo na saída do leito, podendo desta forma serem obtidas as eficiências teórica e experimental. A primeira é obtida a partir da curva calculada pela solução numérica, e a segunda a partir da curva obtida na aquisição de dados experimentais. A comparação entre estas duas eficiências pode ser utilizada para se obter o coeficiente de transferência de calor convectivo, que será explicado em detalhe no capítulo 5.

A eficiência térmica é definida por JAKOB [1957] como:

$$\eta = \frac{Q}{Q_{id}} \quad (4.112)$$

onde:

$Q$  = quantidade de calor realmente transferido no tempo  $t$

$Q_{id}$  = quantidade ideal de calor que seria trocado no tempo  $t$ , se a temperatura do gás frio na saída aumentasse até o valor da temperatura de entrada do gás quente.

Em um regenerador de calor não adiabático (BACLIC [1988] e DUDOKOVIC E RAMACHANDRAN [1985]) a quantidade de calor ( $Q$ ), no período de aquecimento, é determinada pelo calor liberado pelo gás quente menos o calor perdido pelas vizinhanças durante o escoamento deste gás, ou seja:

$$Q_a = (m_g c_g)_a \int_0^t [T_{g,a,1} - T_{g,a,2}(t)] dt - (hP)_a A_e (\bar{T}_{s,a,e} - T_\infty) \quad (4.113)$$

onde:

$m_g$  = vazão mássica do gás

$c_g$  = calor específico médio do gás

$T$  = temperatura

— = média no tempo e espaço

$t$  = tempo

subscritos  $\Rightarrow g$  = gás,  $a$  = aquecimento,  $r$  = resfriamento, 1 = entrada, 2 = saída,  $s$  = superfície,  $e$  = parede externa do regenerador e  $\infty$  = vizinhanças

No período de resfriamento, a quantidade de calor ( $Q$ ) é determinada pelo calor recebido pelo gás frio adicionado ao calor perdido pelas vizinhanças durante o escoamento do gás, isto é:

$$Q_r = (m_g c_g)_r \int_0^t [T_{g,r,2}(t) - T_{g,r,1}] dt + (hP)_r A_e (\bar{T}_{s,r,e} - T_\infty) \quad (4.114)$$

No equilíbrio cíclico temos que:  $Q_a = Q_r$ .

No regenerador adiabático o segundo termo das equações (4.113) e (4.114) é nulo porque não ocorre perdas de calor com as vizinhanças, e temos também, que o calor médio entre os dois períodos, no equilíbrio cíclico, é igual ao calor médio não adiabático se:

$$(hP)_a A_e (\bar{T}_{s,a,e} - T_\infty) = (hP)_r A_e (\bar{T}_{s,r,e} - T_\infty) \quad (4.115)$$

que é uma boa aproximação quando o regenerador está sendo operado na faixa de períodos de maior eficiência, onde haverá uma maior troca térmica com o recheio, e quando:

$$\bar{T}_{s,a,e} \cong \bar{T}_{s,r,e} \quad (4.116)$$

Portanto:

$$\bar{Q}|_{na} = \left( \frac{Q_a + Q_r}{2} \right)_{na} \cong \bar{Q}|_{ad} = \left( \frac{Q_a + Q_r}{2} \right)_{ad} \quad (4.117)$$

onde os subscritos:  $ad$  = adiabático e  $na$  = não adiabático

A máxima transferência de calor será obtida se a temperatura do gás quente durante o tempo  $t$  for reduzida à temperatura do sólido no instante inicial,  $T_{s,i}$ , a qual, se a operação for ideal, é igual a temperatura de entrada do gás frio,  $T_{g,r,1}$ , portanto:

$$Q_{id} = (m_g c_g)_a (T_{g,a,1} - T_{g,r,1}) P \quad (4.118)$$

Considerando-se que as propriedades físicas são médias e independentes da temperatura, e que a vazão mássica e a temperatura de entrada são constantes, logo, para um regenerador adiabático, a eficiência térmica no período de aquecimento é:

$$\eta_a = \frac{Q_a}{Q_{id}} = \frac{1}{P} \cdot \frac{\int_0^P [T_{g,a,1} - T_{g,a,2}(t)] dt}{T_{g,a,1} - T_{g,r,1}} \quad (4.119)$$

Analogamente, define-se a eficiência térmica para o período de resfriamento, baseada na temperatura de saída do gás frio, como:

$$\eta_r = \frac{Q_r}{Q_{id}} = \frac{1}{P} \cdot \frac{\int_0^P [T_{g,r,2}(t) - T_{g,r,1}] dt}{T_{g,a,1} - T_{g,r,1}} \quad (4.120)$$

A eficiência térmica média para um regenerador adiabático é dada por:

$$\eta_m|_{ad} = \left( \frac{\eta_a + \eta_r}{2} \right)_{ad} = \eta_a = \eta_r \quad (4.121)$$

Pela equação (4.117) temos que para um regenerador não adiabático, vale a seguinte relação:

$$\eta_m|_{na} = \left( \frac{\eta_a + \eta_r}{2} \right)_{na} \cong \eta_m|_{ad} \quad (4.122)$$

A equação (4.122) mostra uma relação para se obter o coeficiente de transferência de calor convectivo, pois o mesmo pode ser encontrado através da comparação entre as eficiências obtidas experimentalmente, com as eficiências teóricas obtidas através da solução de uma modelagem matemática para regeneradores adiabáticos.

A equação (4.119) é adimensionalizada somando e subtraindo  $T_{s,i}$  no numerador, substituindo as temperaturas análogas  $T_{g,r,1} = T_{s,i}$  no denominador e com as substituições (4.28), (4.72) e (4.87), resultando que:

$$\eta_a = \frac{1}{\Pi} \cdot \int_0^\Pi [F_{g,a,1} - F_{g,a,2}(z)] dz \quad (4.123)$$

Como  $F_{g,a,1} = 1$  no período de aquecimento, então:

$$\eta_a = \frac{1}{\Pi} \cdot \int_0^\Pi [1 - F_{g,a,2}(z)] dz \quad (4.124)$$



A equação (4.120), para o período de resfriamento, é adimensionalizada analogamente a equação anterior, ficando:

$$\eta_r = \frac{1}{\Pi} \cdot \int_0^{\Pi} F_{g,r,2}(z) dz \quad (4.125)$$

sendo  $0 \leq \eta \leq 1$  para qualquer período.

Como mencionado anteriormente, no capítulo 2, ILIFFE [1948] determinou a partir das equações de Schumann e da analogia entre regeneradores e recuperadores de calor, a eficiência para regeneradores balanceados quando o período reduzido ( $\Pi$ ) é zero. Sua equação final é a seguinte:

$$\eta|_{\Pi=0} = \frac{1}{1 + 1/\Lambda_a + 1/\Lambda_r} \quad (4.126)$$

Neste caso a armazenagem de calor é restrita a uma camada infinitamente fina, que entra em contato com os dois gases. Portanto a equação (4.126) pode ser utilizada independente do número de Biot, sendo a única restrição que o regenerador deve ser balanceado, isto é  $\Pi_a/\Lambda_a = \Pi_r/\Lambda_r$ .

#### 4.3.1 - Procedimento de Integração para a Eficiência

As equações (4.124) e (4.125), podem ser resolvidas pela regra trapezoidal ou pela regra de Simpson, ambas extendidas (CARNAHAN[1969]).

A eficiência no período de aquecimento resolvida pela regra trapezoidal é dada por:

$$\eta_a = \frac{\Delta z}{2\Pi} \left[ 2 - F_{g,a,2}(0) - F_{g,a,2}(\Pi/\Delta z) \right] + \frac{\Delta z}{\Pi} \sum_{n=1}^{\Pi/\Delta z - 1} \left[ 1 - F_{g,a,2}(n) \right] \quad (4.127)$$

onde:

$$\Delta z = z(n) - z(n-1) \leq 0.1 \text{ (incremento do tempo adimensional)}$$

$$n = 0, 1, 2, 3, \dots, \Pi/\Delta z$$

A equação (4.125), eficiência no período de resfriamento, é resolvida analogamente a equação anterior, ficando:

$$\eta_r = \frac{\Delta z}{2\Pi} \left[ F_{g,r,2}(0) - F_{g,r,2}(\Pi/\Delta z) \right] + \frac{\Delta z}{\Pi} \sum_{n=1}^{\Pi/\Delta z-1} F_{g,r,2}(n) \quad (4.128)$$

As eficiências resolvidas pela regra de Simpson necessitam de um ponto intermediário ( $n$ ), a qual pode ser encontrado por interpolação "Spline" (PRESS et al [1988]). As eficiências são dadas pelas seguintes equações:

$$\eta_a = \frac{\Delta z}{3\Pi} \sum_{\substack{n=1 \\ \Delta n=2}}^q \frac{1}{z(n+1)} \left[ 6 - F_{g,a,2}(n-1) - 4F_{g,a,2}(n) - F_{g,a,2}(n+1) \right] \quad (4.129)$$

$$\eta_r = \frac{\Delta z}{3\Pi} \sum_{\substack{n=1 \\ \Delta n=2}}^q \frac{1}{z(n+1)} \left[ F_{g,r,2}(n-1) + 4F_{g,r,2}(n) + F_{g,r,2}(n+1) \right] \quad (4.130)$$

onde:

$$n = 1, 3, 5, \dots, \Pi/\Delta z$$

$$\Delta z = z(n) - z(n-1)$$

$$q = 2(\Pi/\Delta z)$$

Neste trabalho, os valores teóricos das eficiências foram calculados pela regra trapezoidal, com  $\Delta z \leq 0,1$ . E as eficiências obtidas a partir de dados experimentais foram calculadas usando a regra de Simpson, juntamente com a interpolação "Spline", pois este método é mais preciso com incrementos  $\Delta z \geq 0,1$ .

## **CAPÍTULO 5**

### **COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR**

## 5.1 - INTRODUÇÃO

A obtenção do coeficiente de transferência de calor convectivo no equilíbrio cíclico é muito importante para projeto de regeneradores de calor. Em épocas anteriores ao surgimento do computador digital, os regeneradores eram projetados por métodos aproximados considerando o coeficiente de transferência de calor global. Porém com os avanços da informática, estes conceitos foram mudados levando em consideração o mecanismo de transferência convectiva, os ciclos de tempo, a capacidade calorífica e os efeitos de condução.

Neste capítulo serão apresentadas duas novas formas de obtenção do coeficiente de transferência de calor convectivo, considerando dados experimentais no equilíbrio cíclico e a modelagem matemática do modelo da condução intrapartícula, apresentada no capítulo anterior. Na primeira forma de obtenção do coeficiente, é utilizado o método da bisseção para minimizar a diferença entre a eficiência experimental média e a eficiência teórica. E na segunda é utilizado o mesmo método iterativo, porém minimizando a diferença média entre as curvas experimental e teórica, da temperatura do sólido 'versus' tempo, na saída do regenerador.

Também serão apresentadas a análise dimensional e a forma da equação que será utilizada para correlacionar o coeficiente de transferência de calor convectivo.

## 5.2 - MINIMIZAÇÃO DA DIFERENÇA DAS EFICIÊNCIAS MÉDIAS

Este método consiste em utilizar as propriedades físicas, e a variação da temperatura experimental do gás com o tempo, na entrada e na saída do regenerador. Com estes valores efetua-se os cálculos das eficiências no aquecimento e resfriamento quando a operação atinge o equilíbrio cíclico, utilizando-se para isto as equações (4.124) e (4.125). A partir destes resultados, calcula-se a eficiência experimental média, pela equação (4.122).

Para o cálculo teórico da variação da temperatura do gás com o tempo, na saída do leito, é atribuído um valor ao coeficiente de transferência de calor convectivo, o qual será utilizado na solução numérica do modelo da condução intrapartícula adiabático, apresentada em detalhe no capítulo 4. A partir destes resultados obtém-se um valor da eficiência teórica média, equação (4.124) ou (4.125), a qual vai ser comparada com a eficiência experimental média já calculada. Caso não haja um resultado satisfatório, é tentado um novo valor de  $h$ .

O método foi criado devido a aproximação apresentada pela equação (4.122), onde as eficiências médias de regeneradores não adiabático e adiabático são aproximadamente

iguais. Esta relação é uma consequência que foi gerada pela igualdade da equação (4.115).

Este método apresentou excelentes resultados, principalmente quando o regenerador opera na região de maior eficiência, ou seja, onde ocorre maior transferência de calor com o recheio.

O algoritmo é apresentado nas figuras 5.1 a 5.3, e o programa completo no apêndice G, compreendendo as seguintes etapas:

1. Entrada de dados:

a. Entrar com o nome do arquivo "*arq*" que foi criado com os dados experimentais nos períodos de aquecimento e resfriamento, quando estes atingem o equilíbrio cíclico. Nas tabelas 5.1 e 5.2, são apresentados dois dos arquivos criado para o recheio de esferas de vidro, de 0,0153m de diâmetro, um para escoamento contracorrente e outro para escoamento unidirecional, respectivamente.

**Tabela 5.1**

Arquivo para escoamento contracorrente

60.	1.008	240.					
0.	62.	49.	45.	42.	42.	37.	40.
60.	66.	58.	51.	48.	46.	40.	43.
120.	67.	62.	55.	53.	50.	44.	46.
180.	68.	64.	58.	56.	54.	47.	50.
240.	68.	65.	60.	59.	56.	50.	52.
0.	59.	62.	58.	56.	52.	46.	37.
60.	55.	58.	54.	50.	46.	39.	36.
120.	52.	54.	50.	46.	43.	37.	35.
180.	49.	50.	47.	43.	40.	36.	35.
240.	46.	48.	44.	41.	38.	35.	35.

**Tabela 5.2**

Arquivo para escoamento unidirecional

60.	1.017	240.					
0.	61.	46.	45.	45.	46.	48.	48.
60.	66.	56.	50.	49.	48.	48.	48.
120.	67.	60.	54.	53.	51.	49.	50.
180.	67.	62.	57.	56.	54.	50.	52.
240.	68.	64.	60.	58.	56.	52.	53.
0.	42.	55.	57.	56.	55.	52.	53.
60.	40.	47.	52.	53.	53.	52.	52.
120.	40.	44.	48.	49.	50.	51.	51.
180.	40.	42.	46.	47.	48.	50.	49.
240.	40.	41.	44.	45.	46.	49.	48.

Nos arquivos apresentados nas tabelas 5.1 e 5.2, os três valores da primeira linha correspondem ao intervalo de amostragem ( $am$  [s]), ao fluxo mássico ( $G$  [Kg/m<sup>2</sup>s]) e ao período ( $P$  [s]). As linhas 2 a 6 correspondem ao período de aquecimento, com a coluna 1 para o tempo [s], a coluna 2 para a temperatura de entrada do gás [°C], a coluna 3 a 7 para as temperaturas ao longo do regenerador, conforme as posições da figura 3.1, e a coluna 8 a temperatura do gás na saída do regenerador. As linhas 7 a 11 correspondem ao período de resfriamento, sendo que no escoamento unidirecional, as colunas correspondentes são as mesmas do período de aquecimento, porém para o escoamento contracorrente, ocorre uma inversão das colunas referente às temperaturas, ou seja, a coluna 8 corresponde a temperatura do gás na entrada, as colunas 7 a 3 as temperaturas ao longo do regenerador, e a coluna 2 a temperatura do gás na saída. Esta inversão ocorre devido ao fato do gás frio escoar em direção oposta ao gás quente.

b. Entrar com o nome do arquivo "arq1", que será utilizado para arquivar os dados de saída.

c. Entrar com os valores de Biot máximo ( $x1$ ) e Biot mínimo ( $x2$ ), com os valores de  $esc = 1$  para escoamento contracorrente ou  $esc = 2$  para escoamento unidirecional, e com o tipo de material ( $mt$ : 1-vidro  $d_p = 0.0153m$ , 2-vidro  $d_p = 0.0038m$ , 3-aço, 4-chumbo).

2. Atribuir os valores das medidas geométricas do regenerador e recheio, e das propriedades físicas do gás e de cada material.

3. Abrir o arquivo "arq" dos dados experimentais para atribuir os valores de:

$am$  = intervalo de amostragem [s]

$G$  = fluxo mássico [Kg/m<sup>2</sup>s]

$P$  = período [s]

$te[i]$  = tempo [s]

$T1[i]$  a  $T7[i]$  temperaturas medidas pelos termopares [°C]

A atribuição destes valores é feita pela leitura do arquivo "arq", exemplificado nas tabelas 5.1 e 5.2. A leitura é feita primeiramente para a 1.<sup>a</sup> linha, referente ao intervalo de amostragem, fluxo mássico e o período, e depois para o tempo e temperatura no período de aquecimento, através de um laço com o número de linhas, e finalmente para o período de resfriamento também através de um laço com o número de linhas. Em seguida o arquivo "arq" é fechado.

4. Calcular a temperatura do gás na entrada do regenerador, no período de aquecimento, utilizando a média dos pontos experimentais dada pela seguinte equação:

$$T_{g,1} = \frac{1}{(P/am)} \sum_{i=1}^{P/am} T_{g,1,e}[i] \quad (5.1)$$

onde:

$T_{g,1,e}[i] = T1[i]$  para o período de aquecimento, pelas tabelas: 5.1  $T_{g,1} = 67,25^{\circ}\text{C}$ ,  
e 5.2  $T_{g,1} = 67^{\circ}\text{C}$ .

Calcular a temperatura do sólido no instante inicial (= temperatura de entrada do gás frio), também utilizando a média dos pontos experimentais dada pela seguinte equação:

$$T_{s,i} = \frac{1}{(P/am)} \sum_{i=1}^{P/am} T_{s,i,e}[i] \quad (5.2)$$

onde:

$T_{s,i,e}[i] = T1[i]$  para o período de resfriamento, em escoamento unidirecional ou  
 $T_{s,i,e}[i] = T7[i]$  para o período de resfriamento, em escoamento contracorrente  
 pelas tabelas: 5.1  $T_{s,i} = 35,25^{\circ}\text{C}$  e 5.2  $T_{s,i} = 40^{\circ}\text{C}$

5. Calcular as temperaturas experimentais do gás, na saída do regenerador, na forma adimensionalizada. Para o aquecimento temos:

$$F_{g,a,2}[i] = \frac{T7[i] - T_{s,i}}{T_{g,1} - T_{s,i}} \quad (5.3)$$

e para o resfriamento são dadas pelas equações:

$$F_{g,r,2}[i] = \frac{T1[i] - T_{s,i}}{T_{g,1} - T_{s,i}}, \quad \text{para escoamento contracorrente e} \quad (5.4)$$

$$F_{g,r,2}[i] = \frac{T7[i] - T_{s,i}}{T_{g,1} - T_{s,i}}, \quad \text{para escoamento unidirecional} \quad (5.5)$$

6. Através das funções spline( ) e splint( ) (PRESS et al [1988]) interpolar um ponto intermediário entre dois pontos experimentais.

7. Calcular as eficiências no aquecimento ( $E_a$ ) pela equação (4.124), e no resfriamento ( $E_r$ ) pela equação (4.125), com os dados experimentais e os valores interpolados, utilizando-se para isto a regra de Simpson, representada pelas equações (4.129) e (4.130). Calcular a eficiência média experimental  $E_m$  por:

$$E_m = (E_a + E_r) / 2 \quad (5.6)$$

8. Calcular o valor do número de Biot ( $Bi$ ) utilizando o método iterativo da bisseção (PRESS et al [1988]), cujo algoritmo se encontra na figura 5.2. Através deste método é possível encontrar uma raiz ( $x_{mid} = Bi$ ) num intervalo  $[x1, x2]$  tal que  $f(x1) \cdot f(x2) \leq 0$ .



O método iterativo da bisseção corresponde a função  $rtbis(x1,x2,E_m)$ , onde os valores dos argumentos de entrada são  $x1$ ,  $x2$ ,  $E_m$ . Nesta função, a eficiência teórica é subtraída da eficiência experimental média, formando as funções  $f(x2)$  e  $f(x1)$  ou  $fmid1$  e  $f1$ , respectivamente. Se o produto destas funções for menor ou igual a zero, haverá um zero no intervalo  $[f(x1),f(x2)]$ , e será feita a iteração até encontrar a raiz ( $xmid = Bi$ ) no intervalo  $[x1,x2]$ .

O valor da eficiência teórica ( $E_t$ ) é calculado pela função  $cintra(Bi)$ , cujo algoritmo é apresentado em detalhe na figura 5.3. Todas as equações e matrizes presentes nesta função são apresentadas no capítulo 4. Como o método numérico utilizado na função  $cintra()$  é implícito, as equações são arranjadas num sistema de matriz tridiagonal, calculadas pela função  $tridag(pt,ut,a,b,c,d)$ , segundo CARNAHAN [1969], onde  $pt$ ,  $ut$ ,  $a$ ,  $b$ ,  $c$  e  $d$  são argumentos de entrada citados no algoritmo da figura 5.3.

A convergência deste método iterativo ( $rtbis()$ ), se dará quando a diferença entre dois valores de Biot seguidos ( $dx$ ), for menor ou igual a  $10^{-4}$ , ou quando a diferença entre a eficiência teórica  $E_t$  e a eficiência experimental média  $E_m$ , for menor ou igual a  $10^{-4}$ . O valor da raiz será  $xmid$ , que é o valor do número de Biot procurado. Após a convergência, é aberto um arquivo "arq1", para arquivar os valores de saída, como mostrado na tabela 5.3. Em seguida, ocorre um retorno da função  $rtbis()$  ao programa principal, e consequentemente o término do mesmo.

**Tabela 5.3**

Arquivo de saída

AÇO	dp = 0.00635		
G = 1.000	dz = 0.098	dL = 0.496	P = 360.0
$\Lambda = 11.908$	$\Pi = 10.586$	$\Pi/\Lambda = 0.889$	
Ea = 0.856	Er = 0,703	Em = 0.780	
Et = 0.780	Bi = 0.006854	h = 112.247	
Tg,1= 66.5	Ts,i = 36.0		

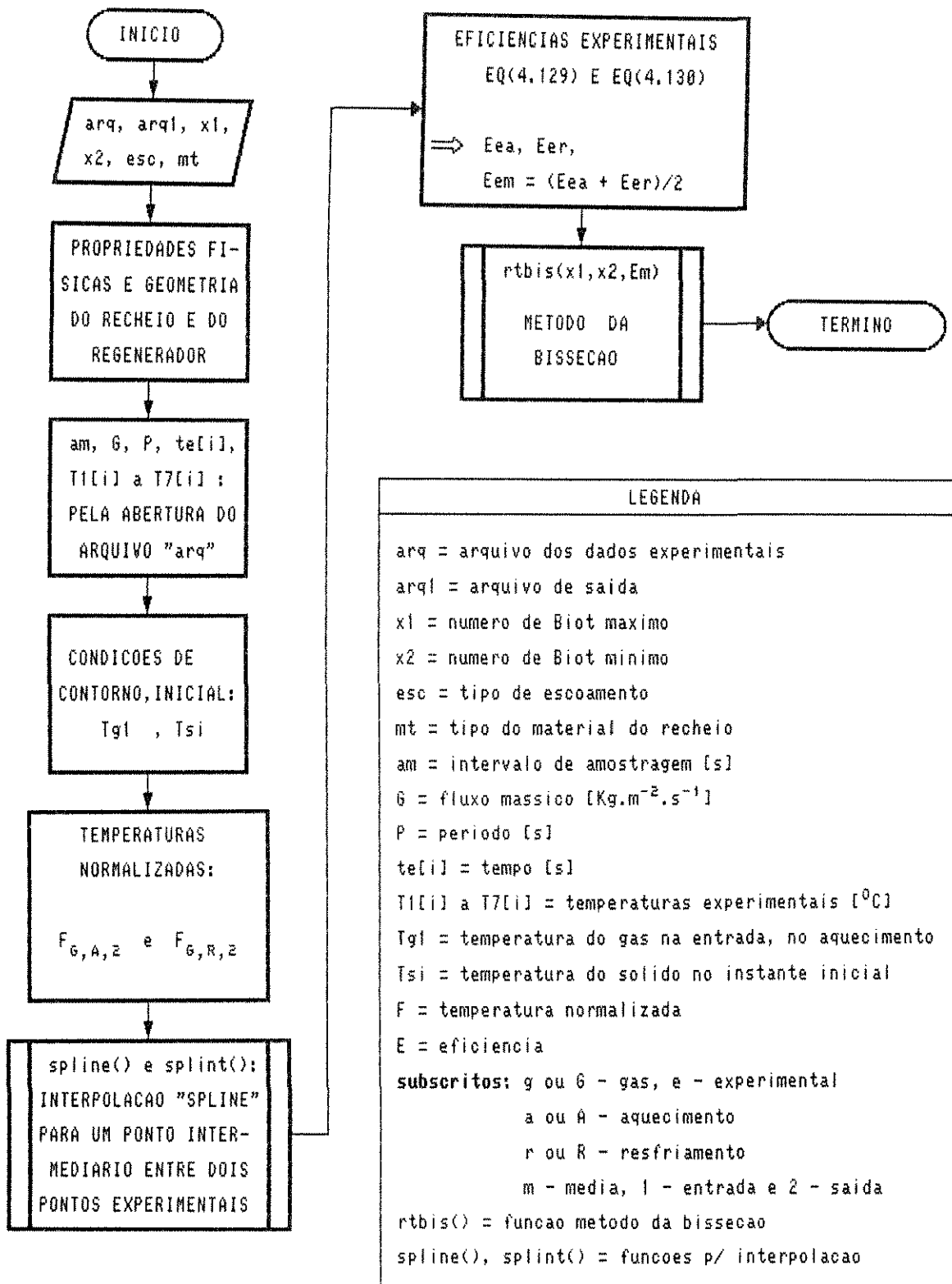


Figura 5.1 - Fluxograma principal

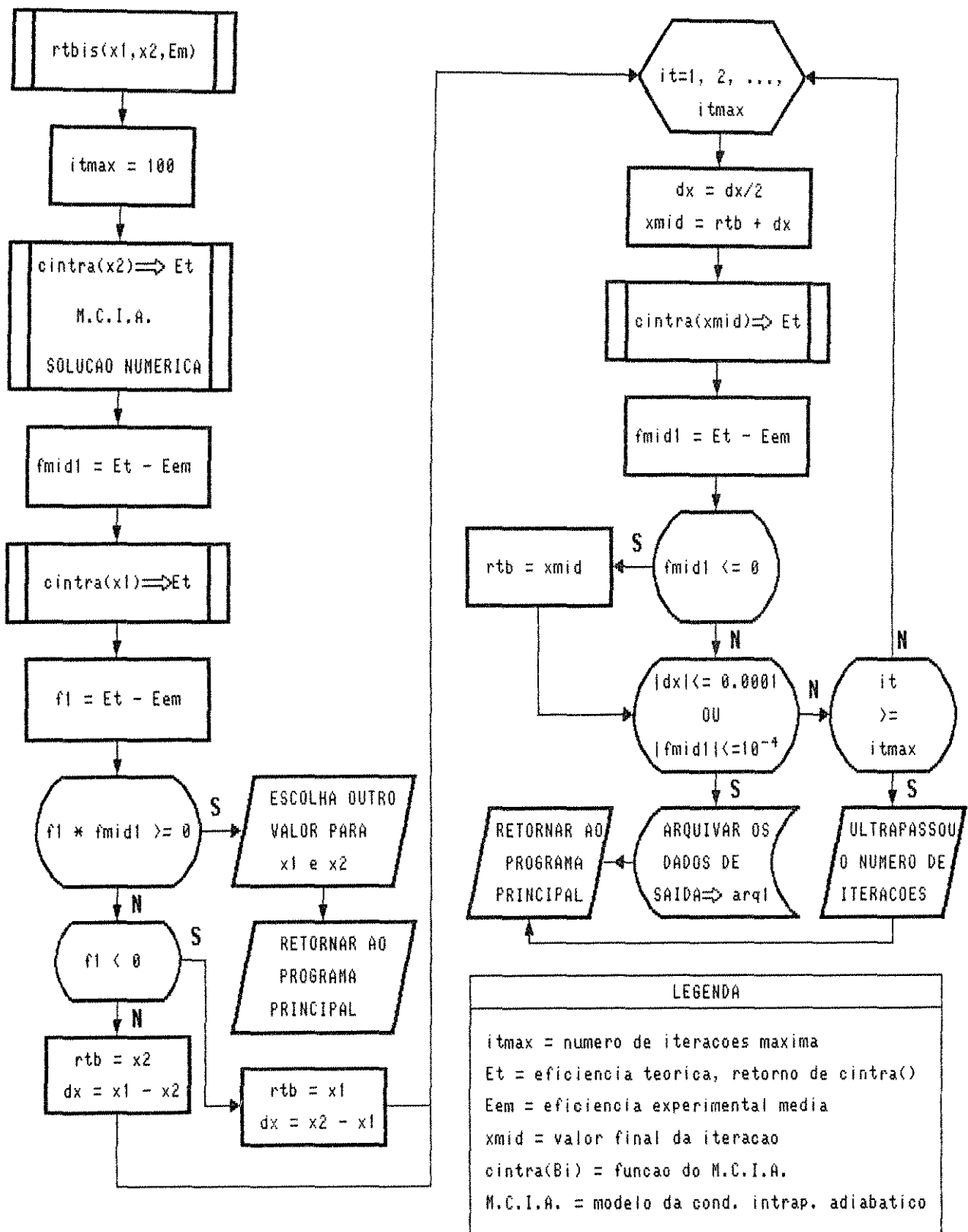


Figura 5.2 - Fluxograma para a função do método da bisseção

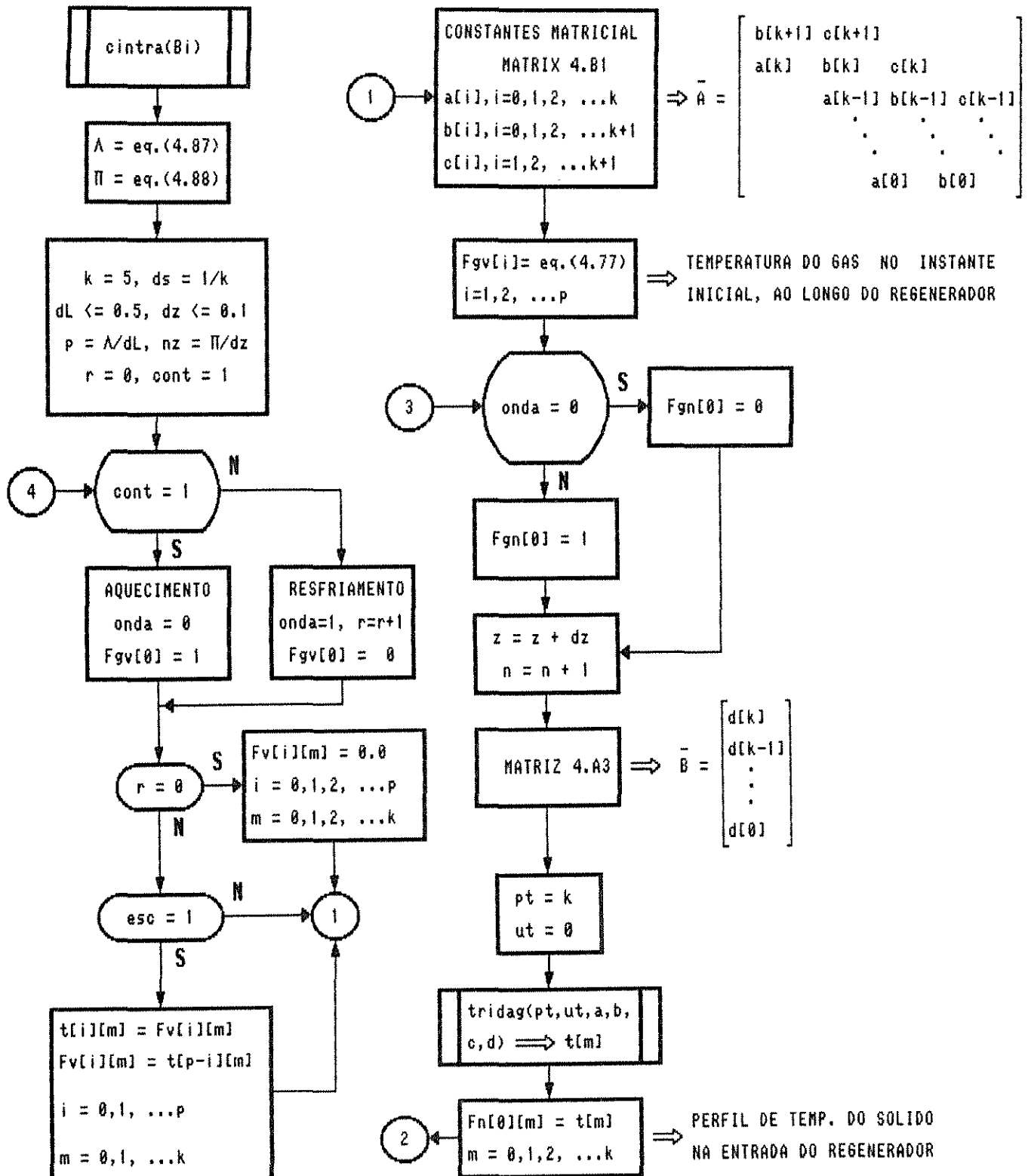
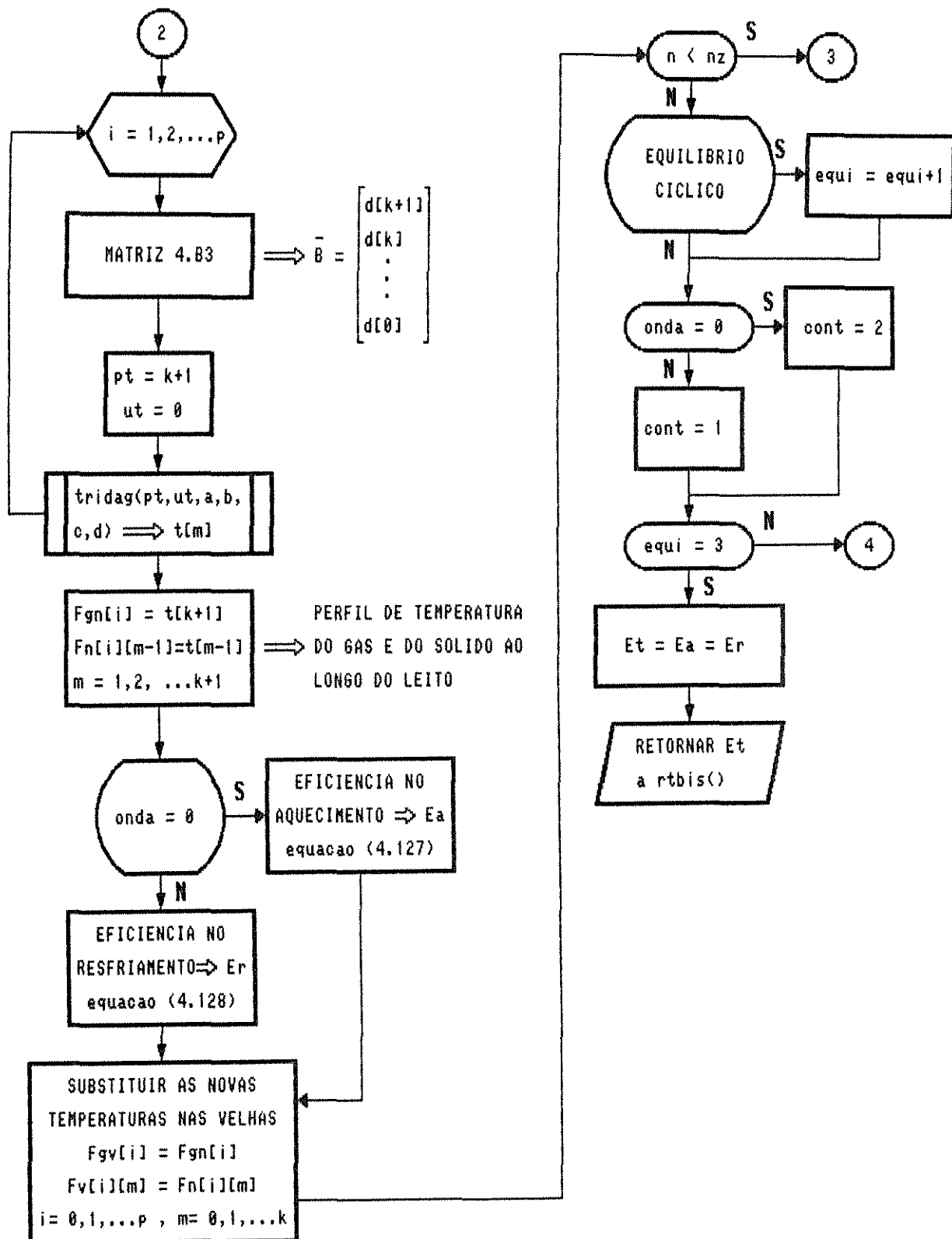


Figura 5.3 -Fluxograma para a função do modelo da condução intrapartícula adiabático.



continuação da figura 5.3

LEGENDA
k = numero de pontos no interior da particula
ds = incremento no interior da particula
dL, dz = incrementos do comprimento e tempo (adim.)
$\Lambda$ = comprimento reduzido
$\Pi$ = periodo reduzido
p = numero de pontos p/ o comprimento
nz = numero de pontos p/ o periodo
r = 0 $\Rightarrow$ inicio do periodo do 1. <sup>o</sup> aquecimento
cont = 1 e onda = 0 $\Rightarrow$ aquecimento
cont = 2 e onda = 1 $\Rightarrow$ resfriamento
Fgv[i] = temperatura normalizada do gas (velha)
Fv[i][m] = temperatura normalizada do solido (velha)
esc = 1 $\Rightarrow$ contracorrente, esc = 2 $\Rightarrow$ unidirecional
Fgn[i] = temperatura normalizada do gas (nova)
Fn[i] = temperatura normalizada do solido (nova)
n = numero de pontos que varia com o tempo
tridag(pt,ut,a,b,c,d) = funcao que resolve sistema de equacoes tridiagonal com argumentos: pt = primeira linha, ut = ultima linha, a,b,c, e d coeficientes da matriz tridiagonal (capitulo 4)
t[m] = valor de retorno da funcao tridag()

continuação da figura 5.3

### 5.3 - MINIMIZAÇÃO DA DIFERENÇA MÉDIA ENTRE AS TEMPERATURAS DO SÓLIDO

Este método consiste em utilizar as propriedades físicas, a temperatura experimental do gás na entrada e na saída do leito, e a temperatura experimental do sólido variando com o tempo, na região de saída do regenerador, quando a operação atinge o equilíbrio cíclico. Primeiramente calcula-se a temperatura do sólido variando com o tempo, pelas equações (4.65) e (4.68), utilizando-se para isto a temperatura experimental do gás na saída, e um valor atribuído ao coeficiente de transferência de calor convectivo ( $h$ ). Em seguida, as curvas de temperatura do sólido, experimental e teórica, são comparadas através da seguinte equação:

$$R = \frac{1}{P/am} \sum_{i=1}^{P/am} (T_{2,e} - T_{2,t}) \quad (5.7)$$

onde:

$P$  = período

$am$  = intervalo de amostragem

$T_{2,e}$  = temperatura do sólido na saída, experimental (termopar no centro da esfera)

$T_{2,t}$  = temperatura do sólido na saída, teórica

Para haver uma boa concordância entre as duas curvas, é considerado que o valor absoluto de  $R$ , seja menor ou igual a 0,001. Caso isto não ocorra é tentado um novo valor para  $h$ .

A temperatura do sólido teórica foi calculada para o centro da partícula e para os raios adimensionais  $s = 0,5$  e  $s = 1$  (superfície), obtendo-se desta forma três valores distintos de  $h$ . Faz-se uma comparação entre os mesmos, bem como com os valores obtidos por outros métodos.

Este método iterativo é feito em duas etapas. Primeiramente para o período de aquecimento, obtendo-se desta forma um coeficiente para este período ( $h_a$ ), e depois para o período de resfriamento, obtendo-se um segundo coeficiente ( $h_r$ ). O valor do coeficiente de transferência de calor convectivo final, é dado pela média aritmética entre estes dois valores, pois os períodos de aquecimento e resfriamento são iguais.

Este método foi utilizado para o recheio de esferas de vidro de maior diâmetro ( $d_p = 0,0153\text{m}$ ), onde os termopares foram introduzidos no centro das esferas.

O algoritmo é apresentado nas figuras 5.4 a 5.7, e o programa completo no apêndice H, compreendendo as seguintes etapas:

1. As etapas 1 a 4 do algoritmo da figura 5.1, apresentado anteriormente neste capítulo, é repetida para o algoritmo da figura 5.4 diferindo nas seguintes variáveis:

- "per", a qual se atribue o valor 1 ou 2, para a minimização das diferenças de temperatura do sólido, no aquecimento ou resfriamento, respectivamente.
- "pon", a qual se atribue o valor 1, 2 ou 3 para a iteração entre a temperatura experimental e a teórica calculada para os raios adimensionais  $s = 0$ ,  $s = 0,5$  ou  $s = 1$ , respectivamente.

2. Calcular as temperaturas adimensionalizadas do gás na saída do regenerador. No período de aquecimento, para a operação contracorrente ou unidirecional, estas são dadas pela equação:

$$\theta_{g,a,2}[i] = \frac{T7[i] - T6[0]}{T_{g,1} - T_{s,i}} \quad (5.8)$$

e para o resfriamento por:

$$\theta_{g,r,2}[i] = \frac{T1[i] - T2[0]}{T_{g,1} - T_{s,i}} \quad \text{para escoamento contracorrente e} \quad (5.9)$$

$$\theta_{g,r,2}[i] = \frac{T7[i] - T6[0]}{T_{g,1} - T_{s,i}} \quad \text{para escoamento unidirecional,} \quad (5.10)$$

onde:

$T2[0]$ ,  $T6[0]$  = temperatura do sólido no início do período, na saída do regenerador, para os referidos tipos de escoamento.

$T1[i]$ ,  $T7[i]$  = temperatura do gás variando com o tempo, na saída do regenerador, para os referidos tipos de escoamento.

Pela tabela 5.1, a temperatura do sólido no instante inicial na saída é  $T6[0] = 37^\circ\text{C}$  para o período de aquecimento e  $T2[0] = 62^\circ\text{C}$  para o período de resfriamento. E pela tabela 5.2, no aquecimento e resfriamento temos  $T6[0] = 48^\circ\text{C}$  e  $T6[0] = 52^\circ\text{C}$ , respectivamente.



3. Calcular o valor do número de Biot ( $Bi$ ) através da função  $rtbis()$ , método da bisseção, a qual foi comentada na oitava etapa do algoritmo da figura 5.1, apresentado anteriormente neste capítulo. Porém, neste caso, os valores de entrada da função são:  $x1$  (número de Biot máximo) e  $x2$  (número de Biot mínimo).

A função  $rtbis()$  para este segundo método (figura 5.5), utiliza a função  $intra(Bi)$ , cujos valores iniciais de entrada são primeiramente  $x1$ , e a seguir  $x2$ . O retorno de  $intra()$  é o valor gerado pela equação (5.7). Esses valores de retorno são atribuídos a  $fmid1$  e  $f1$ . Se o produto  $fmid1$  por  $f1$  for menor ou igual a zero, haverá um zero no intervalo  $[fmid1, f1]$ , e será feita a iteração até encontrar a raiz  $xmid$ ,  $Bi$  procurado, no intervalo  $[x1, x2]$ .

A função  $intra()$  (figura 5.6), que faz parte de  $rtbis()$ , compreende as seguintes etapas principais:

- a. Reduzir o incremento de tempo inicial adimensional  $dzo$  ( $\equiv am$ ) até que seja menor ou igual a 0,1.
- b. Se o período escolhido para fazer a minimização for de aquecimento, a variável  $per$  é igual a 1, então faz-se uma interpolação "spline", através das funções  $spline()$  e  $splint()$ , para  $ni-1$  intervalos entre dois pontos experimentais, para a temperatura do gás no período de aquecimento. Se o período escolhido for de resfriamento, então  $per = 2$ , e a interpolação é feita para a temperatura do gás no período de resfriamento.

Os valores da temperatura do gás, experimental e interpolado, são utilizados como primeiro argumento para a função  $mcintra(Fg, z, tso, Bi, np)$ , a qual calcula a temperatura da superfície teórica, através da equação (4.65), e no interior da partícula pela equação (4.68), truncada no terceiro termo. Os outros argumentos são: tempo adimensional, temperatura do sólido no início do período, número de Biot, e número de pontos para o tempo. A função  $mcintra()$  é apresentada em detalhe no fluxograma da figura 5.7. Nesta função a temperatura da partícula teórica é retornada a função  $intra(Bi)$  calculada para os seguintes pontos no interior da partícula:

- em  $s = 0$  se a variável  $pon$  escolhida no início do programa principal for 1,
  - em  $s = 0,5$  se  $pon = 2$ , e
  - em  $s = 1$  se  $pon = 3$ .
- c. A seguir, na função  $intra(Bi)$ , é resolvida a equação (5.7) e o valor é retornado à função  $rtbis()$ .

A convergência do método iterativo se dará quando  $|R| \leq 0,001$ , ou quando a diferença entre dois valores de Biot seguidos ( $dx$ ), for menor ou igual a 0,0001. O valor da raiz será  $x_{mid}$ , que é o valor de Biot procurado.

Após a convergência, é aberto o arquivo "arq1" para arquivar os valores de saída, como mostrado nas tabelas 5.4 e 5.5.

**Tabela 5.4**

Arquivo de saída para o aquecimento

AQUECIMENTO	VIDRO,	$dp = 0.0153 \text{ m}$	COMPUTADOR
$G = 0.524$	$P = 420.$	$dz = 0.0827$	
$\Lambda = 9.034$	$\Pi = 9.272$	$\Lambda/\Pi = 1.026$	
$Bi = 0.851$	$h = 117.886$	$T_{si} = 32.961$	$T_{g1} = 59.746$

**Tabela 5.5**

Arquivo de saída para o resfriamento

RESFRIAMENTO	VIDRO,	$dp = 0.0153 \text{ m}$	COMPUTADOR
$G = 0.524$	$P = 420.$	$dz = 0.0892$	
$\Lambda = 4.866$	$\Pi = 4.994$	$\Lambda/\Pi = 1.026$	
$Bi = 0.458$	$h = 63.496$	$T_{si} = 32.961$	$T_{g1} = 59.746$

As tabelas 5.4 e 5.5, apresentam dois exemplos dos valores de saída, quando a minimização é feita entre a temperatura da superfície teórica e a temperatura do sólido experimental, no período de aquecimento e no período de resfriamento, respectivamente. Nestas tabelas são apresentados os dois valores de coeficientes de transferência de calor obtidos: para o aquecimento  $h = 117,886 \text{ W/m}^2\text{K}$ , e para o resfriamento  $h = 63,496 \text{ W/m}^2\text{K}$ , o valor final será a média entre eles, ou seja,  $h = 90,691 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

Em seguida ocorre um retorno ao programa principal e o término do mesmo.

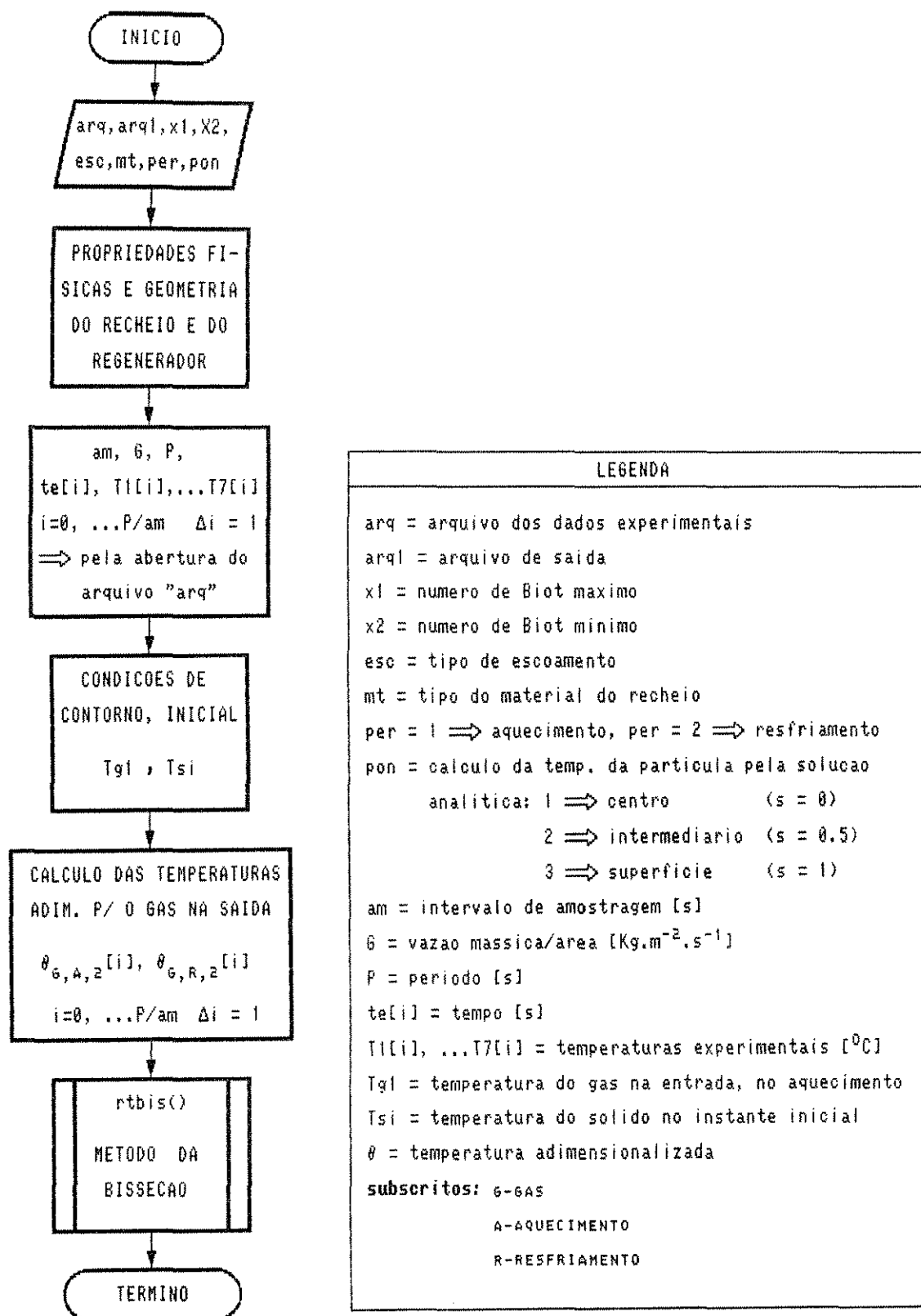
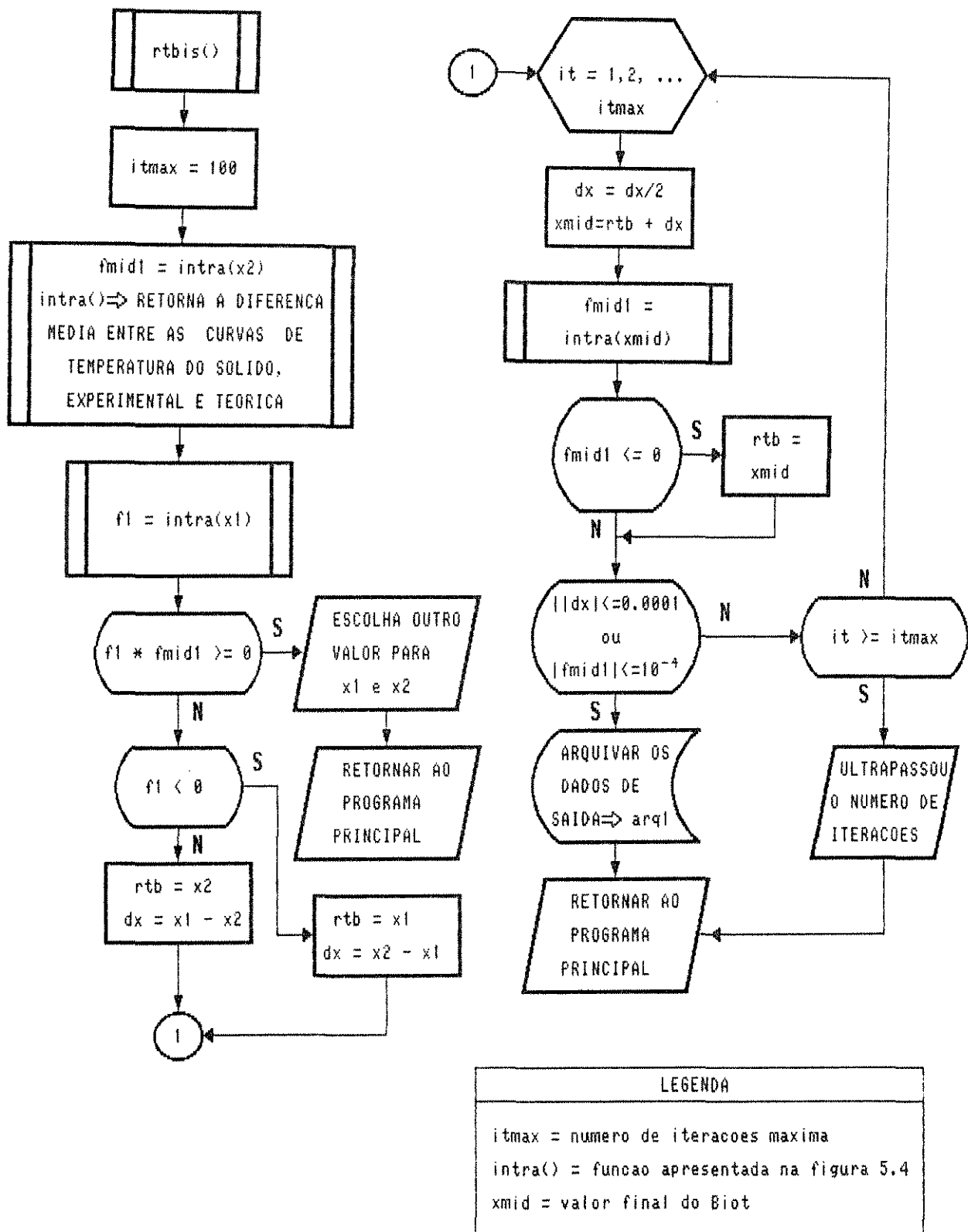


Figura 5.4 - Fluxograma do programa principal



**Figura 5.5** - Fluxograma para a função do método da bissecção

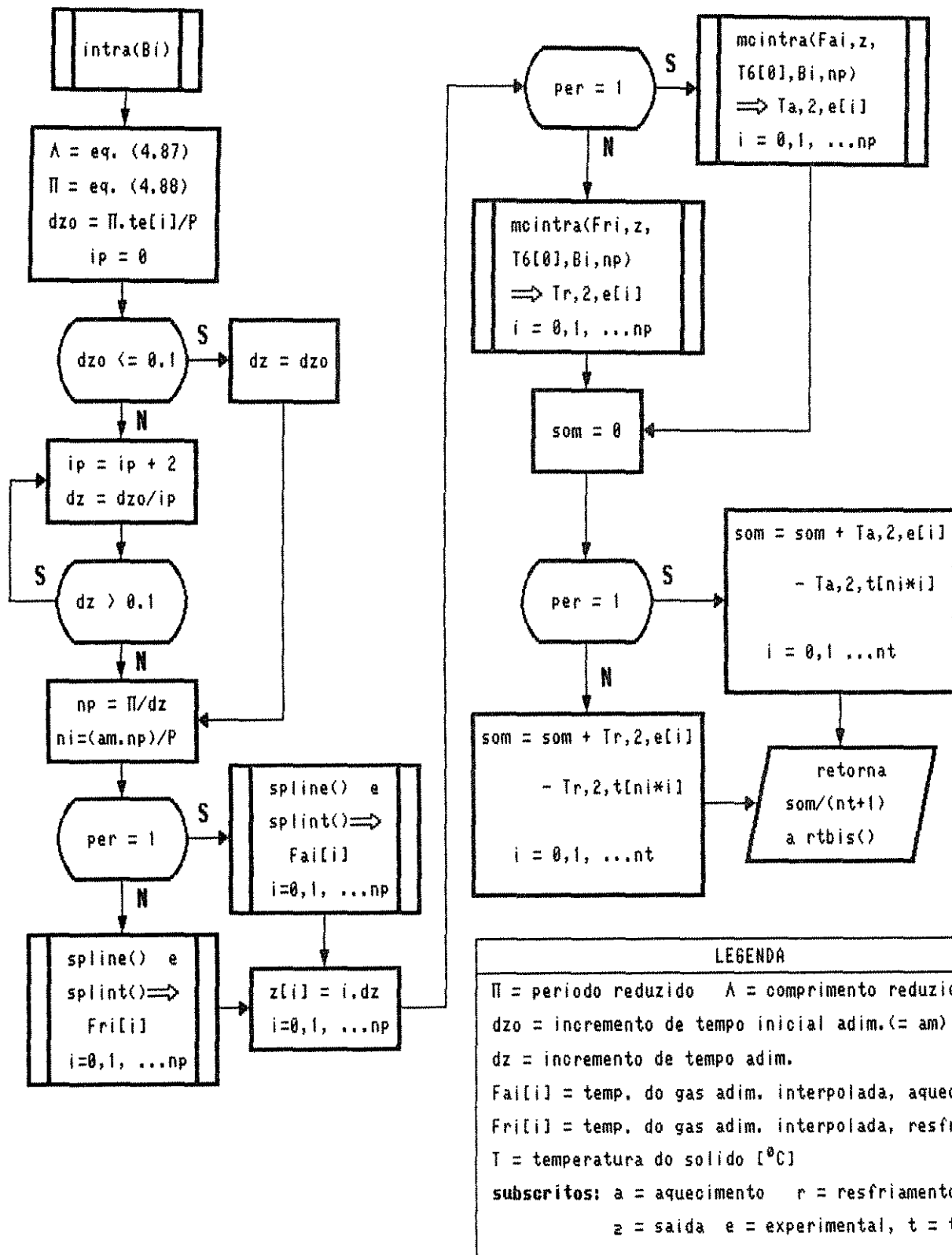


Figura 5.6 - Fluxograma para a função intra()

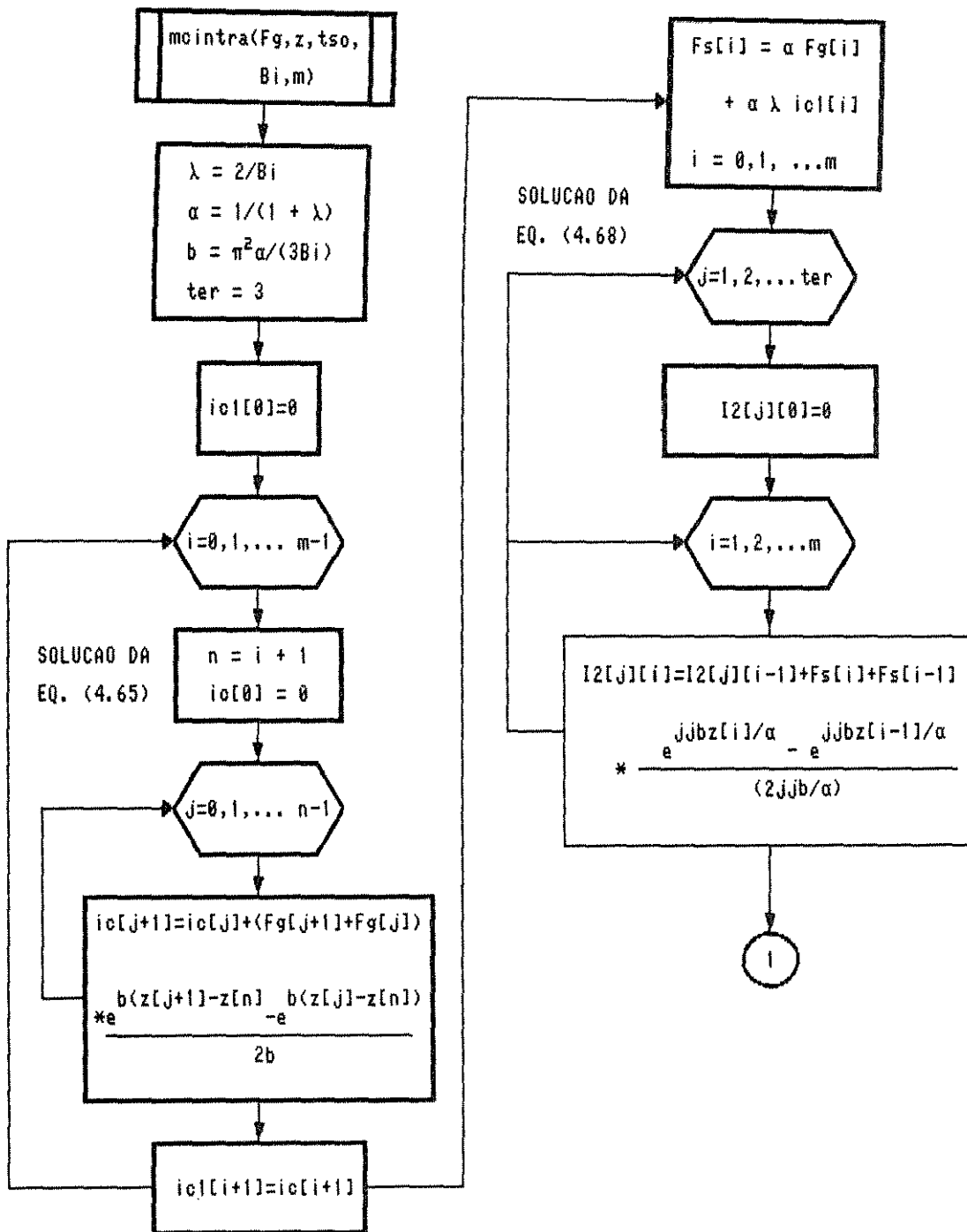
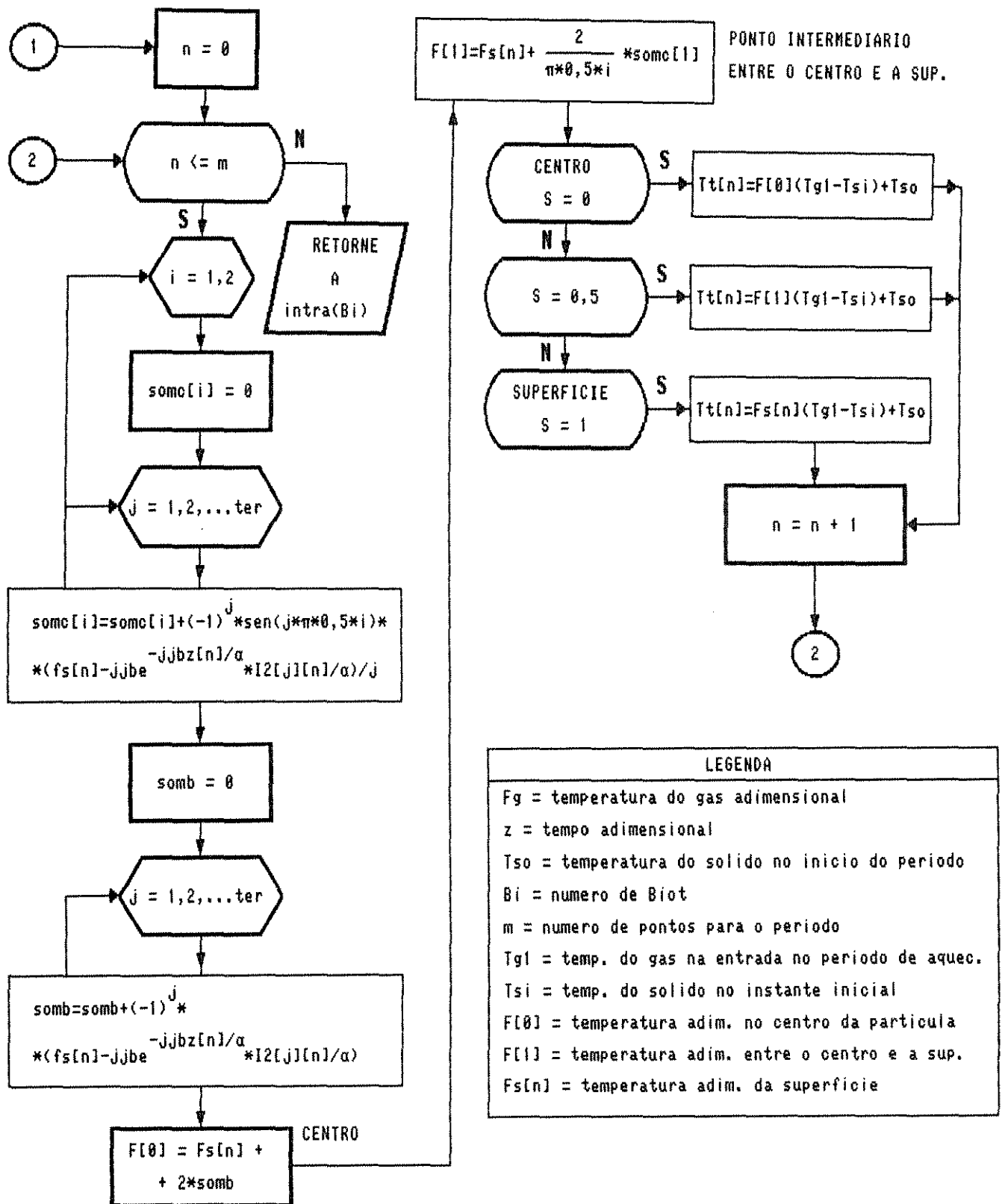


Figura 5.7 - Fluxograma da função para o cálculo da temperatura da partícula



## 5.4 - ANÁLISE DIMENSIONAL

O coeficiente de transferência de calor convectivo, pode ser encontrado através dos dois métodos descritos neste capítulo, porém nem sempre é possível obtê-lo diretamente através das propriedades físicas, e do perfil de temperatura na saída de um determinado regenerador. Deste modo, é sempre útil desenvolver uma correlação, baseada na análise dimensional, para ser utilizada em projetos de regeneradores de calor.

O resultado de uma análise dimensional em um leito fixo de esferas, onde ocorre transferência de calor por convecção forçada, indica uma relação correlacionando as variáveis importantes da seguinte forma:

$$j_h = f(Re_m, 1/\varepsilon) \quad (5.11)$$

onde:

$\varepsilon$  = fração de vazios

$Re_m = 2Gd_p/[3\mu(1-\varepsilon)]$ , número de Reynolds modificado para leitos com enchimento

$j_h = St Pr^{2/3}$ , fator  $j$  de Colburn para transferência de calor

$St = Nu/(Re Pr) = h/(Gc_g)$ , número de Stanton

$Nu = hd_p/k_g$ , número de Nusselt

$Re = Gd_p/\mu$ , número de Reynolds

$Pr = \mu c_g/k_g$ , número de Prandtl

De acordo com HANDLEY E HEGGS [1968] uma forma adequada de relacionar a função (5.11), de maneira que ocorra um menor espalhamento dos pontos experimentais, é utilizando uma equação da seguinte forma:

$$j_h \varepsilon = \alpha Re_m^\beta \quad (5.12)$$

a qual foi utilizada neste trabalho.

Os valores de  $\alpha$  e  $\beta$  são encontrados construindo a curva  $\log(j_h \varepsilon)$  'versus'  $\log Re_m$ , fornecendo a equação:

$$\log(j_h \varepsilon) = \log \alpha + \beta \log Re_m \quad (5.13)$$

onde a interseção da reta com a ordenada dará o valor de  $\alpha$  e a inclinação o valor de  $\beta$ .



O valor de  $h$  estimado por uma equação na forma da relação (5.12), pode ser utilizado para a determinação do perfil de temperatura do gás, através da solução numérica do modelo da condução intrapartícula, e consequentemente encontrar a eficiência térmica.

O valor de  $h$  estimado, também pode ser utilizado para a comprovação do modelo, através da análise dos perfis das temperaturas da superfície e interior das partículas, pelas equações analíticas (4.65) e (4.68), respectivamente.

## **CAPÍTULO 6**

### **RESULTADOS E ANÁLISE**

## 6.1 - INTRODUÇÃO

A estimativa do coeficiente de transferência de calor convectivo ( $h$ ) é muito importante para a análise e projeto de qualquer equipamento de transferência de calor. Como se sabe, a sua determinação analítica é extremamente difícil e esbarra em inúmeras dificuldades de natureza matemática. Neste trabalho partindo-se de uma modelagem matemática, foram desenvolvidos dois métodos para obtenção de  $h$ . Um pela minimização da diferença entre as eficiências médias ( $\eta_{t,m} - \eta_{e,m}$ ) e o outro pela minimização da diferença entre as temperaturas do sólido, ambos discutidos no capítulo 5. Neste capítulo serão apresentados os dados experimentais obtidos para as eficiências, bem como os resultados para o cálculo de  $h$  envolvendo estes dois métodos.

A aquisição de dados experimentais via microcomputador vem cada vez mais se consolidando, devido ao fato de se obter operações mais precisas, onde o operador simplesmente calibra os instrumentos de medição e efetua a aquisição de dados com a utilização de programas computacionais. Desta forma obtém-se uma operação e leitura de dados completamente informatizados. Embora a maioria das aquisições de dados experimentais tenham sido efetuadas manualmente, algumas foram feitas utilizando o microcomputador. Estes resultados serão apresentados neste capítulo e posteriormente feita uma comparação entre estes dois métodos de aquisição de dados.

No decorrer deste capítulo também é feita uma análise do comportamento dinâmico de regeneradores de calor, bem como dos valores experimentais obtidos e das técnicas utilizadas.

## 6.2 - AQUISIÇÃO DE DADOS MANUAL

Com o objetivo de ilustrar o sistema de aquisição de dados manual, cujo procedimento experimental foi descrito no capítulo 3.6, são apresentados nas tabelas 6.1 a 6.12 os valores dos perfis de temperatura até o equilíbrio cíclico, para os dois tipos de escoamento, utilizando recheio de esferas de chumbo com diâmetro de 0,0088m, com os fluxos mássicos de 0,524kg/m<sup>2</sup>s e 0,533kg/m<sup>2</sup>s, para os escoamentos contracorrente e unidirecional, respectivamente.

Nestas tabelas temos que o tempo de amostragem ( $\Delta t$ ) é de 60 segundos e os períodos simétricos ( $P$ ) de 240 segundos. Foram efetuadas as medidas das temperaturas do gás na entrada e na saída do regenerador e as medidas das temperaturas do sólido ao longo do regenerador, cujo termopares foram introduzidos no centro das esferas ( $T_2$  a  $T_6$ ), conforme as posições mostradas na figura 3.1.

No escoamento contracorrente as temperaturas de entrada e saída do gás nos períodos de aquecimento, são medidas em  $y = 0$  ( $T_1$ ) e  $y = 0,188\text{m}$  ( $T_7$ ), respectivamente, e para os períodos de resfriamento em  $y = 0,188\text{m}$  ( $T_7$ ) e  $y = 0$  ( $T_1$ ), devido ao fato dos gases quente e frio entrarem em extremidades opostas do regenerador. Em escoamento unidirecional, para ambos os períodos a entrada e saída são  $y = 0$  ( $T_1$ ) e  $y = 0,188\text{m}$  ( $T_7$ ), respectivamente, pois os gases quente e frio entram e saem pela mesma extremidade do leito.

**Tabela 6.1**

Primeiro aquecimento, contracorrente

tempo s	$T_1$ °C	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$	$T_7$
0	50	38	33	33	32	32	32
60	54	47	38	35	33	32	32
120	55	50	43	39	36	33	33
180	57	51	47	43	39	34	35
240	58	53	49	46	42	36	36

**Tabela 6.2**

Primeiro resfriamento, contracorrente

tempo s	$T_1$ °C	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$	$T_7$
0	51	50	47	43	42	34	33
60	47	46	43	39	37	32	32
120	43	40	40	36	35	32	32
180	41	40	37	35	33	32	32
240	38	38	35	34	33	32	32

**Tabela 6.3**

Segundo aquecimento, contracorrente

tempo s	$T_1$ °C	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$	$T_7$
0	54	43	37	35	33	32	32
60	57	51	43	38	36	33	33
120	58	53	47	43	39	34	35
180	59	54	50	46	42	36	36
240	60	55	52	49	45	38	39

**Tabela 6.4**

Segundo resfriamento, contracorrente

tempo s	$T_1$ °C	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$	$T_7$
0	52	51	50	46	44	36	33
60	50	49	46	41	39	32	32
120	46	46	42	38	36	32	32
180	43	42	39	36	34	32	32
240	41	41	37	35	34	32	32

**Tabela 6.5**

Terceiro aquecimento, contracorrente

tempo s	$T_1$ °C	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$	$T_7$
0	54	43	38	36	34	33	33
60	59	53	44	40	37	34	34
120	61	55	49	45	40	36	36
180	61	56	53	48	44	38	38
240	62	57	54	51	46	40	40

**Tabela 6.6**

Terceiro resfriamento, contracorrente

tempo s	$T_1$ °C	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$	$T_7$
0	54	54	51	47	45	36	33
60	51	51	47	43	40	33	32
120	47	47	43	39	37	32	32
180	45	45	40	37	35	32	32
240	42	42	38	36	34	32	32

A temperatura de entrada do gás se mantém aproximadamente constante desprezando o tempo zero, sendo que para os cálculos foi utilizada uma média no tempo entre os valores na faixa de 60 segundos a 240 segundos.

A temperatura do sólido ( $T_2$  a  $T_6$ ), ao longo do regenerador, no término de um período deve ser igual a temperatura no início do período seguinte, porém devido as tomadas de medidas serem manuais, a reversão de um período para outro não é instantânea, ocorrendo um tempo morto de aproximadamente 20 segundos para a reversão e início das tomadas das temperaturas. Este procedimento manual ocasionou um desvio de até 3°C com uma precisão de  $\pm 1^\circ\text{C}$ , sem considerar o termopar introduzido no centro da esfera na região de entrada do gás.

**Tabela 6.7**

Primeiro aquecimento, unidirecional

tempo s	$T_1$ °C	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$	$T_7$
0	51	43	38	37	38	38	38
60	56	53	42	38	38	38	38
120	58	56	46	41	39	38	38
180	60	57	50	44	42	39	39
240	61	59	52	47	44	40	40

**Tabela 6.8**

Primeiro resfriamento, unidirecional

tempo s	$T_1$ °C	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$	$T_7$
0	42	49	52	49	46	42	41
60	39	41	47	48	47	43	42
120	38	39	44	46	46	44	43
180	38	38	41	43	45	44	44
240	38	38	40	41	43	44	44

**Tabela 6.9**

Segundo aquecimento, unidirecional

tempo s	$T_1$ °C	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$	$T_7$
0	56	48	40	41	42	43	43
60	60	57	45	42	42	42	42
120	62	59	50	45	43	42	42
180	63	60	53	47	45	42	42
240	64	62	56	51	48	43	43

**Tabela 6.10**

Segundo resfriamento, unidirecional

tempo s	$T_1$ °C	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$	$T_7$
0	42	49	55	52	50	45	44
60	39	41	49	51	50	46	45
120	39	40	45	48	49	47	46
180	38	39	42	45	46	47	47
240	38	39	41	43	45	46	46

**Tabela 6.11**

Terceiro aquecimento, unidirecional

tempo s	$T_1$ °C	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$	$T_7$
0	57	48	41	42	43	45	45
60	62	58	47	43	43	44	45
120	63	61	52	46	45	44	44
180	64	62	55	50	47	44	44
240	65	63	57	53	50	45	45

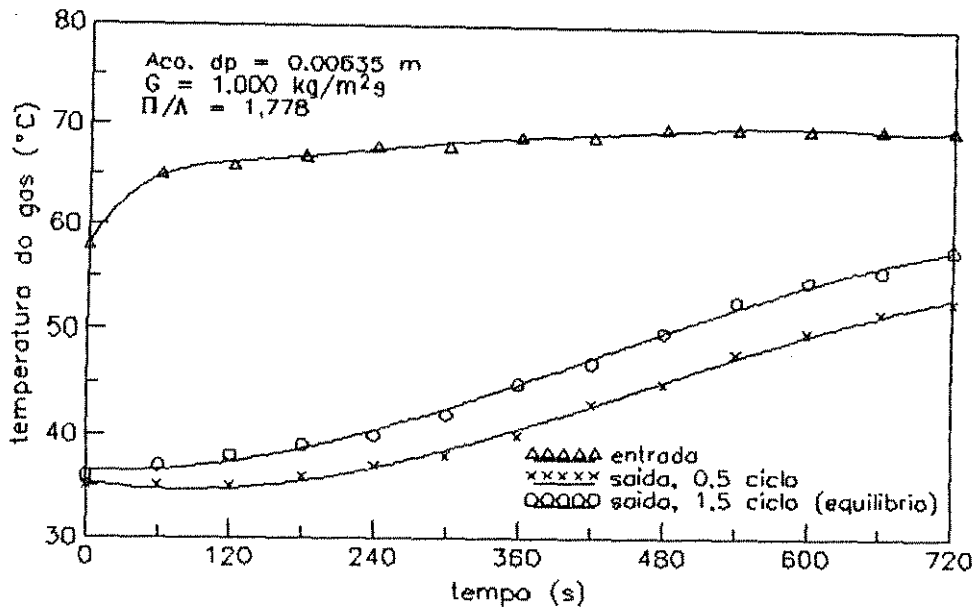
**Tabela 6.12**

Terceiro resfriamento, unidirecional

tempo s	$T_1$ °C	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$	$T_7$
0	42	49	56	54	52	47	46
60	40	41	50	52	52	48	47
120	39	40	46	49	50	49	48
180	39	39	43	46	48	49	48
240	38	39	41	44	45	47	47

O equilíbrio cíclico para estes dois casos foi atingido no terceiro ciclo, porque as temperaturas no término do terceiro período de resfriamento são aproximadamente iguais às do término do segundo período, diferindo em  $\pm 1^\circ\text{C}$  em alguns pontos, sendo este o grau de precisão do instrumento de medida de temperaturas utilizado.

As temperaturas utilizadas para o cálculo de  $h$ , correspondem a entrada e saída do gás no equilíbrio cíclico, quando se utiliza o método da minimização da diferença das eficiências médias. Porém quando se utiliza o método da minimização da diferença das temperaturas do sólido, além das temperaturas do gás na entrada e saída, é necessária a temperatura do sólido na região de saída do regenerador.



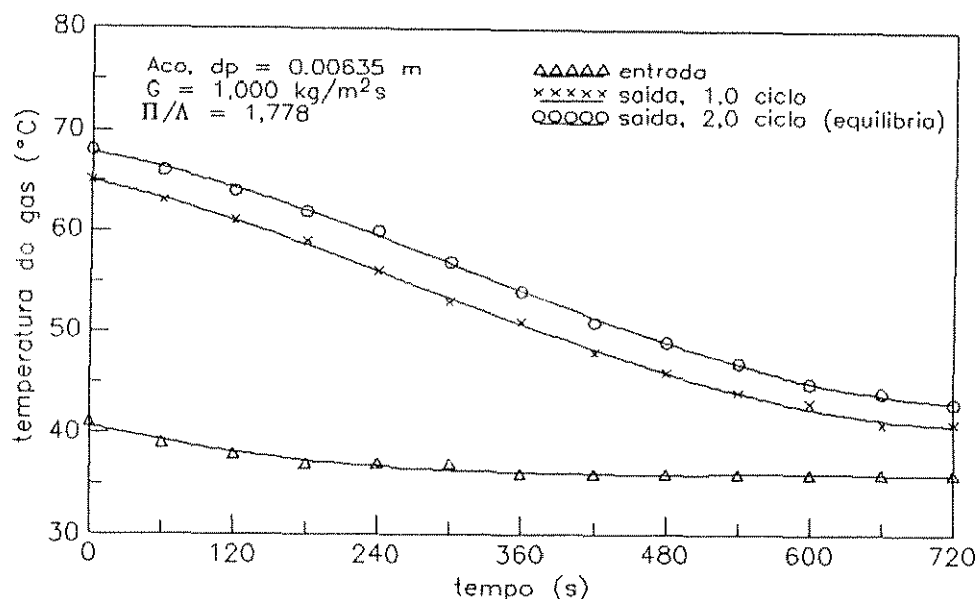
**Figura 6.1** - Temperatura experimental do gás na entrada ( $y = 0$ ) e saída ( $y = 0,188\text{m}$ ) do regenerador 'versus' tempo, para o primeiro e segundo período de aquecimento, em operação contracorrente

Nas figuras 6.1 e 6.2, são apresentadas as curvas das temperaturas do gás na entrada e saída do regenerador 'versus' tempo, para o recheio de esferas de aço, operando com um fluxo mássico de  $1,000 \text{ kg/m}^2\text{s}$  em escoamento contracorrente e períodos simétricos de 720 seg. Nestas curvas observa-se que são necessários dois ciclos para se estabelecer o equilíbrio cíclico e que as curvas de saída em forma de esse se aproxima da curva da temperatura de entrada no final do período. As diferenças de temperaturas de saída e entrada no final do período é mais pronunciada para o período de aquecimento ( $\Delta T \cong 12^{\circ}\text{C}$ , figura 6.1) do que para o período de resfriamento ( $\Delta T \cong 7^{\circ}\text{C}$ , figura 6.2), pois durante o período de resfriamento o recheio e a parede fornecem calor ao ar frio, mas a parede também continua perdendo calor ao ambiente contribuindo para um resfriamento adicional do gás. Desta forma o calor recuperado no período de resfriamento é menor do que o fornecido durante o período de aquecimento, devido as perdas de calor. Então:

$$(\bar{T}_{ga,1} - \bar{T}_{ga,2}) > (\bar{T}_{gr,2} - \bar{T}_{gr,1}) \quad (6.1)$$

e conforme veremos nas análises no decorrer deste capítulo, a relação (6.1) conduz à:

$$\eta_a > \eta_r \quad (6.2)$$



**Figura 6.2** - Temperatura do gás na entrada ( $y = 0,188\text{m}$ ) e saída ( $y = 0$ ) do regenerador 'versus' tempo, para o primeiro e segundo período de resfriamento, em operação contracorrente.

A seguir serão apresentados os valores obtidos pela aquisição de dados manual, primeiro pelo método da minimização das diferenças das eficiências médias ( $\eta_{t,m} - \eta_{e,m}$ ) e depois pelo método da minimização das diferenças de temperaturas do sólido, para ambos os escoamentos.

### 6.2.1 - Método da Minimização da Diferença das Eficiências Médias

O comprimento reduzido,  $\Lambda$ , e o período reduzido,  $\Pi$ , são funções do coeficiente de transferência de calor entre o fluido e as partículas ( $h$ ), das propriedades físicas do sistema e das condições de operação. A comparação entre os valores da literatura e do presente trabalho, podem ser efetuadas através do comprimento reduzido, sendo que o valor de  $h$  pode ser prontamente obtido por:

$$h = \frac{\Lambda G c_g}{A Y} \quad (6.3)$$



onde:

$G$  = fluxo mássico

$c_g$  = calor específico do gás

$A$  = área de troca térmica

$Y$  = comprimento do leito

O fator de utilização ( $U$ ) é muito importante pois este dá uma idéia da faixa que se deve operar o regenerador e é dado por:

$$U = \frac{\Pi}{\Lambda} = \frac{Gc_gP}{M_sc_sY} \quad (6.4)$$

onde:

$M_s$  = densidade do leito

$c_s$  = calor específico do sólido

$P$  = período

Os períodos de operação ( $P$ ), referentes a cada tipo de recheio, devem ser determinados por um rearranjo da equação (6.4), ficando:

$$P = \frac{M_sc_sY}{Gc_g} \cdot U \quad (6.5)$$

onde o fator de utilização ( $U$ ) deve variar entre valores menores que dois, sendo que para regeneradores operando em escoamento contracorrente os valores de  $U \leq 1$  são extremamente importantes, pois nesta faixa a eficiência atinge valores elevados. E para regeneradores em escoamento unidirecional os valores próximos de 1 são mais importantes, pois nesta região é atingida a eficiência máxima. Os períodos de operação com fatores de utilização superiores a dois são insignificantes, porque acima deste valor os regeneradores atingem a saturação, ou seja, as temperaturas do gás e do sólido ao longo do regenerador atingem o valor da temperatura do gás da entrada do leito, no término do período.

Os valores das eficiências experimentais obtidos neste trabalho foram calculados pelas equações (4.124), (4.125) e (4.122), a partir de valores experimentais da temperatura do gás na entrada e saída do leito variando com o tempo. Estes valores de

temperatura foram normalizados conforme a relação (4.72) com a distância adimensional  $L$  e o tempo adimensional  $z$  dados pelas equações (4.26) e (4.28), respectivamente.

Os valores dos comprimentos reduzidos apresentados nas tabelas do apêndice A,  $\Lambda_a$ ,  $\Lambda_r$  e  $\Lambda_m$ , foram obtidos a partir da técnica do equilíbrio cíclico, utilizando o método da minimização da diferença entre as eficiências médias, teórica e experimental. Os subscritos  $a$  e  $r$  referem-se que a iteração foi aplicada entre as eficiências nos períodos de aquecimento e resfriamento, respectivamente, e são colocadas aqui apenas para uma comparação. O subscrito  $m$  refere-se ao valor correspondente ao método, na qual a solução iterativa utiliza a média entre as eficiências experimentais de ambos os períodos.

O comprimento reduzido  $\Lambda_{GR}$  foi obtido através do gráfico de HEGGS & HOLLINS [1984], figura 2.2, utilizando a técnica do equilíbrio cíclico, e o comprimento reduzido  $\Lambda_{SS}$  utilizando a técnica do "single shot" através da correlação de HANDLEY & HEGGS [1968], equação (2.9) ou (6.6).

Os valores dos coeficientes de transferência de calor convectivo,  $h$ , apresentados nas tabelas foram obtidos através dos comprimentos reduzidos descritos acima e utilizando a equação (6.3).

### 6.2.1.1 - Escoamento Contracorrente

As tabelas A.1 a A.13, no apêndice A, apresentam os resultados experimentais para a operação em escoamento contracorrente, obtidos utilizando-se recheios de partículas esféricas que constam na tabela 3.1. Os experimentos foram realizados com várias fluxos mássicos entre 1,234 kg/m<sup>2</sup>s e 0,520 kg/m<sup>2</sup>s com diferentes valores de períodos.

Nestas tabelas, vemos que os valores dos comprimentos reduzidos, obtidos no presente trabalho ( $\Lambda_a$ ,  $\Lambda_r$ ,  $\Lambda_m$ ) e os obtidos pelo gráfico de Hegg e Hollins [1984] ( $\Lambda_{GR}$ ), são aproximadamente constantes na faixa de eficiência ótima ( $U \leq 1,0$ ), para regeneradores em operação contracorrente. Os valores obtidos da média aritmética dos comprimentos reduzidos,  $\Lambda_m$  e  $\Lambda_{GR}$ , quando  $U \leq 1,0$ , são muito próximos, pois ambos foram obtidos pela técnica do equilíbrio cíclico. Os valores do comprimento reduzido utilizando a técnica do primeiro período ("single shot technique") são geralmente maiores do que os obtidos pela técnica do equilíbrio cíclico. Apenas o recheio de vidro com diâmetro de 0,0153m apresentou valores menores, o que é demonstrado pela comparação com os valores do comprimento reduzido ( $\Lambda_{SS}$ ), utilizando a correlação de Handley e Hegg [1968] dada por:

$$j_h \varepsilon = 0,255 Re_m^{-0,332} \quad (6.6)$$

A região de maior eficiência ( $U \leq 1,0$ ) mostrou ser a mais promissora para o cálculo do coeficiente de transferência de calor convectivo,  $h$ , utilizando o presente método, pelo fato de ocorrer uma maior troca térmica com o recheio.

Os valores de  $h$  apresentados, foram obtidos através do comprimento reduzido utilizando a equação (6.3). Os valores da média aritmética de  $h_m$ , quando  $U \leq 1,0$ , obtidos pelo presente método, foram utilizados para o cálculo de  $j_h \varepsilon$  (fator  $j$  de Colburn modificado para transferência de calor) onde:

$$j_h \varepsilon = \frac{h}{Gc_\varepsilon} Pr^{2/3} \varepsilon \quad (6.7)$$

e assim foi contruido o gráfico  $j_h \varepsilon$  'versus'  $Re_m$  (número de Reynolds modificado), mostrado na figura 6.3, onde:

$$Re_m = \frac{2Gd_p}{3\mu(1-\varepsilon)} \quad (6.8)$$

Deste gráfico obteve-se a seguinte correlação:

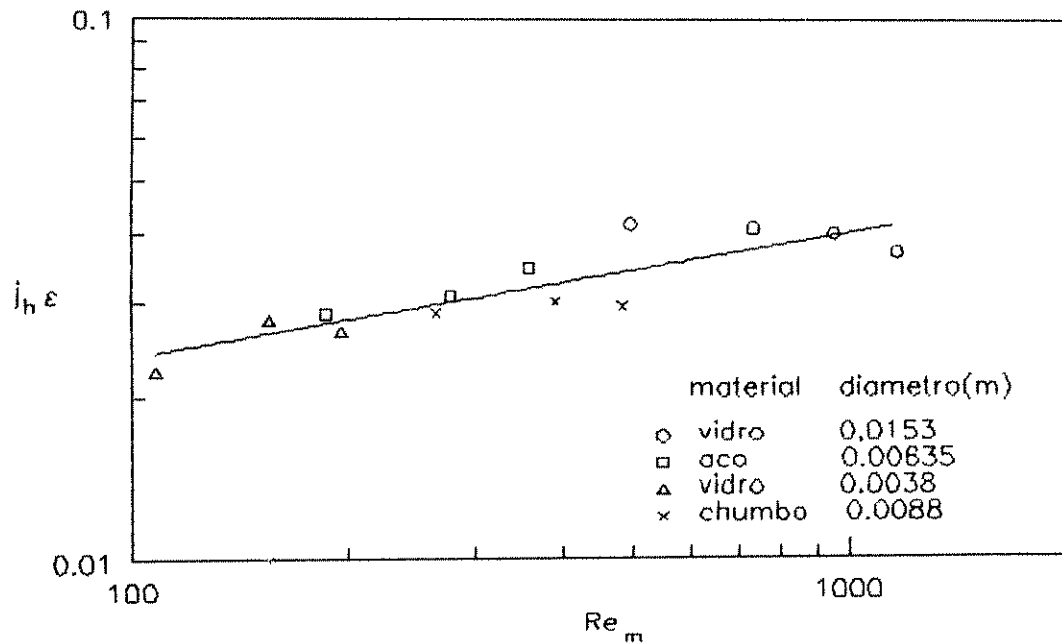
$$j_h \varepsilon = 0,00821 Re_m^{0,231} \quad (6.9)$$

válida para  $100 \leq Re_m \leq 1100$  e  $U = \Pi/\Lambda \leq 1$ .

A tabela 6.13 mostra uma comparação entre os coeficientes de transferência de calor convectivo,  $h$ , obtidos pelo presente método ( $h_{m,m}$  e  $h_{PT}$ ), e por outros autores ( $h_{SS}$  e  $h_{GR,m}$ ).

Os valores médios apresentados na tabela 6.13 ( $h_{m,m}$  e  $h_{GR,m}$ ) são as médias que constam nas tabelas A.1 a A.13, no apêndice A, e os coeficientes  $h_{PT}$  e  $h_{SS}$  são obtidos a partir das equações (6.9) e (6.6), respectivamente. Os desvios são dados pelas seguintes relações:

$$d_{PT} = \left| \frac{h_{PT} - h_{m,m}}{h_{m,m}} \right| \cdot 100, \quad d_{GR} = \left| \frac{h_{GR} - h_{m,m}}{h_{m,m}} \right| \cdot 100, \quad d_{SS} = \left| \frac{h_{SS} - h_{m,m}}{h_{m,m}} \right| \cdot 100$$



**Figura 6.3** - Resultados dos valores experimentais de  $j_h \epsilon$  'versus' o número de Reynolds modificado,  $Re_m$ , para operação em escoamento contracorrente

Na tabela 6.13 vemos que os coeficientes obtidos pela correlação (6.9),  $h_{PT}$ , e pelo gráfico de Heggs e Hollins (1984),  $h_{GR,m}$ , estão próximos dos valores  $h_{m,m}$ , ambos obtidos pela técnica do equilíbrio cíclico. Os valores de  $h_{SS}$  obtidos da correlação de Handley e Heggs, equação (6.6), apresentam um desvio maior devido a utilização de outra técnica para a obtenção de  $h$ .

Mesmo sendo utilizados os valores de  $h_{m,m}$  para se obter a correlação (6.9), os valores de  $h_{PT}$  obtidos a partir desta apresentam um certo desvio de  $h_{m,m}$ , o que é uma consequência dos espalhamentos dos pontos experimentais presentes na reta da figura 6.3.

**Tabela 6.13**

Coeficientes de transferência de calor e desvios entre os métodos

material	$G$ kg/m <sup>2</sup> s	$Re_m$	$h_{m,m}$ W/m <sup>2</sup> K	$h_{PT}$ W/m <sup>2</sup> K	$d_{PT}$ %	$h_{GR,m}$ W/m <sup>2</sup> K	$d_{GR}$ %	$h_{SS}$ W/m <sup>2</sup> K	$d_{SS}$ %
vidro	1,234	1169,733	130,105	146,593	12,7	116,166	10,7	85,305	34,4
$d_p=0,0153m$	1,008	955,504	115,198	114,278	0,8	100,413	12,8	74,523	35,3
	0,776	735,586	90,722	82,818	8,7	80,588	11,2	62,576	31,0
	0,524	496,710	62,288	51,074	18,0	55,331	11,2	48,138	22,7
aço	1,000	358,781	111,521	102,454	8,1	111,227	0,3	115,973	4,0
$d_p=0,00635m$	0,776	278,414	76,647	74,980	2,2	75,926	0,9	97,900	27,7
	0,520	186,566	47,753	45,807	4,2	47,790	0,1	74,928	56,6
vidro	0,953	196,142	86,648	90,861	4,9	79,873	7,8	144,497	66,8
$d_p=0,0038m$	0,756	155,596	72,408	68,324	5,6	70,311	2,9	123,788	71,0
	0,524	107,847	40,205	43,512	8,2	40,064	0,4	96,903	141,0
chumbo	0,953	483,477	87,648	101,542	15,9	86,374	1,5	97,171	10,9
$d_p=0,0088m$	0,769	390,130	72,175	77,975	8,0	71,747	0,6	84,198	16,7
	0,524	265,836	46,901	48,627	3,7	47,143	0,5	65,166	38,9

**6.2.1.2 Escoamento Unidirecional**

As tabelas A.14 a A.28, no apêndice A, apresentam os resultados experimentais, para escoamento unidirecional, obtidos utilizando-se recheios de partículas esféricas apresentadas na tabela 3.1. Os experimentos foram realizados com fluxos mássicos entre 1,450 kg/m<sup>2</sup>s e 0,524 kg/m<sup>2</sup>s com diferentes valores de períodos.

A região de eficiência ótima para regeneradores em escoamento unidirecional, ocorre quando o fator de utilização  $U$  esta próximo de 1, conforme mostram as tabelas A.14 a A.28 e os gráficos que serão apresentados posteriormente neste capítulo. Os coeficientes de transferência de calor  $h_m$  nesta região de maior eficiência são aproximadamente constantes, o que também foi verificado para o escoamento contracorrente apresentado anteriormente neste capítulo, obtendo desta forma mais uma confirmação de que a região de maior eficiência é a mais promissora para o cálculo de  $h$ , empregando o presente método.

A média do coeficiente de transferência de calor  $h_m$  nesta região pode ser comparada com o valor de  $h_{SS}$  utilizando a técnica do primeiro período ("single shot technique"), obtidos através da correlação de Handley e Heggs [1968], equação (6.6). Novamente vemos que a utilização da técnica do equilíbrio cíclico apresenta valores de  $h$  geralmente inferiores aos valores de  $h$  obtidos pela técnica do primeiro período, apenas o recheio de vidro com diâmetro de 0.0153 m apresentou valores maiores. Este comportamento necessitaria uma análise mais apurada, o qual provavelmente está relacionado com o número de Biot.

Os valores médios de  $h_m$ , obtidos pelo presente método na região de maior eficiência, foram utilizados para os cálculos de  $j_h \epsilon$ , equação (6.7), e desta maneira foi possível construir o gráfico mostrado na figura 6.4.

Do gráfico da figura 6.4 obteve-se a seguinte correlação :

$$j_h \epsilon = 0,00369 Re_m^{0,339} \quad (6.10)$$

válida para  $110 \leq Re_m \leq 1374$  e  $\Pi/\Lambda \approx 1$ .

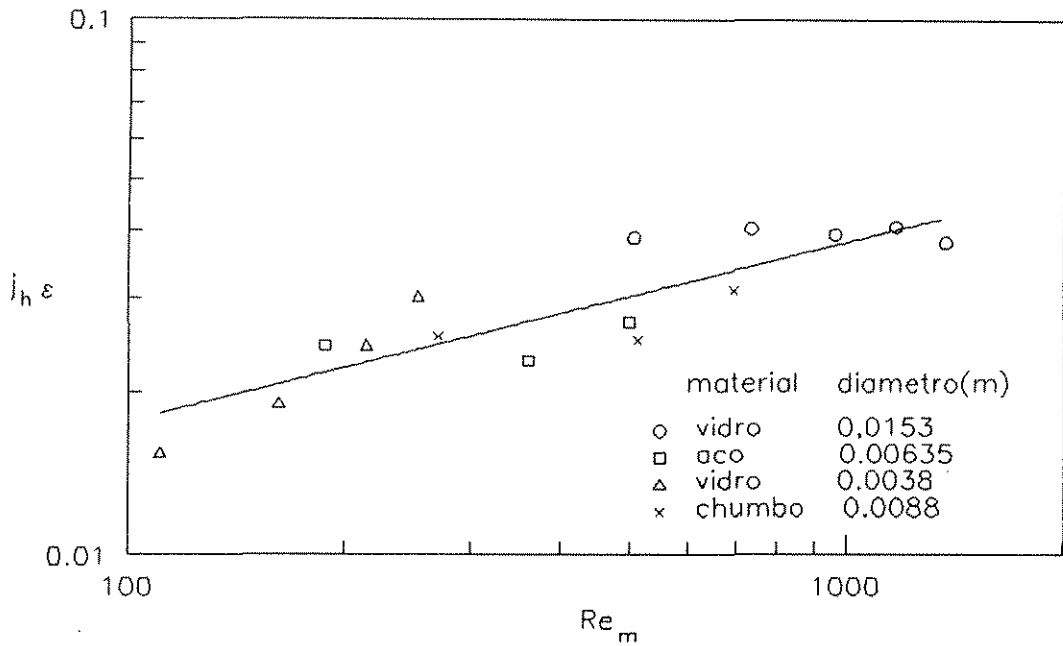
É verificado nos gráficos das figuras (6.3) e (6.4) que ocorreram algum espalhamento dos pontos experimentais que é normal a este tipo de experimento, concluindo-se que as correlações apresentadas nas formas das equações (6.9) e (6.10), segundo a norma de HANDLEY e HEGGS [1968], mostraram-se adequadas.

A tabela 6.14 apresenta os valores de  $h_{m,m}$  (média de  $h_m$  na região de maior eficiência, onde  $U \approx 1$ , presentes nas tabelas A.14 a A.28),  $h_{SS}$  (obtido da correlação de Handley e Heggs [1968], equação (6.6)) e  $h_{PT}$  (obtido da correlação do presente trabalho para escoamento unidirecional, equação (6.10)), juntamente com o fluxo mássico,  $G$ , o número de Reynolds modificado,  $Re_m$ , e os desvios dados por:

$$d_{PT} = \left| \frac{h_{PT} - h_{m,m}}{h_{m,m}} \right| \cdot 100 \quad \text{e} \quad d_{SS} = \left| \frac{h_{SS} - h_{m,m}}{h_{m,m}} \right| \cdot 100$$

Na tabela 6.14 são verificados desvios bastante elevados entre os coeficientes obtidos através da técnica do primeiro período,  $h_{SS}$ , e a técnica do equilíbrio cíclico,  $h_{m,m}$  e  $h_{PT}$ .

Os valores de  $h_{PT}$  são bastantes próximos dos valores de  $h_{m,m}$ , o que é uma consequência dos desvios entre os pontos e a reta do gráfico da figura 6.4.



**Figura 6.4** - Resultados dos valores experimentais de  $j_h \varepsilon$  'versus' o número de Reynolds modificado,  $Re_m$ , para operação em escoamento unidirecional

A diferença que ocorre quando se emprega as diferentes técnicas, tanto para escoamento contracorrente como para unidirecional, se deve ao fato que os modelos teóricos utilizados para ambas as técnicas foram adiabáticos. Pela técnica do primeiro período, o recheio é saturado até o valor da temperatura do gás da entrada do leito, resultando em um período muito longo para que a temperatura do sólido alcance a temperatura do gás da entrada. É verificado que à medida em que o período aumenta, a diferença entre as temperaturas do gás na entrada e do sólido ao longo do regenerador diminui, causando uma redução na eficiência. Pela técnica do equilíbrio cíclico e empregando o presente método, utiliza-se períodos mais curtos, ou seja a região de maior eficiência. Desta maneira ocorre uma maior troca de calor com o recheio, e as perdas de calor entre a parede e o ambiente são muito menores que a troca térmica entre o gás e o recheio, aproximando-se do modelo teórico adiabático utilizado.

Assim, é verificado que a modelagem matemática adiabática é bastante precisa quando se emprega a técnica do equilíbrio cíclico, na região de eficiência ótima, o que também será demonstrado a seguir durante a apresentação dos resultados empregando o método da minimização da diferença das temperaturas do sólido.

**Tabela 6.14**

Coeficientes de transferência de calor e desvios entre os métodos

material	$G$ kg/m <sup>2</sup> s	$Re_m$	$h_{m,m}$ W/m <sup>2</sup> K	$h_{PT}$ W/m <sup>2</sup> K	$d_{PT}$ %	$h_{SS}$ W/m <sup>2</sup> K	$d_{SS}$ %
vidro	1,450	1374,484	157,253	175,368	11,52	95,011	39,58
$d_p = 0,0153\text{m}$	1,234	1169,733	142,856	141,302	1,09	85,305	40,29
	1,017	964,035	114,025	109,064	4,35	74,967	34,25
	0,776	735,586	89,145	75,928	14,83	62,576	29,80
	0,533	505,241	58,907	45,916	22,05	48,689	17,35
aço	1,387	497,630	120,574	134,702	11,72	144,299	19,68
$d_p = 0,00635\text{m}$	1,008	361,652	73,946	87,855	18,81	116,592	57,67
	0,524	188,001	41,169	36,586	11,13	75,313	82,94
vidro	1,234	253,975	128,360	102,076	20,48	171,721	33,78
$d_p = 0,0038\text{m}$	1,043	214,665	87,825	81,496	7,21	153,476	74,75
	0,789	162,388	51,698	56,084	8,48	127,372	146,38
	0,538	110,728	28,484	33,587	17,92	98,625	246,25
chumbo	1,375	697,567	133,236	145,353	12,09	124,134	4,27
$d_p = 0,0088\text{m}$	1,008	511,380	78,660	95,911	21,93	100,883	28,25
	0,533	270,402	42,274	40,862	3,34	65,911	55,91

**6.2.1.3 - Análise da Convergência**

Os resultados apresentados na tabela 6.15 mostram a sequência que ocorre entre os valores dos números de Biot ( $Bi$ ) e as eficiências teóricas médias ( $\eta_{l,m}$ ) até a convergência, onde são satisfeitas as seguintes condições:

$$|Bi(n) - Bi(n-1)| \leq 10^{-4} \quad \text{ou} \quad |\eta_{l,m} - \eta_{e,m}| \leq 10^{-4}$$

O experimento escolhido para exemplificar este tópico é do regenerador operando a um fluxo mássico de 0,776 kg/m<sup>2</sup>s sob períodos simétricos de 300 segundos, com recheio de esferas de vidro de 0,0153 m de diâmetro.

Para o escoamento contracorrente os valores iniciais para os números de Biot são 0,1 e 1,0, correspondendo a um mínimo e a um máximo, de modo que o valor do número



de Biot procurado esteja entre estes. A eficiência experimental média ( $\eta_{e,m}$ ) calculada entre os dois períodos ( $\eta_{e,a}$  e  $\eta_{e,r}$ ) é igual a 0,600 e foram necessárias 12 iterações ( $n$ ) para ocorrer a convergência com as condições acima, empregando o método da bisseção.

Semelhantemente para o regenerador operando em escoamento unidirecional, foram necessárias 11 iterações para que se atingisse a convergência, onde a eficiência média experimental é igual a 0,5361, igualando-se até a quarta casa decimal com a eficiência teórica.

Pelo comportamento acima notá-se que este método iterativo converge suavemente até o valor procurado, fazendo com que este possa ser utilizado com segurança.

O método iterativo da bisseção também foi utilizado para estimar o coeficiente de transferência de calor convectivo para o método da minimização das diferenças entre as temperaturas do sólido, cujos resultados serão apresentados a seguir, convergindo de uma maneira satisfatória.

**Tabela 6.15**

Vidro,  $d_p = 0,0153$  m

$G = 0,776$  kg/m<sup>2</sup>s, períodos simétricos de 300 s

$n$	contracorrente		unidirecional	
	$Bi$	$\eta_{t,m}$	$Bi$	$\eta_{t,m}$
1 min.	0,1000	0,2537	0,1000	0,2487
2 max.	1,0000	0,6528	1,0000	0,5927
3	0,5500	0,5696	0,5500	0,5159
4	0,7750	0,6200	0,7750	0,5608
5	0,6625	0,5979	0,6625	0,5405
6	0,7188	0,6096	0,6063	0,5289
7	0,6906	0,6039	0,6484	0,5377
8	0,6766	0,6009	0,6414	0,5362
9	0,6695	0,5994	0,6379	0,5355
10	0,6730	0,6002	0,6393	0,5359
11	0,6713	0,5998	0,6405	0,5361
12	0,6722	0,6000	-	-
$\eta_{e,a} = 0,7006$ $\eta_{e,r} = 0,4995$ $\eta_{e,m} = 0,6000$			$\eta_{e,a} = 0,6607$ $\eta_{e,r} = 0,4115$ $\eta_{e,m} = 0,5361$	

### 6.2.2 - Método da Minimização da Diferença Média entre as Temperaturas do Sólido

Os coeficientes de transferência de calor  $h$  estimados por este método utilizam os algoritmos das figuras 5.4 a 5.7, ou o programa do apêndice H. Estes permitem comparar as curvas de saída das temperaturas do sólido experimental e teórica 'versus' tempo. A temperatura experimental foi medida num ponto próximo ao centro das esferas de vidro de diâmetro 0,0153 m, para os dois tipos de escoamentos. As temperaturas teóricas foram calculadas pela equação (4.65) e a equação (4.68) truncada no terceiro termo da série, compreendendo os raios adimensionais:  $s = 0$ ,  $s = 0,5$  e  $s = 1$ .

Nas próximas duas seções serão apresentados os resultados e as análises para cada tipo de escoamento bem como deste método iterativo, através de tabelas e gráficos.

Os valores do fator de utilização  $U$  é definido pela equação (6.4), e os coeficientes presentes nas tabelas do apêndice B são:

$h^*$  - coeficientes obtidos através do presente método, com subscritos:

$a$  - período de aquecimento

$r$  - período de resfriamento

$m$  - valor médio entre os dois períodos

$h_m$  - coeficientes obtidos através do método da minimização da diferença das eficiências médias teórica e experimental, obtidos previamente

$h_{GR}$  - coeficientes obtidos através do gráfico de HEGGS & HOLLINS [1984], figura 2.2

$h_{SS}$  - coeficientes obtidos pela técnica do "single shot" através da correlação de HANDLEY & HEGGS [1968], equação (6.6).

#### 6.2.2.1 - Escoamento Contracorrente

As tabelas B.1 a B.4, no apêndice B, apresentam os resultados para operação em escoamento contracorrente, obtidos através do recheio de partículas esféricas de vidro com diâmetro de 0,0153 m, com as propriedades físicas e geométricas descritas na tabela 3.1.

Nestas tabelas vemos que os coeficientes no período de resfriamento,  $h_r^*$ , são maiores do que os coeficientes no período de aquecimento,  $h_a^*$ , justificando a relação (6.1), onde a diferença de temperatura média do gás na entrada e saída do regenerador é maior no período de aquecimento do que no resfriamento.

Os valores dos coeficientes,  $h_a^*$  e  $h_r^*$ , que constam nas tabelas B.1 a B.4 foram obtidos utilizando as temperaturas do gás na saída, medidas em função do tempo, para ambos os períodos. Estes valores foram aplicados nas equações (4.65) e (4.68) para os pontos radiais:  $s = 0$ ,  $s = 0,5$  e  $s = 1$ , utilizando três termos na série, sendo que os

resultados foram comparados com as temperaturas experimentais do sólido, medidas em função do tempo, na região de saída do regenerador, aplicando desta forma o presente método. Este método iterativo foi explicado com bastante detalhe no capítulo 5, utilizando os algoritmos das figuras 5.4 a 5.7.

Os valores médios entre os coeficientes  $h_a^*$  e  $h_r^*$  são apresentados nas tabelas B.5 a B.8, as quais também mostram os valores de  $h_m$ ,  $h_{GR}$  e  $h_{SS}$  obtidos pelo método da minimização da diferença entre as eficiências médias, pelo gráfico de Heggs e Hollins [1984] e pela correlação de Handley e Heggs [1968], respectivamente.

Nas tabelas B5 a B8 vemos que a utilização do presente método, empregando as equações (4.65) e (4.68) em  $s = 0,5$ , se aproxima mais dos valores obtidos pelos outros métodos utilizando a técnica do equilíbrio cíclico,  $h_m$  e  $h_{GR}$ , o que justifica a utilização do mesmo.

Pelos valores tabelados vemos que ambos os métodos apresentados neste trabalho concordam bem, apesar das temperaturas experimentais serem medidas com uma precisão de  $\pm 1^\circ\text{C}$ .

As tabelas 6.16 e 6.17 mostram um caso, onde os valores das temperaturas teóricas foram calculados pelas equações (4.65) e (4.68), esta última truncada no terceiro termo, utilizando a correlação obtida no presente trabalho pelo método anterior, equação (6.9), juntamente com as temperaturas do gás e sólido experimentais na região de saída do leito. O recheio utilizado no regenerador foi de partículas esféricas de vidro com 0,0153 m de diâmetro, operando a um fluxo mássico de 0,776 kg/m<sup>2</sup>s sob um período de 300 segundos.

A temperatura do sólido experimental variando com o tempo, embora medida num ponto próximo ao centro da esfera, apresenta valores mais próximos aos teóricos no ponto intermediário entre o centro e a superfície ( $s = 0,5$ ). Porém a diferença entre as temperaturas teóricas nos pontos  $s = 0$  e  $s = 0,5$  é menor que  $1^\circ\text{C}$  justificando a precisão de  $\pm 1^\circ\text{C}$ .

Embora o  $\Delta T$  entre as temperaturas do centro e superfície seja de aproximadamente  $1^\circ\text{C}$  para este caso, os valores de  $h$  estimados, utilizando o presente método para  $s = 0$  e  $s = 1$  diferem muito (tabela B7), cerca de duas vezes, o que caracteriza uma grande sensibilidade do método.

O comportamento do perfil de temperatura radial da esfera, na região de saída do leito será analisado detalhadamente, por meios de gráficos, na seção 6.2.3, a qual analisa o comportamento dinâmico.

**Tabela 6.16**Vidro,  $d_p = 0,0153\text{m}$ Escoamento contracorrente,  $G = 0,776 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $U = 1,086$ , aquecimento

tempo s	T (teórica) °C			$T_g(\text{exp.})$ °C	T (exp.) °C
	$s = 0$	$s = 0,5$	$s = 1$		
0	32,5	33,1	33,7	36	33
60	35,5	35,8	36,4	38	35
120	38,1	38,4	39,1	41	38
180	41,1	41,4	42,1	44	41
240	43,7	44,0	44,5	46	44
300	45,9	46,1	46,6	48	46

**Tabela 6.17**Vidro,  $d_p = 0,0153\text{m}$ Escoamento contracorrente,  $G = 0,776 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ,  $U = 1,086$ , resfriamento

tempo s	T (teórica) °C			$T_g(\text{exp.})$ °C	T (exp.) °C
	$s = 0$	$s = 0,5$	$s = 1$		
0	59,7	58,9	58,3	56	59
60	56,1	55,8	55,1	53	56
120	53,1	52,7	52,0	50	52
180	50,0	49,7	48,5	47	49
240	47,3	47,1	46,5	45	47
300	45,1	44,9	44,4	43	44

### 6.2.2.2 - Escoamento Unidirecional

As tabelas B.9 a B13, do apêndice B, apresentam os resultados dos coeficientes para o aquecimento,  $h_a^*$ , e resfriamento,  $h_r^*$ , utilizando o presente método com as equações (4.65) e (4.68) truncada no terceiro termo da série, para os raios adimensionais:  $s = 0$ ,  $s = 0,5$  e  $s = 1$ .

Nestas tabelas vemos que para muitos valores de  $U$  não foi possível a convergência, e será mostrado na próxima seção que este efeito é causado pela forma da curva temperatura 'versus' tempo, na região de saída do leito. Devido a este efeito da curva os valores mais confiáveis são aqueles obtidos com mais pontos experimentais, ou seja, próximo a saturação da temperatura. Por exemplo na tabela B.11 escolhe-se o fator de utilização maior ou igual a 1,707 ( $U \geq 1,707$ ) para estimar o valor de  $h$ .

Nas tabelas B.14 a B.18 são mostrados os valores de  $h$  médios ( $h_m^*$ ) entre os períodos de aquecimento ( $h_a^*$ ) e resfriamento ( $h_r^*$ ) em seus respectivos pontos radiais, juntamente com os valores obtidos: pelo método da minimização da diferença das eficiências médias,  $h_m$ , e pelo método do primeiro período, utilizando a correlação de Handley & Heggs [1968], equação (6.6),  $h_{SS}$ . Nestas tabelas vemos que os valores médios de  $h_m$ , obtidos na região de maior eficiência em escoamento unidirecional, onde  $U \approx 1$ , são relativamente próximos aos valores médios de  $h_m^*$  obtidos nas proximidades da saturação da temperatura, isto é, os dois últimos valores de  $U$ .

Os valores de  $h_m^*$  decrescem à medida que se emprega a equação (4.68) em  $s = 0$  para  $s = 1$ , o qual é um comportamento semelhante ao ocorrido no escoamento contracorrente.

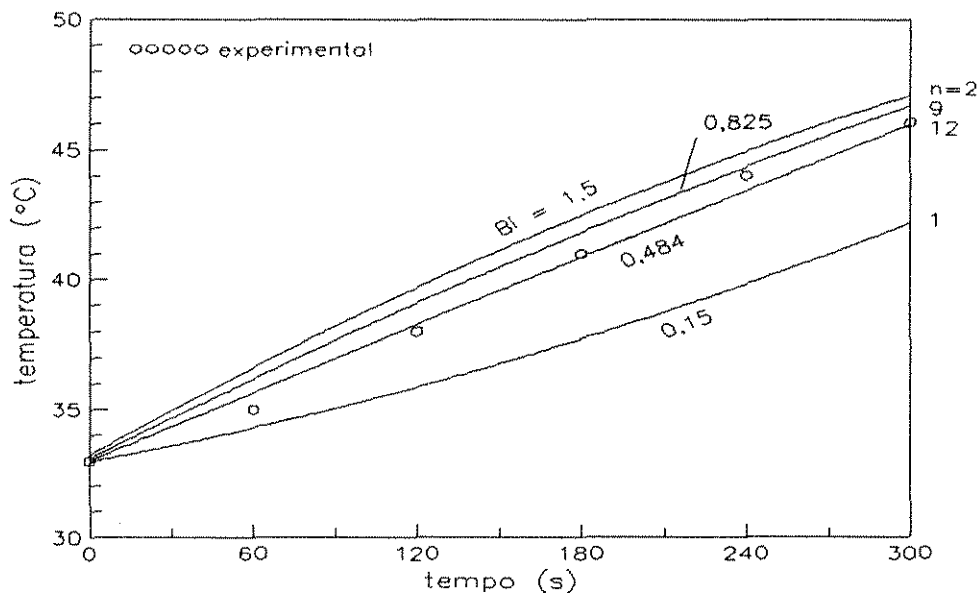
### 6.2.2.3 - Análise da Convergência

A convergência para o regenerador operando em escoamento contracorrente, a um fluxo mássico de  $0,776 \text{ kg/m}^2\text{s}$  com recheio de esferas de vidro de  $0,0153 \text{ m}$  de diâmetro, é analisada através das figuras 6.5 e 6.6, para os períodos de aquecimento e resfriamento, respectivamente, na qual foi empregado os algoritmos das figuras 5.4 a 5.7, ou o programa do apêndice H. No início são dados dois valores de número de Biot ( $Bi$ ), um máximo de 1,5 e outro mínimo de 0,15, sendo que o valor procurado deve estar entre eles. A condição para que haja a convergência é dada quando o valor absoluto referente a equação (5.7) é menor ou igual a 0,001, ou quando a diferença entre dois números de Biot seguidos seja menor ou igual a 0,0001. Para este caso a convergência foi alcançada com 12 iterações ( $n$ ) para o aquecimento e 15 para o resfriamento, conforme mostrado nos dois gráficos a seguir. Os valores dos números de Biot obtidos na convergência correspondem a 0,484

( $h = 67,00 \text{ W/m}^2\text{K}$ ) para o aquecimento e  $0,761$  ( $h = 108,17 \text{ W/m}^2\text{K}$ ) para o resfriamento. O valor final é a média aritmética entre estes dois valores ( $Bi = 0,623$ ,  $h = 87,59 \text{ W/m}^2\text{K}$ ), sendo que os valores dos coeficientes de transferência de calor convectivo ( $h$ ) tabelados (tabelas B3 e B7), são atribuídos por:

$$h = (k_s Bi) / B, \quad (6.11)$$

onde  $k_s$  é a condutividade térmica do material do recheio e  $B$  é o raio da partícula.

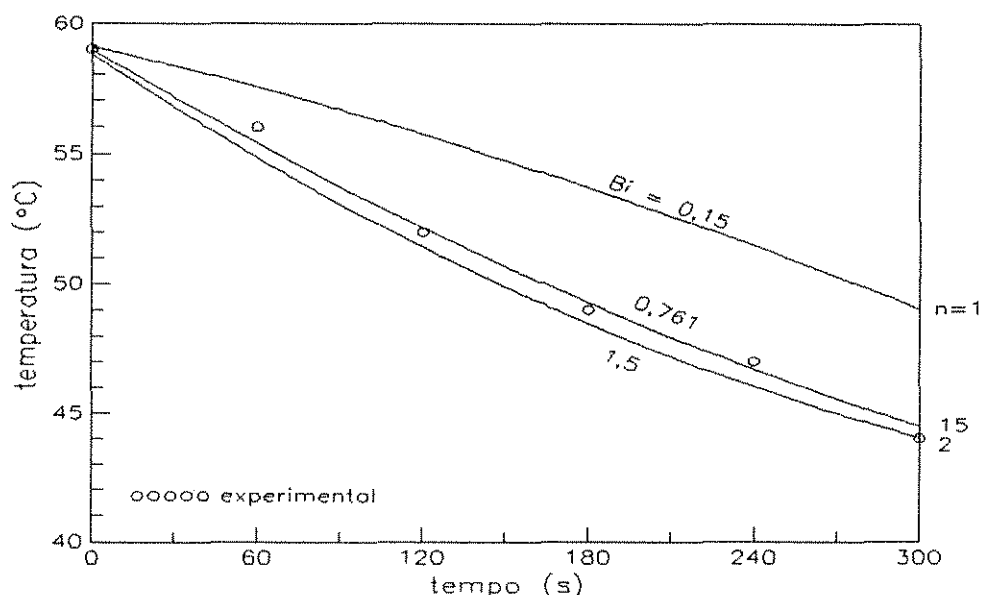


**Figura 6.5** - Análise da convergência entre as temperaturas do sólido experimental e teórica ( $s = 0,5$ ), para o período de aquecimento, com o regenerador operando em escoamento contracorrente.

A convergência para o escoamento unidirecional é analisada pelas tabelas 6.18 e 6.19 e pelos gráficos das figuras 6.7 e 6.8, semelhante a análise feita para o escoamento contracorrente.

As tabelas 6.18 e 6.19 mostram que para os períodos menores é muito difícil obter a convergência, para regeneradores operando em escoamento unidirecional, devido a forma da curva temperatura 'versus' tempo na região de saída do regenerador. Para o período de aquecimento obteve-se a convergência com 13 iterações em  $Bi = 0,272$ , porém é um valor duvidoso pois a temperatura do sólido 'versus' tempo não é muito sensível ao

valor de Biot. A convergência só é possível quando os períodos são maiores, próximo da região onde ocorre a saturação de temperatura, conforme é visto nos gráficos das figuras 6.7 e 6.8, na qual o valor do fator de utilização  $U$  é igual a 1,303 e o período de 360 segundos, correspondente as tabelas B.12 e B.17.



**Figura 6.6** - Análise da convergência entre as temperaturas do sólido experimental e teórica ( $s = 0,5$ ), para o período de resfriamento, com o regenerador operando em escoamento contracorrente.

**Tabela 6.18**

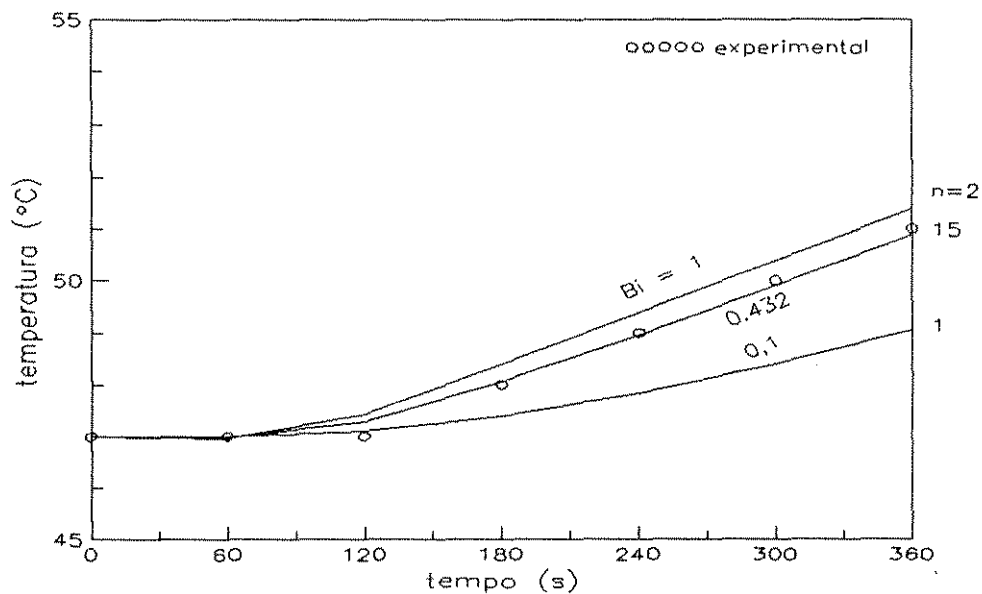
Vidro,  $d_p = 0,153$  m - Aquecimento

Escoamento unidirecional,  $G = 0,776$  kg/m<sup>2</sup>s,  $P_a = 240$  s,  $U = 0,869$

tempo, s	$T$ (exp), °C	$T$ (teórica), °C em $s = 0,5$			
		$Bi = 0,15$	$Bi = 1,5$	$Bi = 0,825$	$Bi = 0,272$
0	49	49,000	49,000	49,000	49,000
60	49	49,003	49,011	49,009	49,005
120	49	48,988	48,950	48,959	48,980
180	49	49,129	49,511	49,404	49,205
240	50	49,541	50,510	50,323	49,810
iteração		1	2	3	13

**Tabela 6.19**Vidro,  $d_p = 0,153$  m - ResfriamentoEscoamento unidirecional,  $G = 0,776$  kg/m<sup>2</sup>s,  $P_r = 240$  s,  $U = 0,869$ 

tempo, s	$T(\text{exp}), ^\circ\text{C}$	$T(\text{teórica}), ^\circ\text{C}$ em $s = 0,5$	
		$Bi = 0,15$	$Bi = 1,5$
0	50	50,011	50,065
60	50	50,288	50,866
120	50	50,516	51,036
180	50	50,525	50,487
240	49	50,216	49,490
iteração		1	2

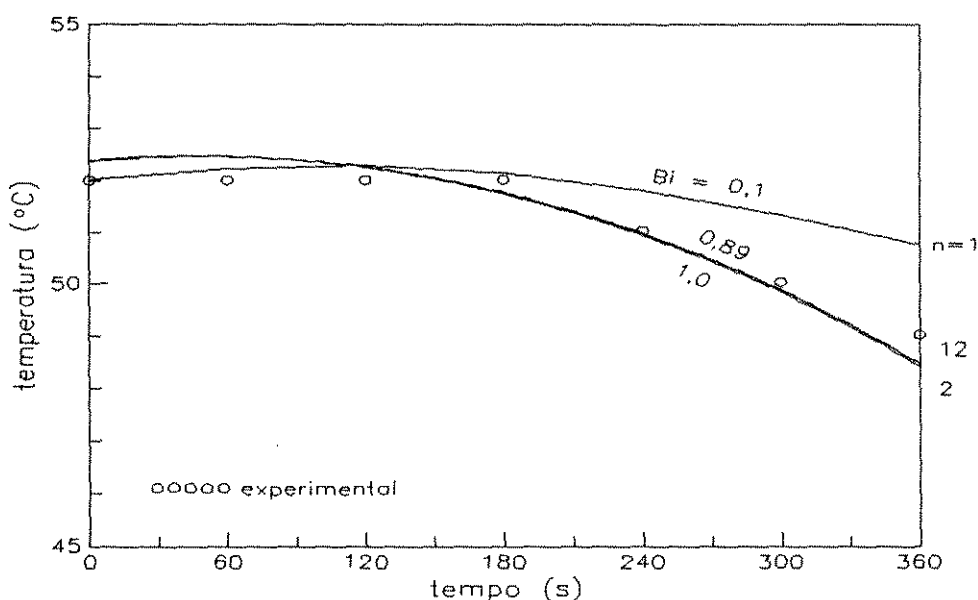


**Figura 6.7-** Análise da convergência entre as temperaturas do sólido experimental e teórica ( $s = 0,5$ ), para o período de aquecimento, com o regenerador operando em escoamento unidirecional.



Observando as figuras 6.7 e 6.8, vemos que a convergência para o período de aquecimento foi alcançada com 15 iterações e para o período de resfriamento com 12 iterações, correspondente aos números de Biot 0,482 ( $h = 59,81 \text{ W/m}^2\text{K}$ ) e 0,89 ( $h = 123,38 \text{ W/m}^2\text{K}$ ), respectivamente. O valor do coeficiente final ( $h = 91,61 \text{ W/m}^2\text{K}$ ) é obtido pela média destes dois valores de Biot devido a simetria dos períodos de aquecimento e resfriamento.

Portanto, pela análise da convergência para os dois tipos de escoamento, justifica-se a obtenção do coeficiente de transferência de calor convectivo, empregando o presente método.



**Figura 6.8** - Análise da convergência entre as temperaturas do sólido experimental e teórica ( $s = 0,5$ ), para o período de resfriamento, com o regenerador operando em escoamento unidirecional.

### 6.2.3 - COMPORTAMENTO DINÂMICO

Nesta seção serão feitas análises do comportamento dinâmico de regeneradores de calor para ambos os escoamentos.

Estas análises compreenderão:

- a. o gradiente térmico no interior da partícula, na região de saída do regenerador, variando com o número de Biot
- b. a comparação entre as temperaturas experimentais e as teóricas do sólido, na região de saída do leito, utilizando várias correlações
- c. a comparação entre as temperaturas experimental e teórica do sólido, ao longo do regenerador, utilizando o modelo da condução intrapartícula adiabático
- d. o comportamento das eficiências experimentais e teóricas, utilizando várias correlações.

Estas análises do comportamento dinâmico são muito importantes para a elaboração de projetos de regeneradores de calor.

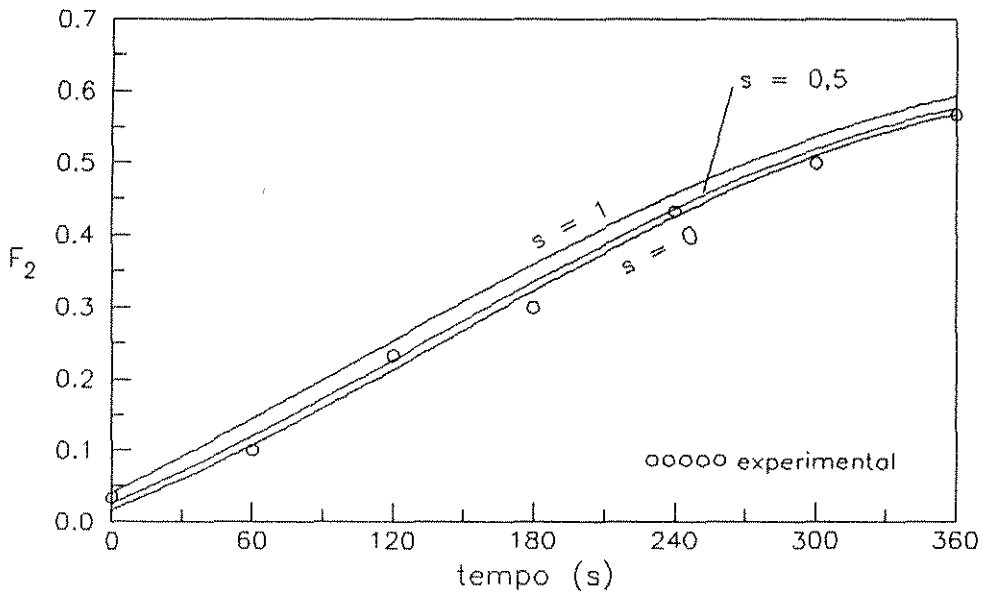
#### 6.2.3.1 - Escoamento Contracorrente

A análise sobre o gradiente térmico no interior da partícula, na região de saída do regenerador, será feita utilizando as equações (4.65) e (4.68), truncada no terceiro termo, empregando a correlação (6.9) obtida no presente trabalho. A região de saída do leito, durante o período de resfriamento, compreende a extremidade inferior do regenerador, e durante o período de aquecimento o topo do mesmo.

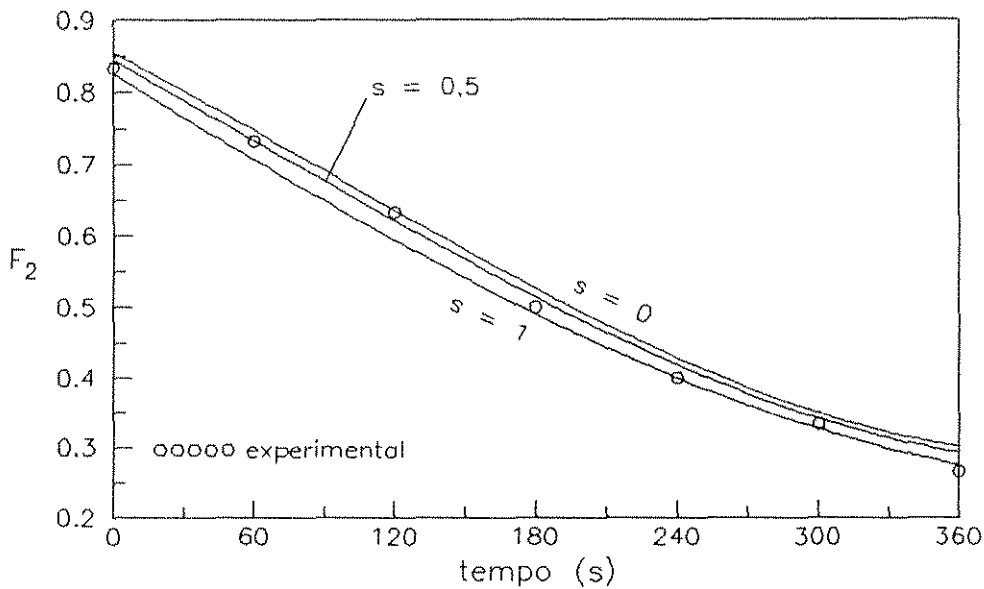
Nas figuras 6.9 a 6.12 são apresentadas algumas curvas da temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, utilizando o recheio de esferas de vidro com 0,0153 m de diâmetro, operando com vazões de 1,008 kg/m<sup>2</sup>s e 0,524 kg/m<sup>2</sup>s.

Nas figuras 6.9 e 6.10 os valores experimentais se aproximam da curva teórica para o raio adimensional,  $s$ , igual a 0,5, sob um número de Biot de 0,82, e nas figuras 6.11 e 6.12 esta aproximação ocorre em  $s = 1$ , para um número de Biot de 0,37.

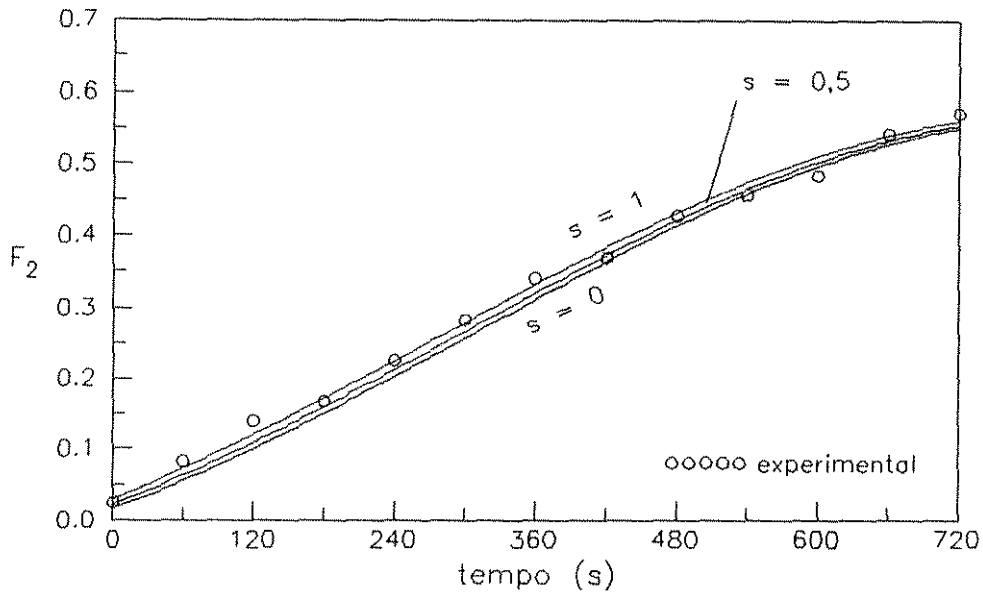
Pelas curvas apresentadas temos que à medida que o  $Bi$  diminui de 0,82 para 0,37, o gradiente térmico decresce ocasionando um menor efeito intrapartícula. As esferas de chumbo e aço utilizadas para o recheio não apresentaram gradiente térmico, devido as suas altas condutividade térmica, com valores de  $Bi$  muito baixo variando entre 0,006 a 0,011 para o chumbo e 0,003 a 0,007 para o aço. A esfera



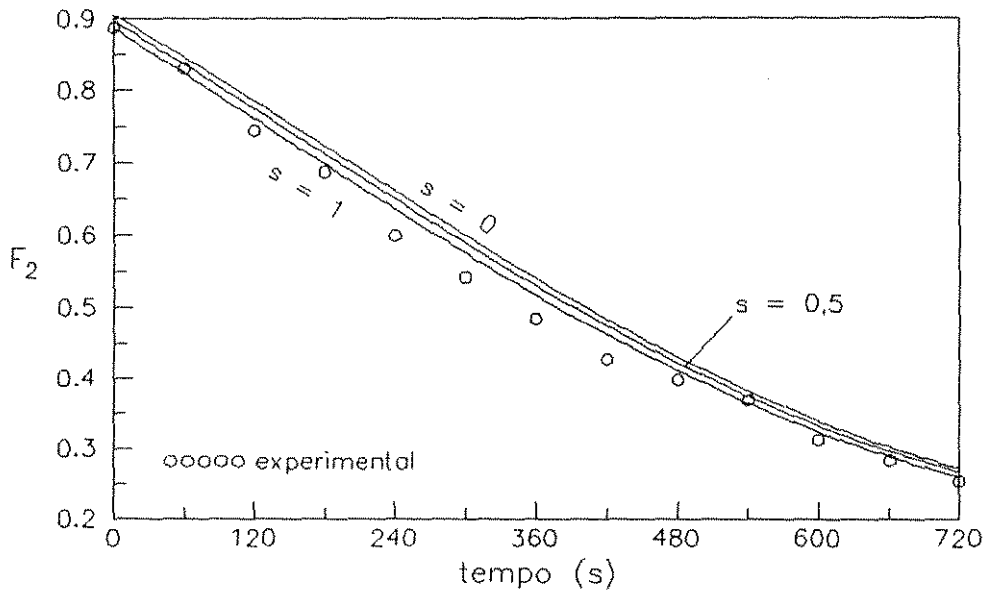
**Figura 6.9** - Temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,008 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o aquecimento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,692$  e  $Bi = 0,82$ .



**Figura 6.10** - Temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,008 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o resfriamento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,692$  e  $Bi = 0,82$ .



**Figura 6.11** - Temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o aquecimento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,759$  e  $Bi = 0,37$ .



**Figura 6.12** - Temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o resfriamento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,759$  e  $Bi = 0,37$ .

de vidro de 0,0038 m de diâmetro, devido ao seu diâmetro reduzido e as baixas vazões utilizadas na operação do regenerador, apresentou um  $Bi$  relativamente baixo, cerca de 0,07 a 0,15, ocasionando também um pequeno gradiente térmico.

As temperaturas experimentais foram medidas numa região próxima ao centro da partícula ( $s \approx 0$ ), com uma precisão de  $\pm 1^\circ\text{C}$ , causando desta forma certos desvios entre as temperaturas teóricas e as experimentais.

Nas figuras 6.13 a 6.16 são feitas comparações entre as diversas correlações, empregando as equações da temperatura transiente do sólido (4.65) e (4.68) em  $s = 0$ , truncada no terceiro termo, juntamente com as temperaturas experimentais do sólido, na região de saída do leito.

Nas figuras 6.13 e 6.14 vemos que os melhores resultados é conseguido com a técnica do equilíbrio cíclico, onde os valores dos coeficientes de transferência de calor foram obtidos pela correlação do presente trabalho e pelo gráfico de Heggs e Hollins [1984], figura 2.2.

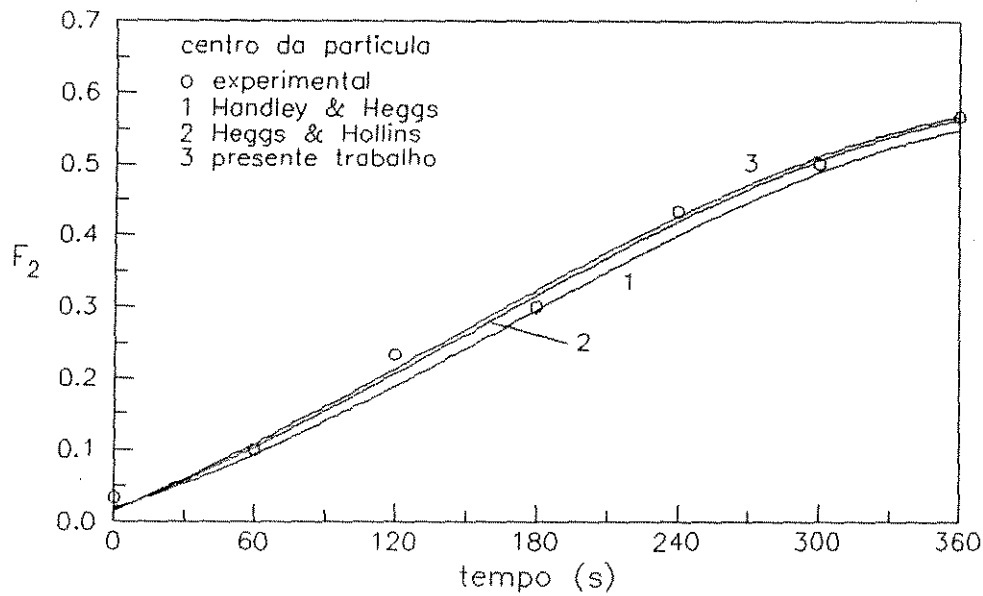
Os coeficientes obtidos pela técnica do equilíbrio cíclico são  $h_{PT} = 114,28 \text{ W/m}^2\text{K}$  e  $h_{GR} = 100,41 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Pela correlação de Handley e Heggs [1968]  $h_{SS} = 74,52 \text{ W/m}^2\text{K}$ , cerca de 35 a 25% inferior aos valores obtidos pela outra técnica, ocasionando um desvio na curva um pouco maior.

Nas figuras 6.15 e 6.16 os três valores dos coeficientes ( $h_{PT} = 51,07 \text{ W/m}^2\text{K}$ ,  $h_{GR} = 55,33 \text{ W/m}^2\text{K}$  e  $h_{SS} = 62,3 \text{ W/m}^2\text{K}$ ) estão muito próximos, ocasionando aproximadamente os mesmos desvios entre as três curvas teóricas e os pontos experimentais.

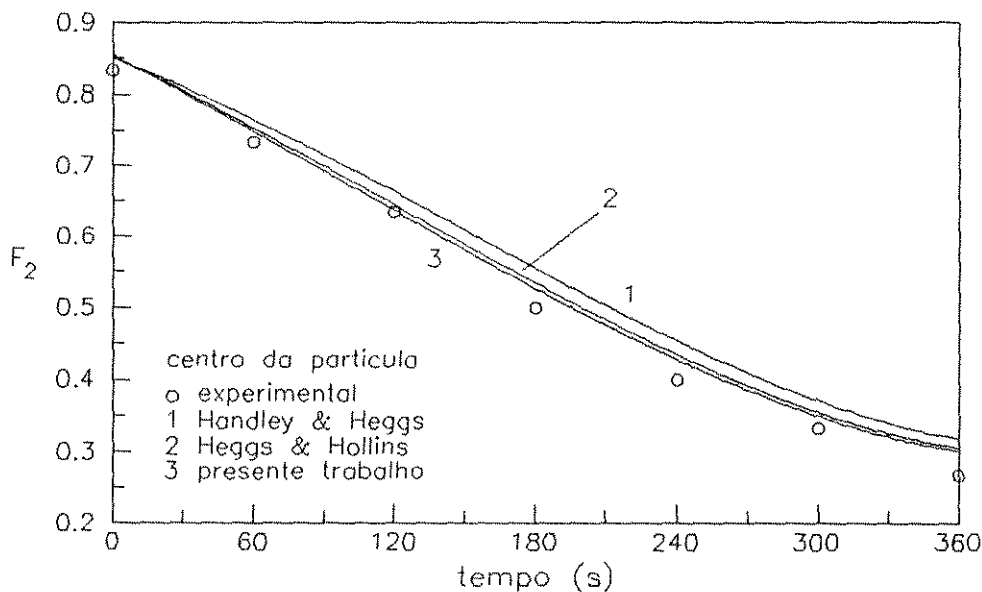
Pela análise destas curvas vemos que à medida que o número de Biot aumenta, a técnica do equilíbrio cíclico é mais precisa.

Nas figuras 6.17 a 6.22 são apresentados vários perfis de temperaturas experimentais e teóricas para o centro da esfera de vidro com 0,0153 m de diâmetro ( $s = 0$ ), ao longo do regenerador, compreendendo os instantes de tempo  $t = 0$ ,  $t = P/2$  e  $t = P$ , onde  $P$  é o período em segundos. Para se obter os valores teóricos utilizou-se a correlação (6.9) e a solução numérica do modelo da condução intrapartícula adiabático, apresentada em detalhe no capítulo 4. Nos gráficos para o período de aquecimento, temos que o gás quente entra pela extremidade inferior do regenerador, portanto em 0 mm, e para o período de resfriamento o gás frio entra pelo topo do regenerador, portanto em 188 mm representado pela extremidade direita dos gráficos.

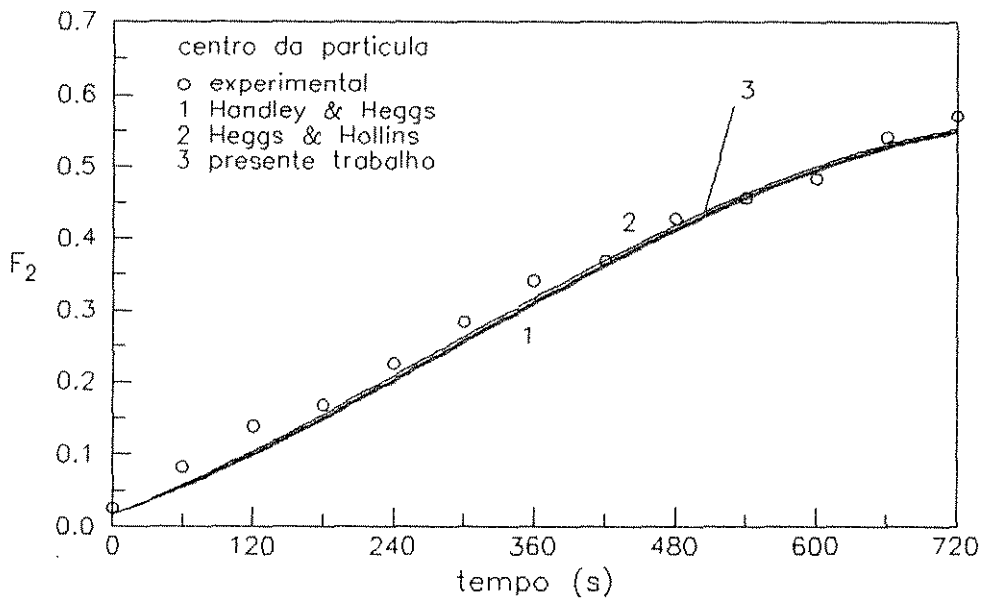
Nestas curvas ocorrem certos desvios entre os valores experimentais e teóricos, pois o regenerador embora isolado internamente e externamente não se comporta de uma maneira adiabática. Os valores teóricos estão acima dos experimentais durante ambos os períodos, significando que ocorrem perdas de calor durante o experimento.



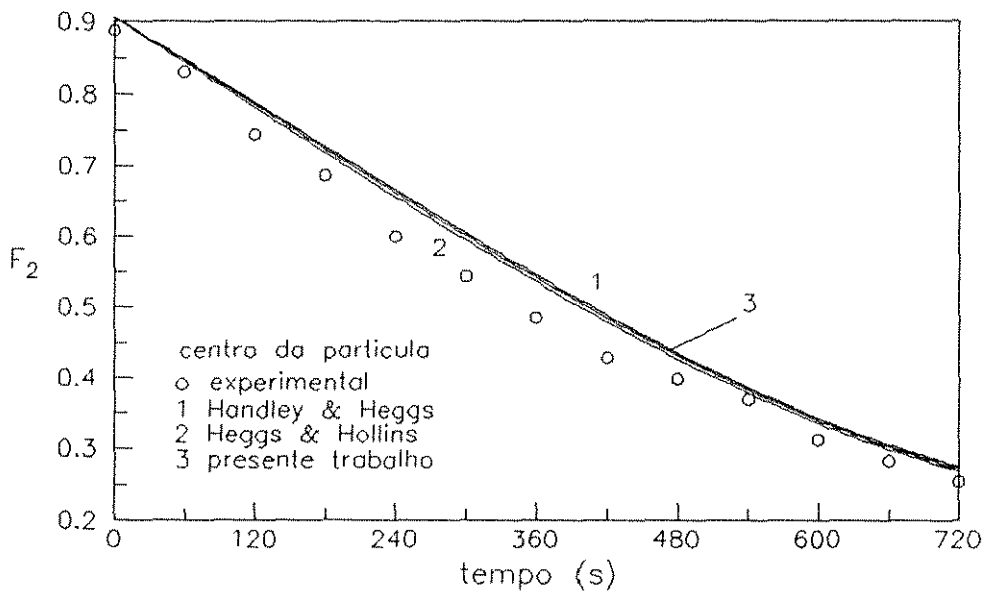
**Figura 6.13** - Temperatura no centro da partícula 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,008 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o aquecimento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,692$  e  $Bi = 0,82$ .



**Figura 6.14** - Temperatura no centro da partícula 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,008 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o resfriamento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,692$  e  $Bi = 0,82$ .



**Figura 6.15** - Temperatura no centro da partícula 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$  durante o aquecimento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,759$  e  $Bi = 0,37$ .



**Figura 6.16** - Temperatura no centro da partícula 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o resfriamento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,759$  e  $Bi = 0,37$ .

Para se obter as curvas das figuras 6.17 e 6.18, utilizou-se um fluxo mássico de  $1.008 \text{ kg/m}^2\text{s}$  com períodos simétricos de 120 segundos, e para as curvas das figuras 6.19 e 6.20 utilizou-se o mesmo fluxo mássico, porém o período passou para 240 segundos. Embora o período de 120 segundos apresentasse uma maior eficiência ( $= 0,638$ ) em relação ao período de 240 segundos ( $= 0,519$ ) os desvios entre o modelo teórico adiabático e os dados experimentais não diferem muito para estes dois períodos, onde  $U = 0,564$  e  $1,128$ , respectivamente. Também diminuindo o fluxo mássico para  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$  como é mostrado nas figuras 6.21 e 6.22 estes desvios não se alteram significativamente quando  $U$  é menor ou aproximadamente um, neste caso  $U = 1,173$ .

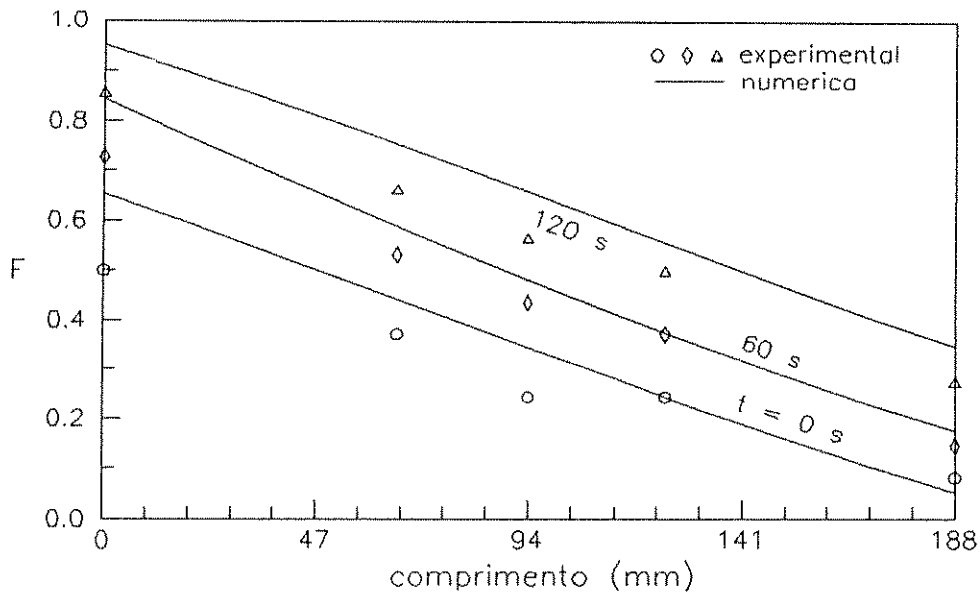
É verificado também que em períodos curtos, por exemplo  $\Pi/\Lambda = 0,564$  nas figuras 6.17 e 6.18, a temperatura do gás na entrada do leito sofre mudanças mais frequentes, ocasionando um perfil de temperatura linear. Para  $\Pi$  maior que  $\Lambda$ , por exemplo  $\Pi/\Lambda = 1,128$  nas figuras 6.19 e 6.20, a curvatura do perfil de temperatura é mais pronunciada, pois a temperatura do gás na entrada do leito permanece constante mais tempo interrompendo a linearidade nesta curva. Estes dois fatos também foram observados na simulação apresentada por LUPORINI [1990].

Estes mesmos comportamento são verificados para os recheios utilizando outros materiais, como são vistos nas figuras 6.23 e 6.24 onde são apresentados perfis para as temperaturas experimentais e teóricas para a superfície das esferas de aço, ao longo do leito ( $U = 1,333$ ), nas figuras 6.25 e 6.26 para esferas de vidro de  $0,0038 \text{ m}$  de diâmetro ( $U = 1,439$ ) e nas figuras 6.27 e 6.28 para esferas de chumbo ( $U = 1,422$ ).

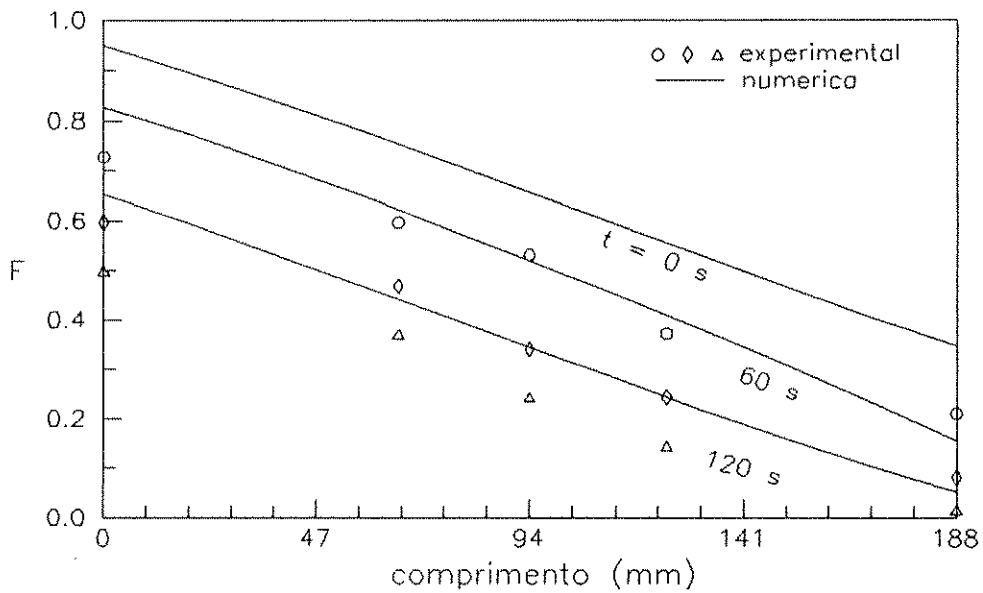
Estes desvios entre o modelo adiabático e o experimental se devem a dois fatores: primeiro ocorrem perdas de calor na parede externa do regenerador com as vizinhanças, e segundo a parede interna do regenerador atua como um segundo regenerador, ou seja a área da superfície interna não é levada em consideração como área de troca térmica por unidade de volume ( $A$ ). Esta área engloba apenas o recheio.

Poderia ser verificado experimentalmente, que à medida que se aumentasse o diâmetro do regenerador com isolações interna e externa, os valores de temperatura se aproximaria mais do modelo teórico adiabático, pois ocorreria uma diminuição percentual da área da parede interna em relação a área do recheio. Se esta conclusão for satisfatória pode-se utilizar o modelo adiabático para regeneradores industriais com grande precisão, pois além de diâmetros elevados as paredes geralmente são contruídas de materiais cerâmicos (tijolos) o que contribue para uma boa isolamento com o meio externo.

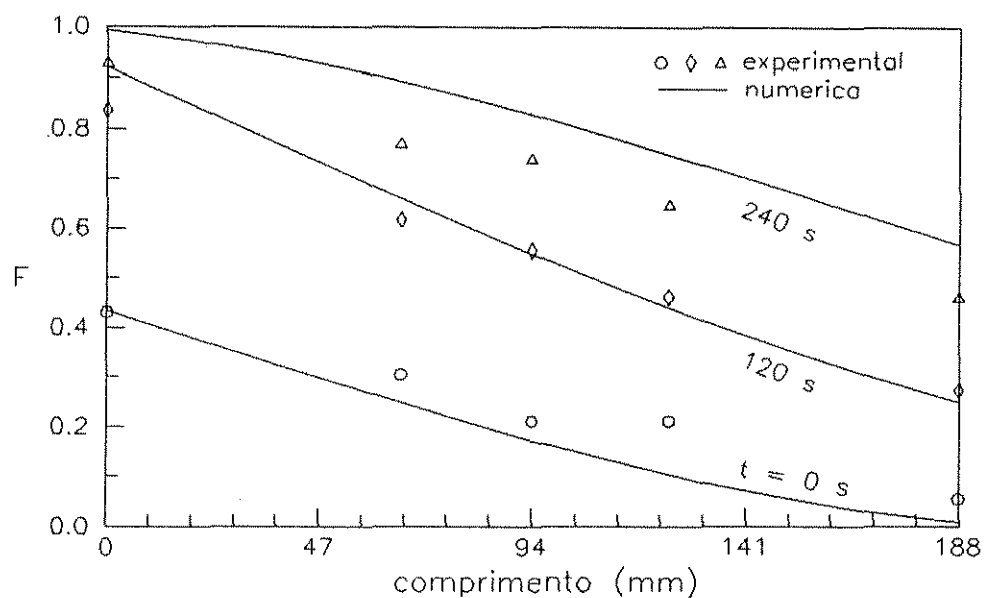




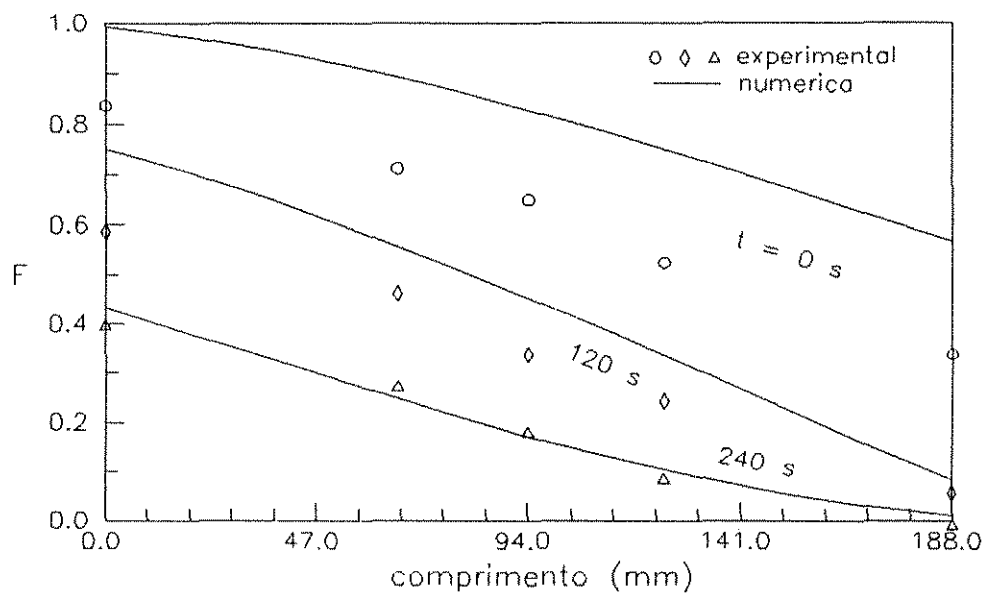
**Figura 6.17** - Perfis de temperatura para o centro da esfera, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,008 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de aquecimento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 0,564$ ,  $P = 120 \text{ s}$ ,  $Bi = 0.82$ .



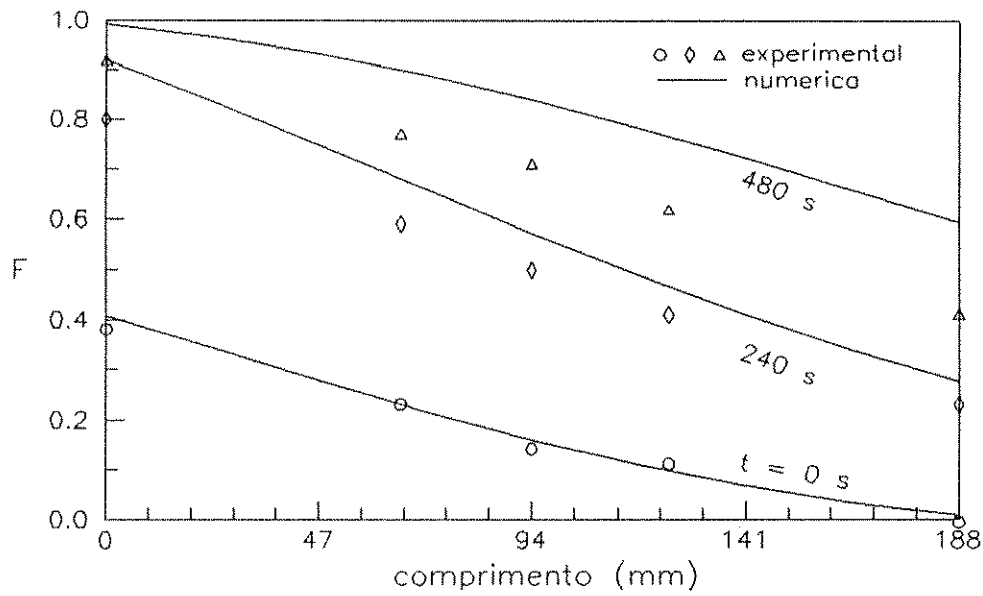
**Figura 6.18** - Perfis de temperatura para o centro da esfera, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,008 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de resfriamento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 0,564$ ,  $P = 120 \text{ s}$ ,  $Bi = 0.82$ .



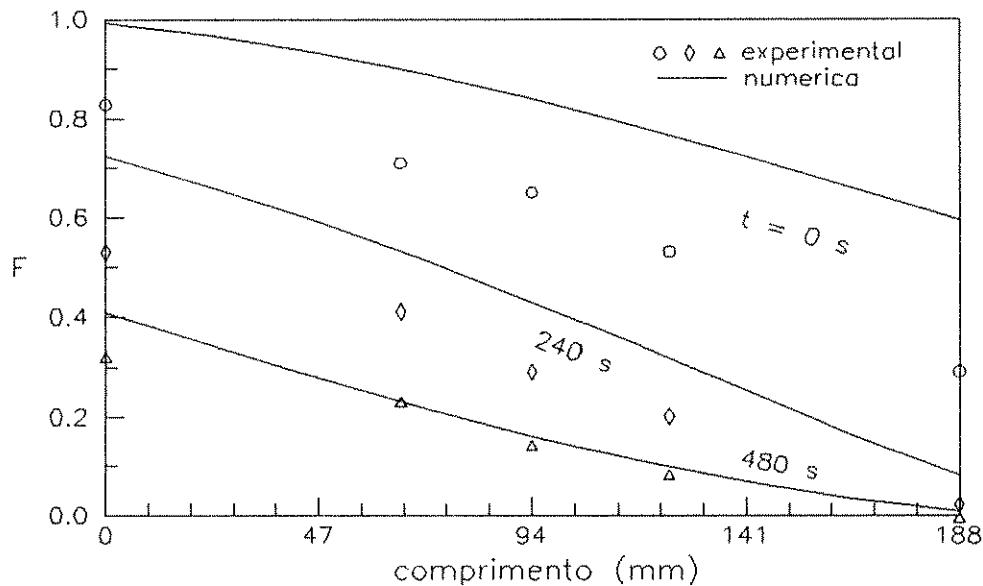
**Figura 6.19** - Perfis de temperatura para o centro da esfera, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,008\text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de aquecimento; vidro ( $d_p = 0,0153\text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,128$ ,  $P = 240\text{ s}$ ,  $Bi = 0.82$ .



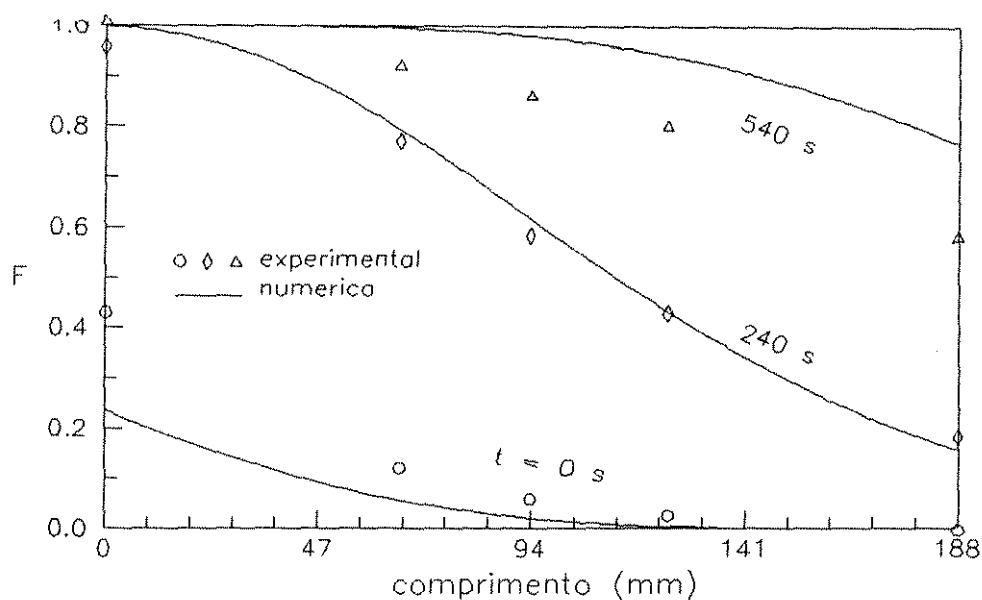
**Figura 6.20** - Perfis de temperatura para o centro da esfera, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,008\text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de resfriamento; vidro ( $d_p = 0,0153\text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,128$ ,  $P = 240\text{ s}$ ,  $Bi = 0.82$ .



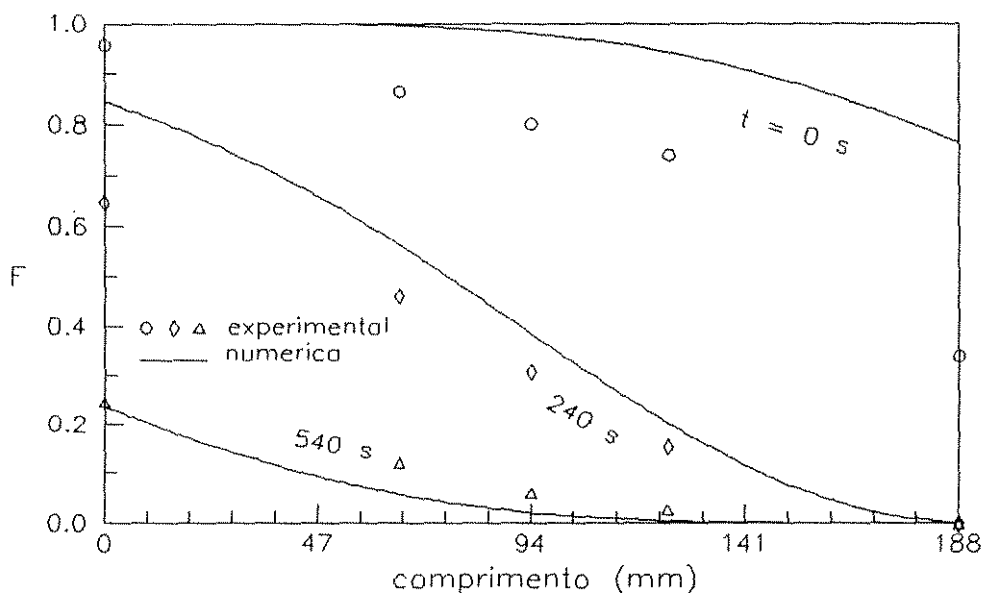
**Figura 6.21** - Perfis de temperatura para o centro da esfera, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de aquecimento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi / \Lambda = 1,173$ ,  $P = 480 \text{ s}$ ,  $Bi = 0.37$ .



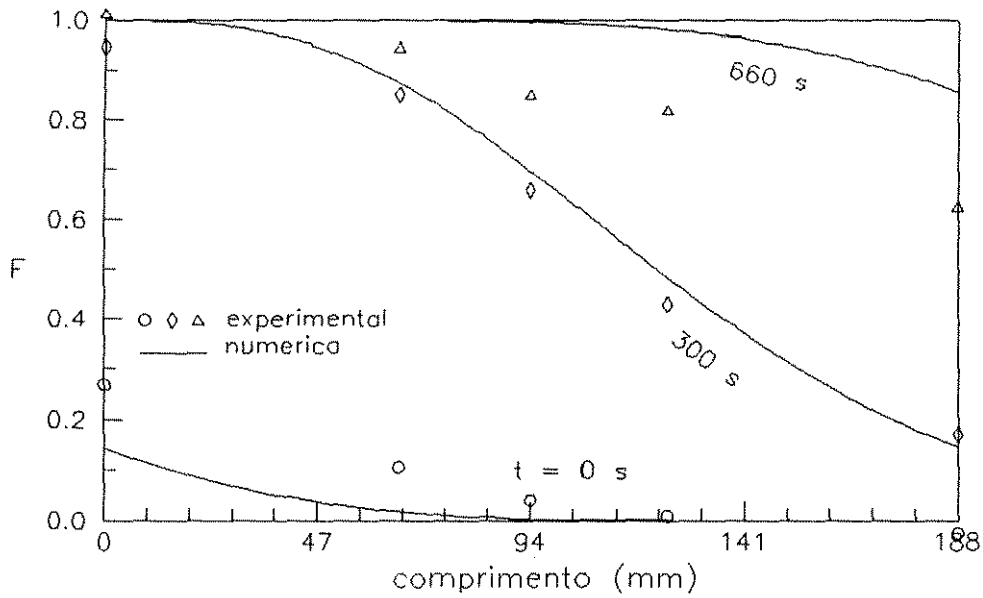
**Figura 6.22** - Perfis de temperatura para o centro da esfera, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de resfriamento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi / \Lambda = 1,173$ ,  $P = 480\text{s}$ ,  $Bi = 0.37$ .



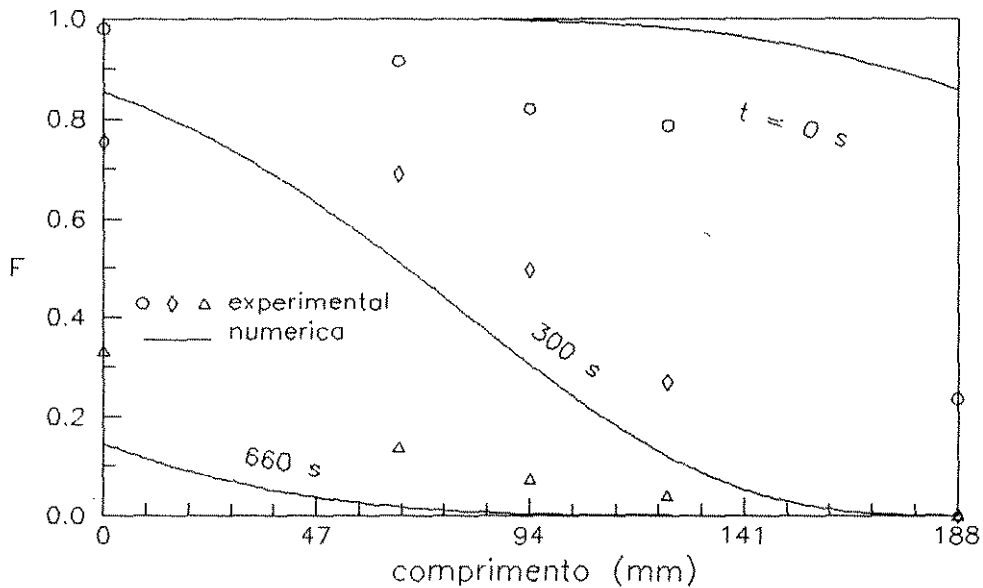
**Figura 6.23** - Perfis de temperatura para superfície da esfera, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de aquecimento; aço ( $d_p = 0,00635 \text{ m}$ ),  $\Pi / \Lambda = 1,333$ ,  $P = 540 \text{ s}$ ,  $Bi = 0.0063$ .



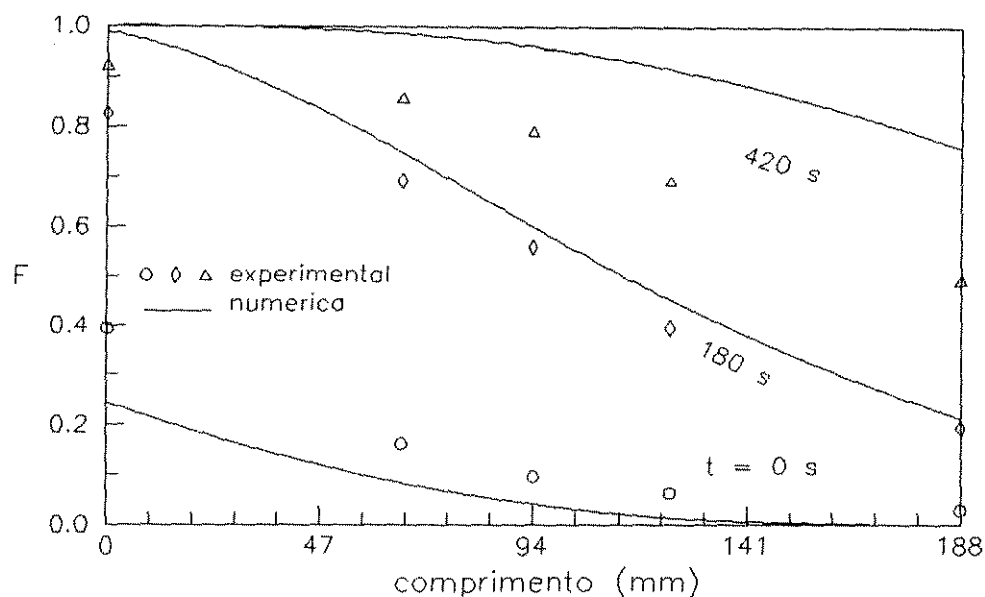
**Figura 6.24** - Perfis de temperatura para superfície da esfera, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de resfriamento; aço ( $d_p = 0,00635 \text{ m}$ ),  $\Pi / \Lambda = 1,333$ ,  $P = 540 \text{ s}$ ,  $Bi = 0.0063$ .



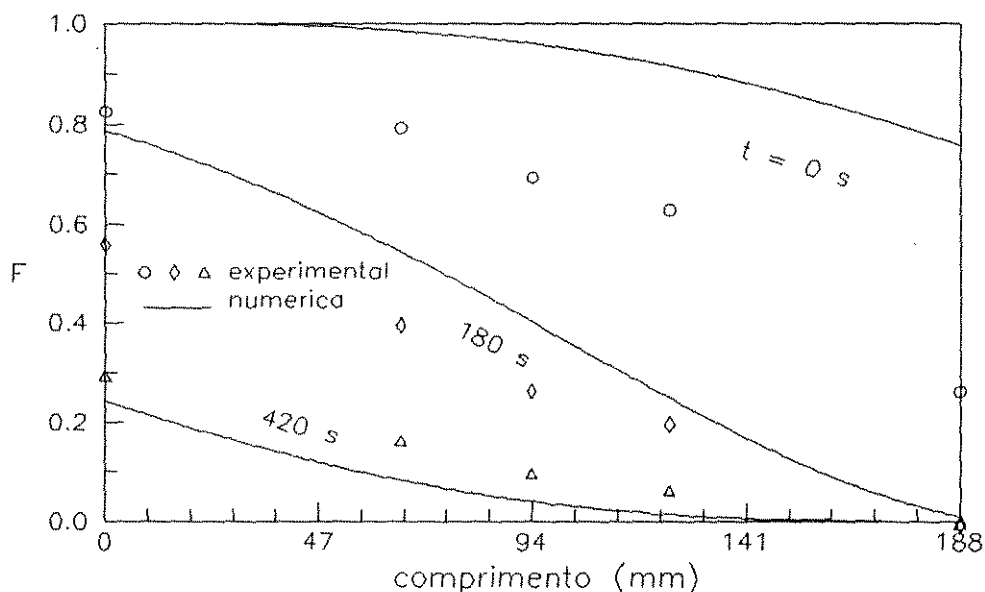
**Figura 6.25** - Perfis de temperatura para superfície da esfera, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de aquecimento; vidro ( $d_p = 0,0038 \text{ m}$ ),  $\Pi / \Lambda = 1,439$ ,  $P = 660 \text{ s}$ ,  $Bi = 0.078$ .



**Figura 6.26** - Perfis de temperatura para superfície da esfera, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de resfriamento; vidro ( $d_p = 0,0038 \text{ m}$ ),  $\Pi / \Lambda = 1,439$ ,  $P = 660 \text{ s}$ ,  $Bi = 0.0078$ .



**Figura 6.27** - Perfis de temperatura para superfície da esfera, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de aquecimento; chumbo ( $d_p = 0,0088 \text{ m}$ ),  $\Pi / \Lambda = 1,422$ ,  $P = 420 \text{ s}$ ,  $Bi = 0.0062$ .



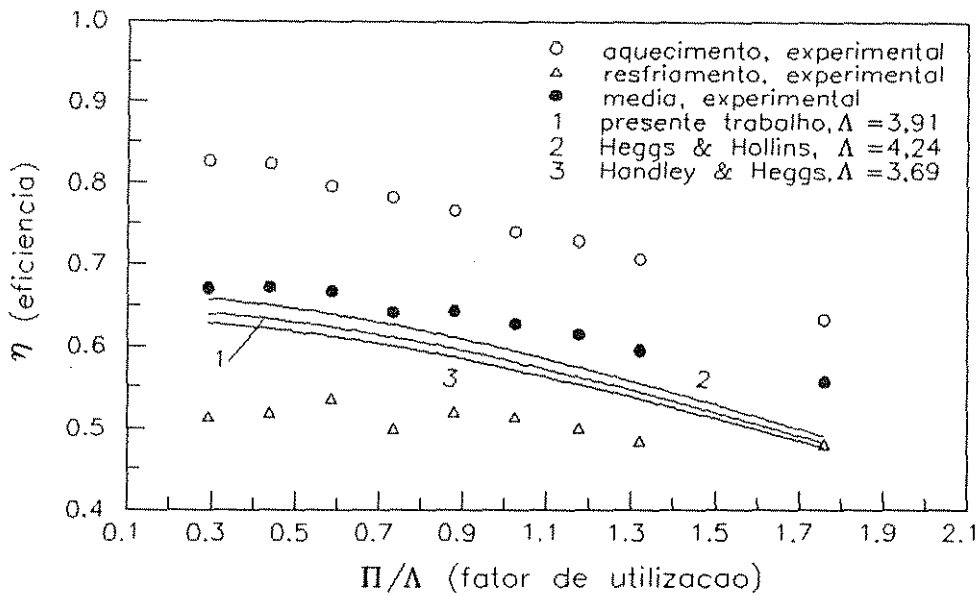
**Figura 6.28** - Perfis de temperatura para superfície da esfera, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de resfriamento; chumbo ( $d_p = 0,0088 \text{ m}$ ),  $\Pi / \Lambda = 1,422$ ,  $P = 420 \text{ s}$ ,  $Bi = 0.0062$ .

Os gráficos das figuras 6.29 a 6.36 apresentam curvas das eficiências versus o fator de utilização compreendendo as vazões de aproximadamente 0,520 a 1,008 kg/m<sup>2</sup>s para cada tipo de recheio apresentado na tabela 3.1. As eficiências teóricas foram obtidas utilizando a solução numérica do modelo da condução intrapartícula adiabático, apresentada em detalhe no capítulo 4. Sendo que para a solução das mesmas foram empregados os coeficientes de transferência de calor convectivo obtidos das correlações correspondentes, conforme indicadas nas figuras 6.29 a 6.36.

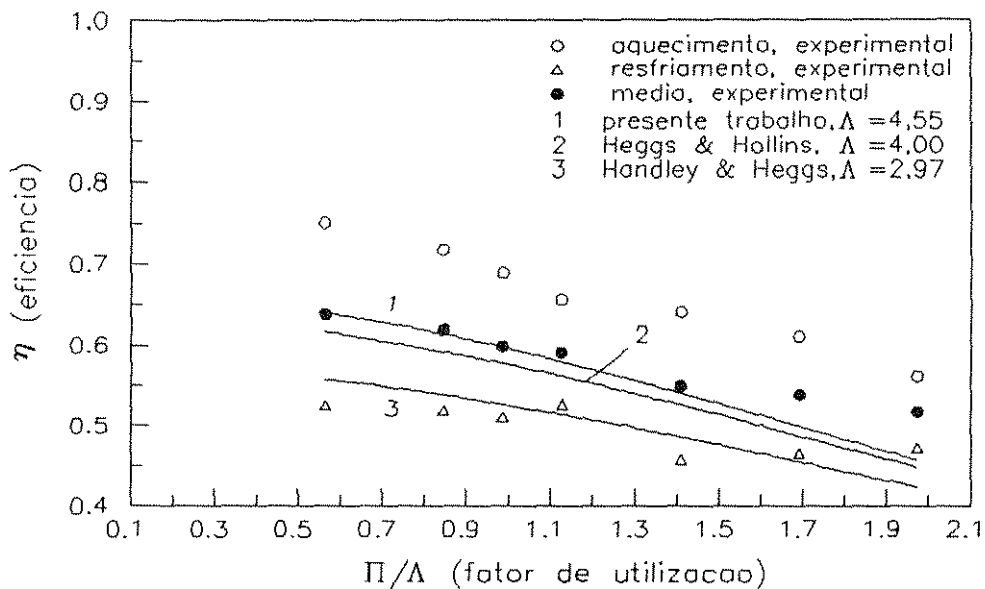
Verifica-se que à medida que o fator de utilização ( $\Pi/\Lambda$ ) aumenta, a eficiência diminui, porém na região onde o fator de utilização é menor ou igual a um ( $\Pi/\Lambda \leq 1$ ) a eficiência ( $\eta$ ) não diminui drasticamente, sendo esta a região de eficiência ótima, onde deve-se operar os regeneradores em escoamento contracorrente. Vemos também que a eficiência no período de aquecimento é sempre maior do que a do resfriamento, fato já discutido no início deste capítulo.

Em um regenerador adiabático os valores das eficiências são os mesmos para os dois períodos ( $\eta_a = \eta_r$ ), porém experimentalmente isto não ocorre devido as perdas de calor da parede externa com o ambiente, e da parede interna atuando como um segundo regenerador. Se fizermos as seguintes considerações para o equilíbrio cíclico: no período de aquecimento subtrai-se os dois fatores de perdas de calor não adiabático e no período de resfriamento adiciona-se estes dois fatores de perdas de calor. Se estes valores são iguais, então a eficiência média do regenerador não adiabático equipara-se a do regenerador adiabático. Este efeito deve ocorrer na região de eficiência ótima onde o fator de utilização é menor ou igual a um ( $U \leq 1$ ), segundo as curvas das figuras 6.29 a 6.36, e também conforme vimos nas apresentações dos resultados dos valores de  $h$  (apêndice A). Os valores dos coeficientes de transferência de calor não variam muito na região de período ótimo, como são verificados pelos dois métodos apresentados no presente trabalho, sendo um deles não adiabático, e também pelos coeficientes obtidos pelo gráfico de Hegg & Hollins [1984]. Estes valores de  $h$  geram eficiências próximas das eficiências médias experimentais quando o fator de utilização é menor ou igual a um ( $U \leq 1$ ), conforme é visto nas figuras 6.29 a 6.36.

Nestas curvas vemos também que as eficiências obtidas utilizando os valores dos coeficientes pela técnica do equilíbrio cíclico, se aproximam mais das eficiências médias experimentais, indicando ser este o melhor método para a obtenção de  $h$ .

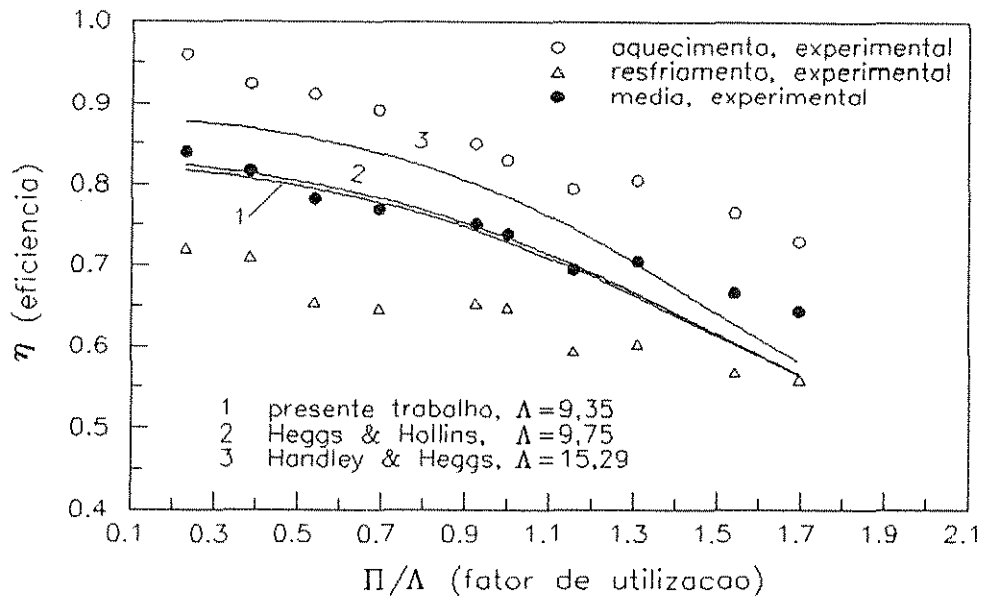


**Figura 6.29** -Variações das eficiências experimentais e teóricas com o fator de utilização, no equilíbrio cíclico; para o regenerador com recheio de esferas de vidro de 0,0153 m de diâmetro e  $G = 0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , em escoamento contracorrente.

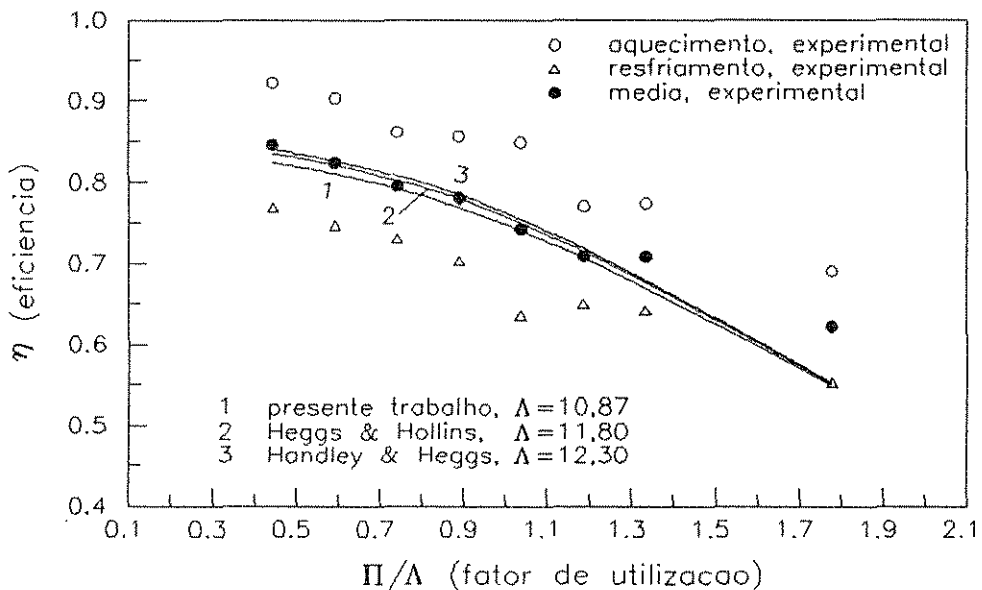


**Figura 6.30** -Variações das eficiências experimentais e teóricas com o fator de utilização, no equilíbrio cíclico; para o regenerador com recheio de esferas de vidro de 0,0153 m de diâmetro e  $G = 1,008 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , em escoamento contracorrente.

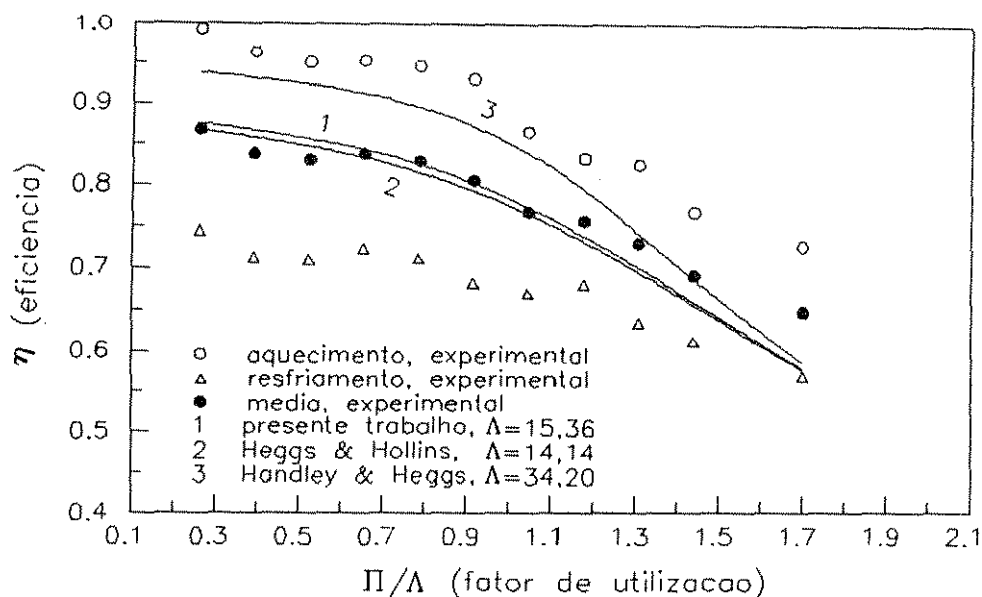




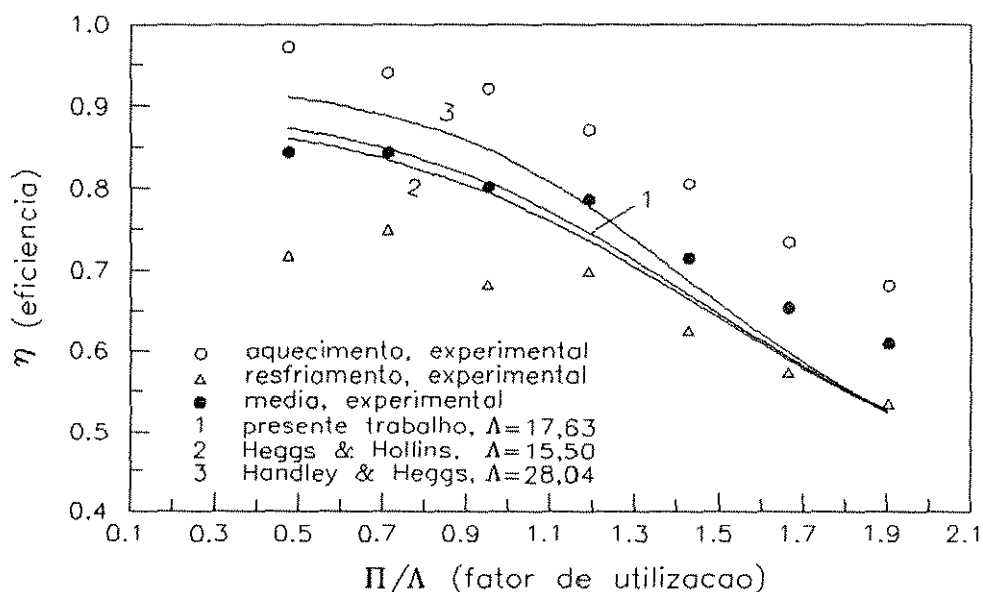
**Figura 6.31** -Variações das eficiências experimentais e teóricas com o fator de utilização, no equilíbrio cíclico; para o regenerador com recheio de esferas de aço de 0,00635 m de diâmetro e  $G = 0,520 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , em escoamento contracorrente.



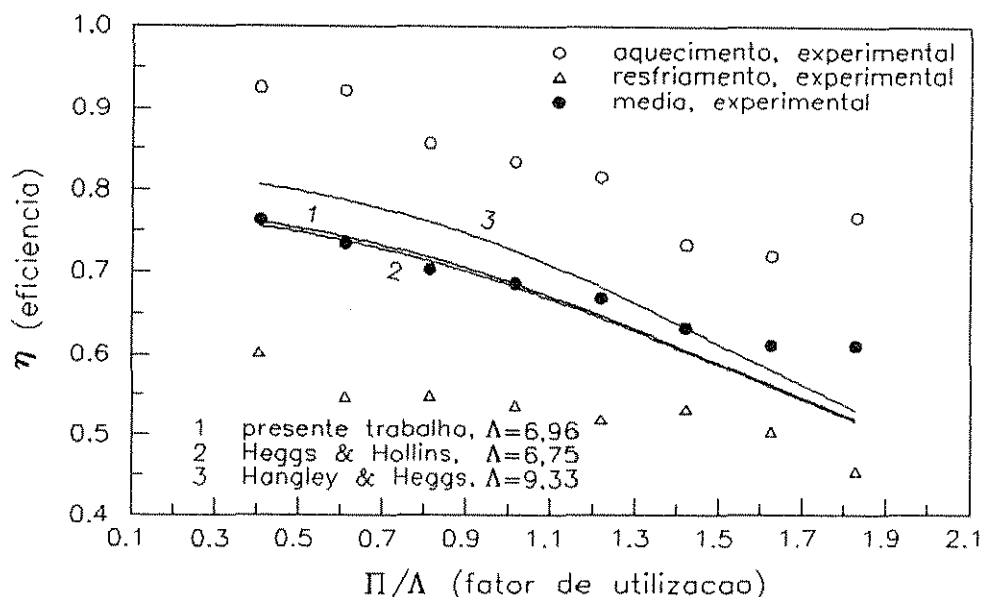
**Figura 6.32** -Variações das eficiências experimentais e teóricas com o fator de utilização, no equilíbrio cíclico; para o regenerador com recheio de esferas de aço de 0,00635 m de diâmetro e  $G = 1,000 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , em escoamento contracorrente.



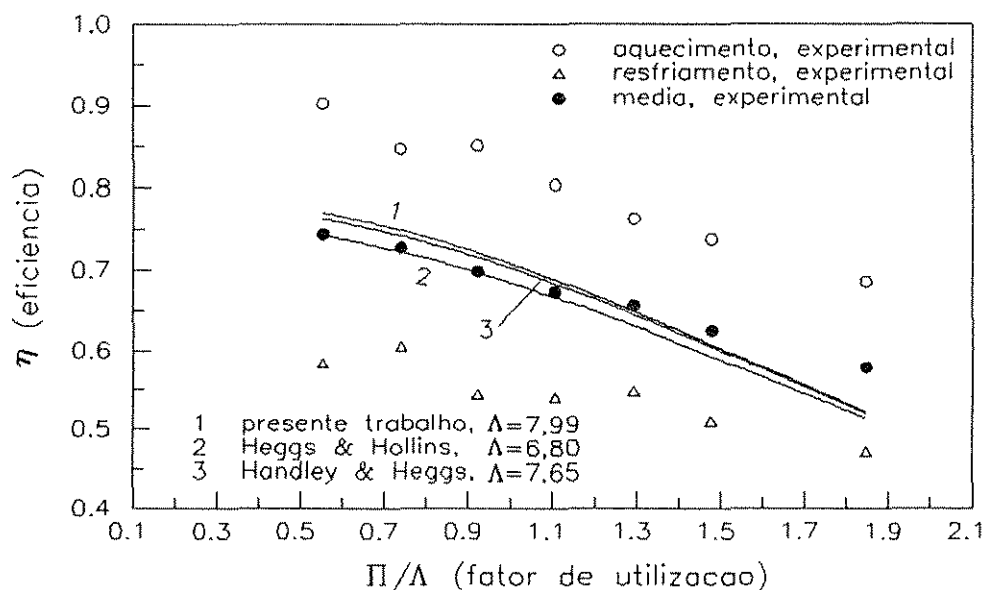
**Figura 6.33** -Variações das eficiências experimentais e teóricas com o fator de utilização, no equilíbrio cíclico; para o regenerador com recheio de esferas de vidro de 0,0038 m de diâmetro e  $G = 0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , em escoamento contracorrente.



**Figura 6.34** -Variações das eficiências experimentais e teóricas com o fator de utilização, no equilíbrio cíclico; para o regenerador com recheio de esferas de vidro de 0,0038 m de diâmetro e  $G = 0,953 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , em escoamento contracorrente.



**Figura 6.35** -Variações das eficiências experimentais e teóricas com o fator de utilização, no equilíbrio cíclico; para o regenerador com recheio de esferas de chumbo de 0,0088 m de diâmetro e  $G = 0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , em escoamento contracorrente.



**Figura 6.36** -Variações das eficiências experimentais e teóricas com o fator de utilização, no equilíbrio cíclico; para o regenerador com recheio de esferas de chumbo de 0,0088 m de diâmetro e  $G = 0,953 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , em escoamento contracorrente.

Nestes gráficos são observados que as eficiências se elevam à medida que se aumenta a área de troca térmica ( $A$ ) ou a condutividade térmica do material ( $k_s$ ). Por exemplo, para  $U \approx 0,5$  e  $G \approx 1 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , apresentado na tabela 6.20 temos a seguinte ordem:  $\eta(\text{aço}) = \eta(\text{vidro de menor diâmetro}) > \eta(\text{chumbo}) > \eta(\text{vidro de maior diâmetro})$ .

**Tabela 6.20**

Variação da eficiência de acordo com o recheio utilizado nos experimentos, para  $U \approx 0,5$  e  $G \approx 1 \text{ kg/m}^2\text{s}$

material	$d_p$ , m	$\eta_{m,e}$	$A$ , $\text{m}^2/\text{m}^3$	$k_s$ , $\text{W/m}^\circ\text{C}$
aço	0,00635	0,84	568,819	52,00
vidro	0,0038	0,84	991,579	1,06
chumbo	0,0088	0,74	402,273	34,58
vidro	0,0153	0,64	215,294	1,06

Segundo a tabela 6.20 o aço apresenta uma grande eficiência devido a sua alta condutividade térmica, bastando comparar com os valores para o chumbo, que apresenta uma menor condutividade térmica e um pequeno decréscimo na área de troca térmica por unidade de volume ( $A$ ). O vidro de menor diâmetro apresenta uma eficiência elevada devido a sua grande área de troca térmica, bastando comparar com o vidro de maior diâmetro, sendo que ambos possuem a mesma condutividade térmica.

### 6.2.3.2 - Escoamento Unidirecional

A análise sobre o gradiente térmico no interior da partícula, na região de saída do regenerador, será feita utilizando as equações (4.65) e (4.68), truncada no terceiro termo, empregando a correlação (6.10) obtida no presente trabalho.

Nas figuras 6.37 a 6.42 são apresentadas algumas curvas de temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, utilizando o recheio de esferas de vidro com 0,0153 m de diâmetro, operando com fluxos mássicos de 1,450  $\text{kg/m}^2\text{s}$  e 0,776  $\text{kg/m}^2\text{s}$ , com os fatores de utilização de 1,623 para o primeiro fluxo e de 1,086 e 1,520 para o segundo.

Da mesma maneira como foi observado no escoamento contracorrente temos que à medida que o número de Biot diminui, neste caso de 1,27 para 0,55, o gradiente térmico decresce ocasionando um menor efeito intrapartícula.

Na figura 6.40, no início do período de resfriamento, é observado que ocorre uma pequena inversão no gradiente térmico, porque a esfera está com uma temperatura maior na sua superfície do que no seu interior, nos primeiros instantes. Este fato ocorre também no período de aquecimento, conforme mostra a figura 6.39, porém de uma maneira oposta em relação as temperaturas. Esta inversão ocorre apenas para pequenos períodos, neste caso  $P = 300$  segundos, porque este é curto o bastante para que a esfera não fique com a temperatura uniforme ao longo do seu eixo radial. Porém à medida que se aumenta o período, a temperatura inicial para todo o raio da esfera tende a ser uniforme, como é observado nas figuras 6.41 e 6.42, onde o período é de 420 segundos sob um mesmo fluxo mássico de operação. Os valores das temperaturas no perfil radial no final de um período deveria ser o mesmo para o início do período seguinte, pois a saída do gás tanto no período de aquecimento quanto no resfriamento, em escoamento unidirecional, se dá no topo do regenerador, porém estas temperaturas não são iguais devido ao tempo morto de 20 segundos entre um período e outro, refletindo na ausência de gradiente no início dos períodos.

O fato acima não é observado em escoamento contracorrente porque a saída do gás, durante o período de aquecimento, ocorre na extremidade oposta à saída do gás no período de resfriamento.

Os valores dos números de Biot para os recheios utilizando outros materiais foram muito baixos, não ocorrendo, portanto, efeito intrapartícula expressivo. No presente trabalho, os recheios com as esferas de aço estão na faixa de números de Biot de 0,008 a 0,003, as esferas de chumbo de 0,017 a 0,006 e as esferas de vidro de menor diâmetro de 0,23 a 0,05.

Para o recheio de vidro de menor diâmetro são apresentados os gráficos das figuras 6.43 e 6.44, onde vemos um gradiente térmico insignificante sendo que o número de Biot para este fluxo mássico de  $1,043 \text{ kg/m}^2\text{s}$  é de 0,15. Portanto nos experimentos tanto para os escoamentos unidirecional como para o contracorrente, apenas o recheio de vidro de maior diâmetro apresentou um efeito intrapartícula significante.

Os desvios entre os valores experimentais e os observados nestas curvas não são muito relevantes, dando resultados satisfatórios, e também deve-se considerar que as medidas experimentais foram tomadas numa região próxima ao centro da esfera com uma precisão de  $\pm 1^\circ\text{C}$ .

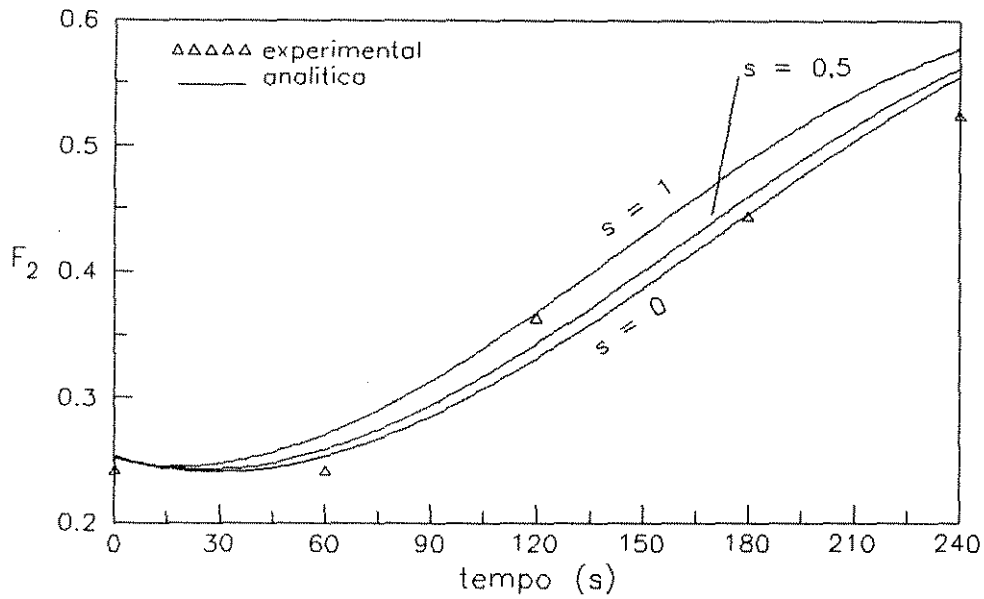


Figura 6.37 - Temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,450 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o aquecimento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $P=240\text{s}$ ,  $\Pi/\Lambda = 1,623$  e  $Bi = 1,27$ .

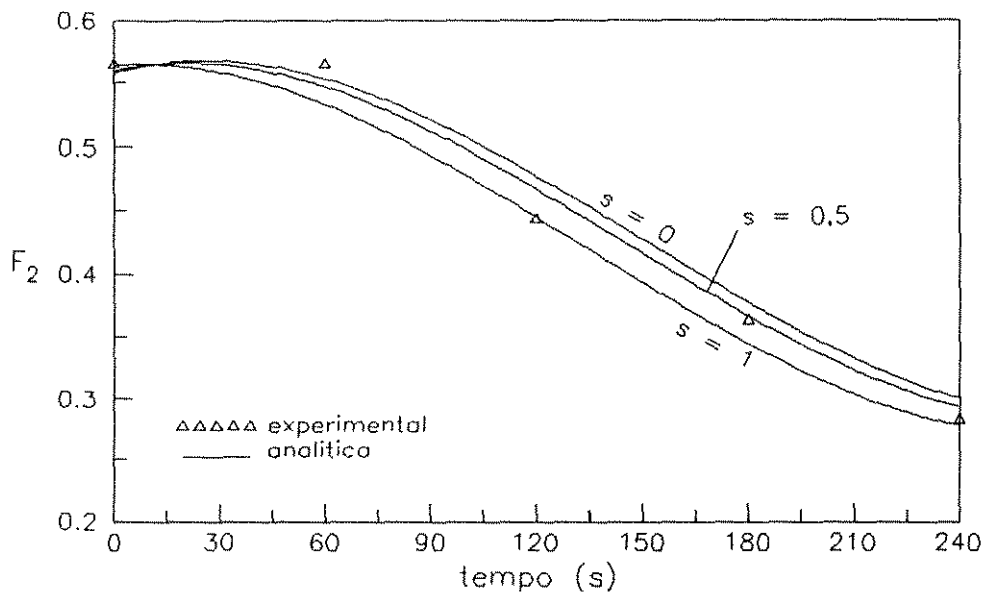


Figura 6.38 - Temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,450 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o resfriamento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $P=240\text{s}$ ,  $\Pi/\Lambda = 1,623$  e  $Bi = 1,27$ .

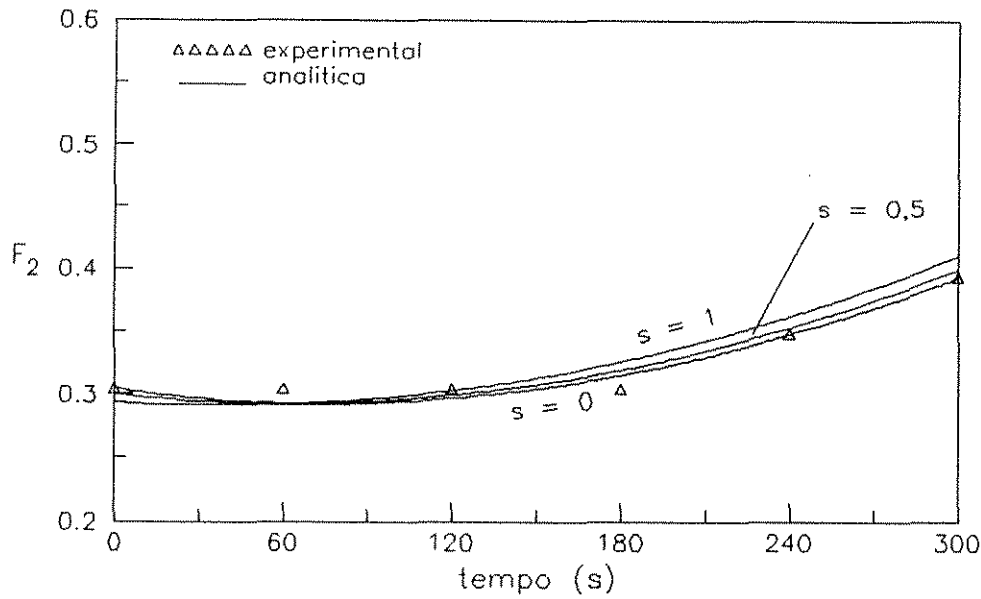


Figura 6.39 - Temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,776 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o aquecimento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $P=300\text{s}$ ,  $\Pi/\Lambda = 1,086$  e  $Bi = 0,55$ .

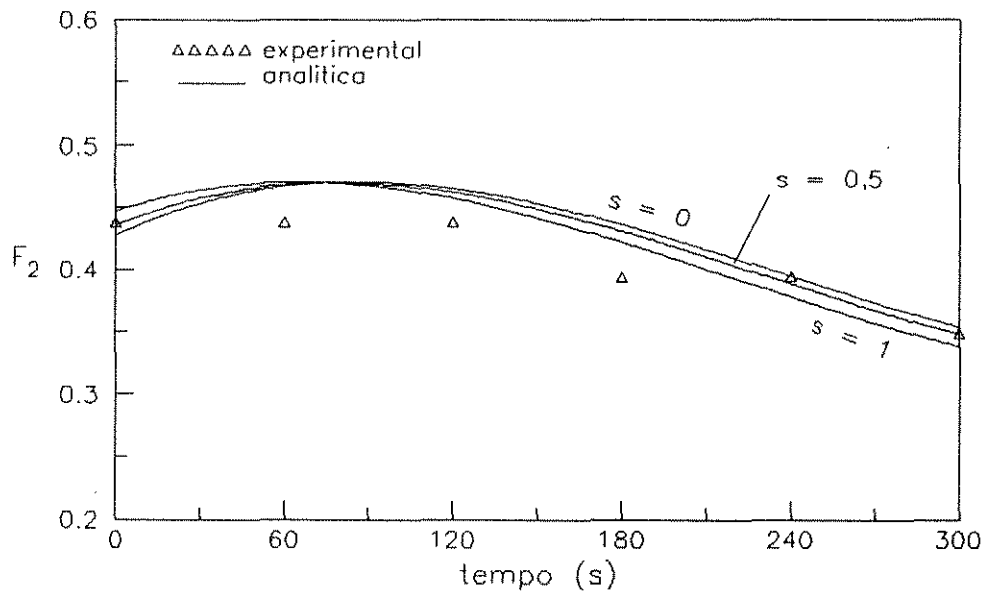
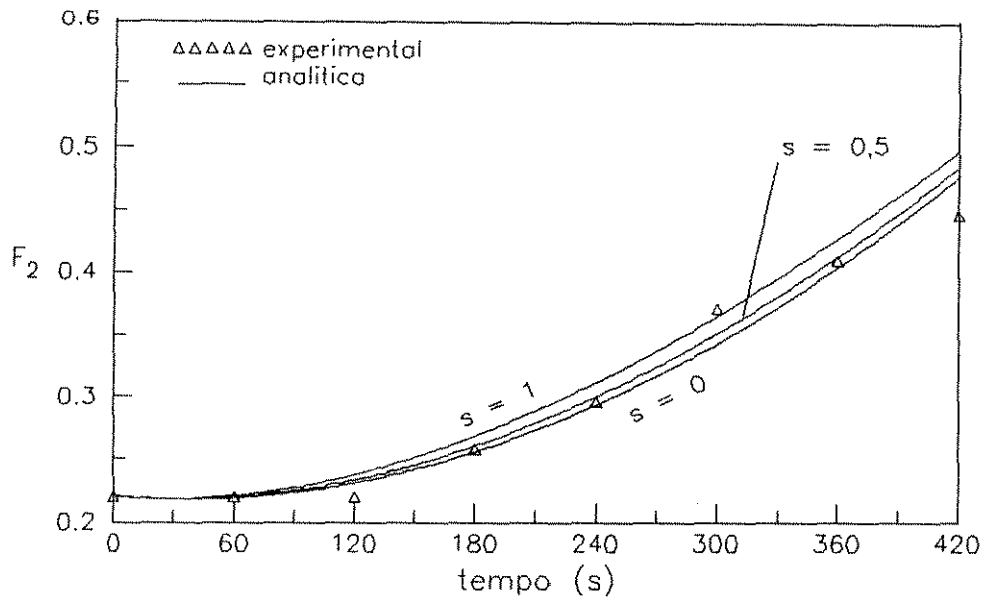
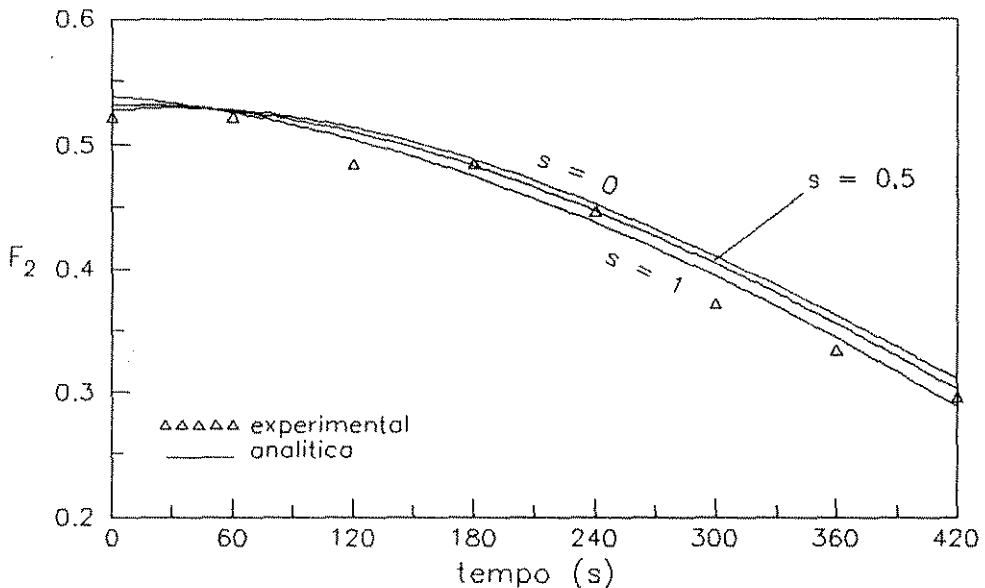


Figura 6.40 - Temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,776 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o resfriamento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $P=300\text{s}$ ,  $\Pi/\Lambda = 1,086$  e  $Bi = 0,55$ .

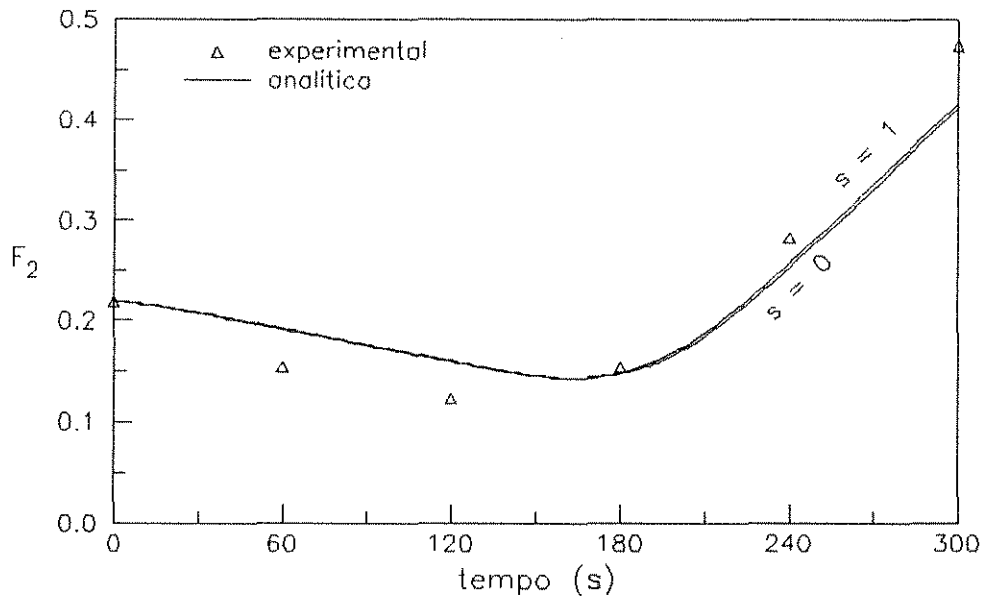


**Figura 6.41** - Temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,776 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o aquecimento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $P=420\text{s}$ ,  $\Pi/\Lambda = 1,520$  e  $Bi = 0,55$ .

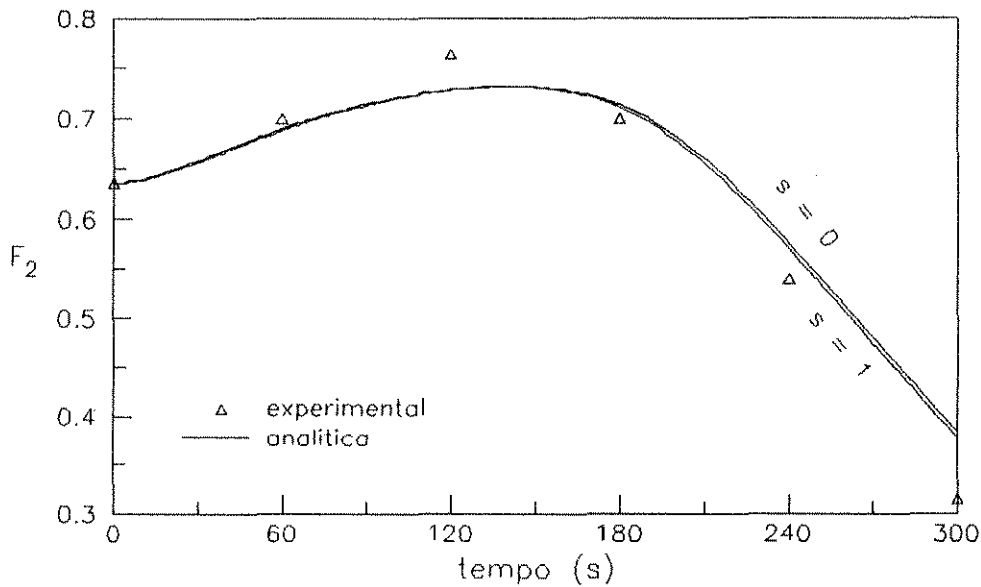


**Figura 6.42** - Temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,776 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o resfriamento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $P=420\text{s}$ ,  $\Pi/\Lambda = 1,520$  e  $Bi = 0,55$ .





**Figura 6.43** - Temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,043 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o aquecimento; vidro ( $d_p = 0,0038 \text{ m}$ ),  $P=300\text{s}$ ,  $\Pi/\Lambda = 1,302$  e  $Bi = 0,15$ .



**Figura 6.44** - Temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,043 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o resfriamento; vidro ( $d_p = 0,0038 \text{ m}$ ),  $P=300\text{s}$ ,  $\Pi/\Lambda = 1,302$  e  $Bi = 0,15$ .

Nas figuras 6.45 a 6.48 são feitas comparações entre os dados experimentais e os teóricos compreendendo a região de saída do leito. Os dados teóricos foram obtidos das equações da temperatura transiente do sólido (4.65) e (4.68), truncada no terceiro termo, para  $s = 0$ , empregando as correlações de Handley & Heggs [1968], equação (6.6), e a obtida no presente trabalho, equação (6.10).

Nestas figuras vemos que os melhores resultados são conseguidos com a técnica do equilíbrio cíclico, onde os valores que utilizam a correlação do presente trabalho apresentam uma maior proximidade dos valores experimentais, principalmente para os números de Biot mais elevados. O coeficiente obtido pela correlação de Heggs é de  $h_{SS} = 95,01 \text{ W/m}^2\text{K}$  para o fluxo de  $1,450 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ( $Bi = 1,27$ ), cerca de 85 % inferior ao valor obtido pela correlação (6.10) que é de  $h_{PT} = 175,37 \text{ W/m}^2\text{K}$  para este mesmo valor de fluxo.

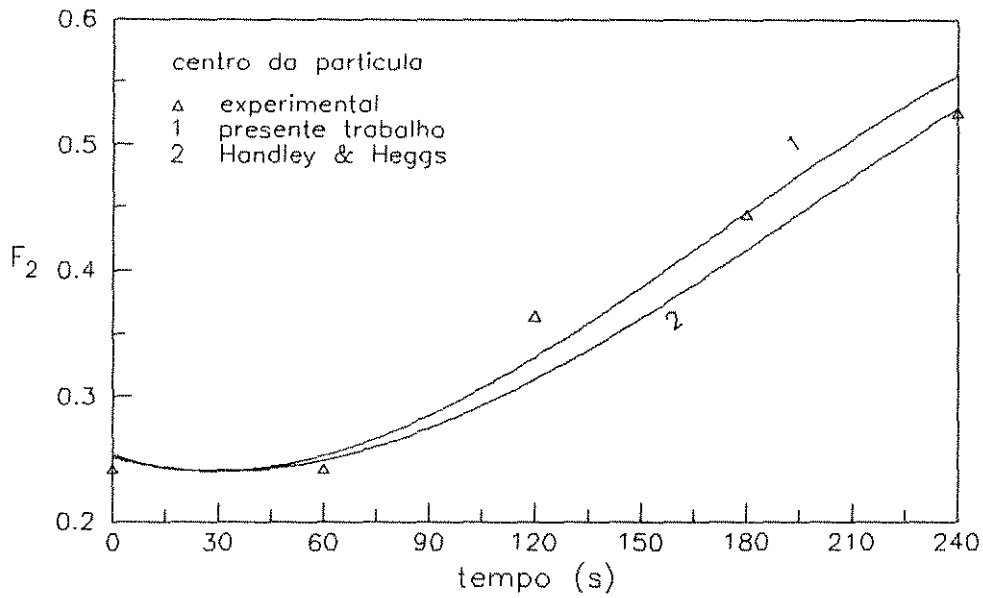
Para o fluxo mássico de  $0,776 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ( $Bi = 0,55$ ) os valores do coeficiente de transferência de calor entre as duas técnicas são mais próximos ( $h_{PT} = 75,93 \text{ W/m}^2\text{K}$  e  $h_{SS} = 62,58 \text{ W/m}^2\text{K}$ ), portanto as duas curvas quase coincidem, como é visto nas figuras 6.47 e 6.48.

Assim, tanto para o escoamento unidirecional como para o escoamento contracorrente, à medida que o número de Biot aumenta a técnica do equilíbrio cíclico é mais precisa.

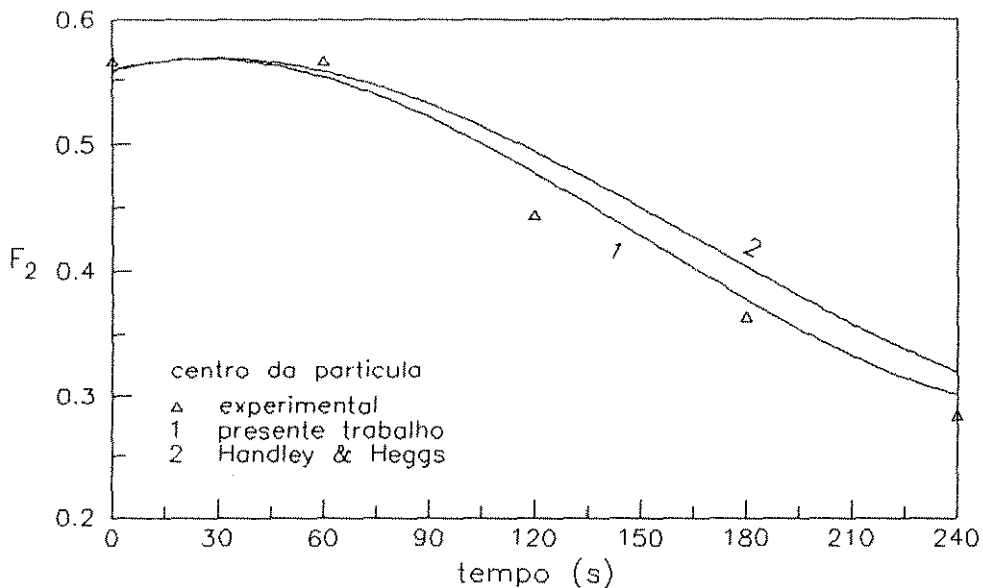
Nas figuras 6.49 e 6.50 são apresentados vários perfis de temperaturas experimental e teórico para o centro da esfera de vidro de  $0,0153 \text{ m}$  de diâmetro ( $s = 0$ ), ao longo do regenerador, para os instantes de tempo:  $t = 0$ ,  $t = P/2$  e  $t = P$ , onde  $P$  é o período em segundos. Para se obter os valores teóricos utilizou-se a correlação (6.10) e a solução numérica do modelo da condução intrapartícula adiabático, apresentado em detalhe no capítulo 4.

Estes gráficos, assim como para o escoamento contracorrente, apresentam os valores teóricos acima dos experimentais refletindo o comportamento não adiabático do regenerador, durante os experimentos.

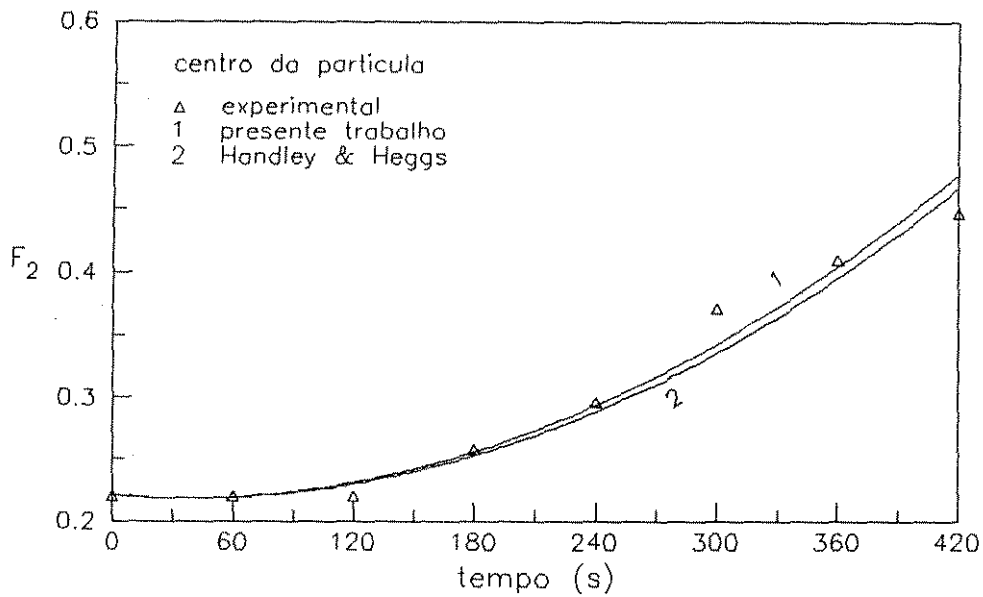
Nas figuras 6.51 a 6.54 são apresentados vários perfis de temperatura da superfície, experimental e teórico, para o recheio de esferas de aço de  $0,00635 \text{ m}$  de diâmetro, operando a um fluxo mássico de  $1,008 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , onde as figuras 6.51 e 6.52 apresentam curvas para o período de  $240 \text{ s}$  ( $U = 0,597$ ), e as figuras 6.53 e 6.54 para o período de  $540 \text{ s}$  ( $U = 1,344$ ). Nestas curvas são observados claramente, que durante o período menor (figuras 6.51 e 6.52) ocorrem oscilações em torno da temperatura adimensional  $F = 0,5$ , e que aumentando o período (figuras 6.53 e 6.54) o comprimento da onda torna-se maior. Estas oscilações, segundo a simulação apresentada por LUPORINI [1990], é amortecida em torno de  $0,5$  com o aumento do comprimento do regenerador, e que para  $P \rightarrow 0$  segundos a amplitude se aproxima de  $0,5$ .



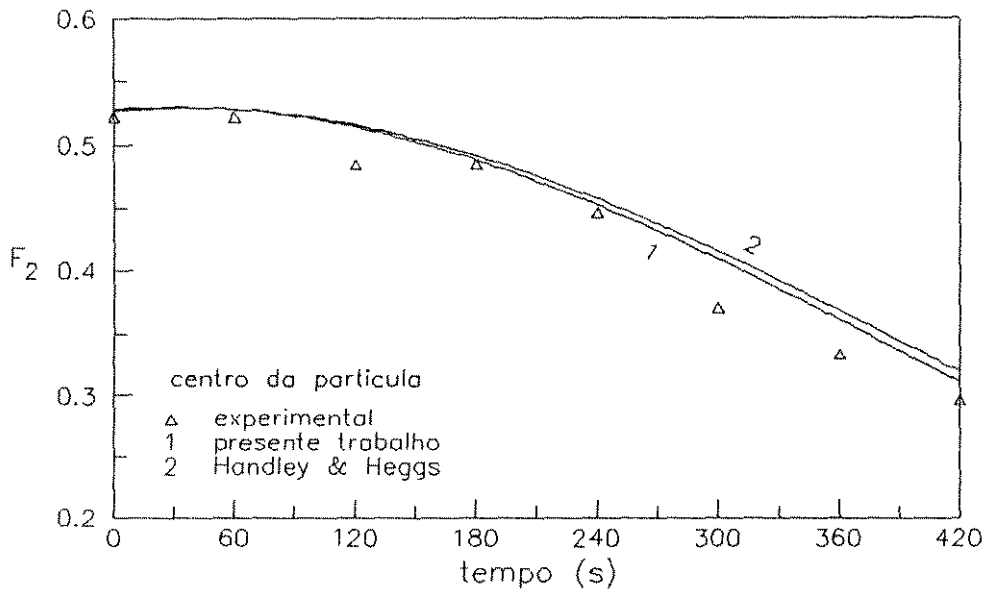
**Figura 6.45** - Temperatura no centro da partícula 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,450 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , no aquecimento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $P = 240 \text{ s}$ ,  $\Pi/\Lambda = 1,623$  e  $Bi = 1,27$ .



**Figura 6.46** - Temperatura no centro da partícula 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,450 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , no resfriamento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $P = 240 \text{ s}$ ,  $\Pi/\Lambda = 1,623$  e  $Bi = 1,27$ .



**Figura 6.47** - Temperatura no centro da partícula 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,776 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , no aquecimento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $P = 420 \text{ s}$ ,  $\Pi/\Lambda = 1,520$  e  $Bi = 0,55$ .



**Figura 6.48** - Temperatura no centro da partícula 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,776 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , no resfriamento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $P = 420 \text{ s}$ ,  $\Pi/\Lambda = 1,520$  e  $Bi = 0,55$ .

Os valores experimentais, embora apresentem certos desvios em relação aos teóricos, mostram exatamente o comportamento descrito acima, que é verificado não somente no aço mas também para os recheios de outros materiais. Estes são apresentados nas figuras 6.49 e 6.50 para o recheio de esferas de vidro de 0,0153 m de diâmetro, nas figuras 6.55 e 6.56 para o recheio de esferas de vidro de 0,0038 m de diâmetro, e nas figuras 6.57 e 6.58 para o recheio de esferas de chumbo de 0,0088 m de diâmetro, compreendendo os períodos de aquecimento e resfriamento.

Ao contrário do processo em escoamento contracorrente, no unidirecional o perfil de temperatura é independente do comprimento do leito. Por exemplo, os perfis de temperatura de um regenerador com 94 mm são os mesmos que os mostrados nas figuras 6.49 a 6.58, porém com um truncamento nos gráficos em 94 mm.

Os desvios entre o modelo adiabático e os dados experimentais, assim como no escoamento contracorrente, se devem a dois fatores: primeiro ocorrem perdas de calor na parede externa com o ambiente e segundo a parede interna atua como um segundo regenerador, ou seja, a área interna não é levada em consideração como área de troca térmica por unidade de volume (4). Esta área engloba apenas o recheio. Estes dois fatores foram amplamente discutidos na seção 6.2.3.1, referente ao escoamento contracorrente.

Também são verificados nestes gráficos que os valores teóricos adiabáticos se aproximam mais dos dados experimentais por dois fatores: primeiro pelo aumento da área de troca térmica, pois a porcentagem de parede interna diminui em relação a área do recheio, como é verificado no recheio de vidro de menor diâmetro representado nas figuras 6.55 e 6.56, e segundo pelo aumento da condutividade térmica do material, como é verificado no recheio de aço representado pelas figuras 6.51 a 6.54. Estes dois fatores de aproximação entre os dados também são observados para o escoamento contracorrente, principalmente se não considerarmos o tempo zero.

As figuras 6.59 a 6.66 apresentam as curvas das eficiências teóricas e experimentais versus o fator de utilização para cada tipo de recheio apresentado na tabela 3.1. As eficiências teóricas foram obtidas utilizando a solução numérica do modelo da condução intrapartícula adiabático, juntamente com os coeficientes de transferência de calor obtidos das correlações correspondentes, conforme indicadas nas figuras 6.59 a 6.66.

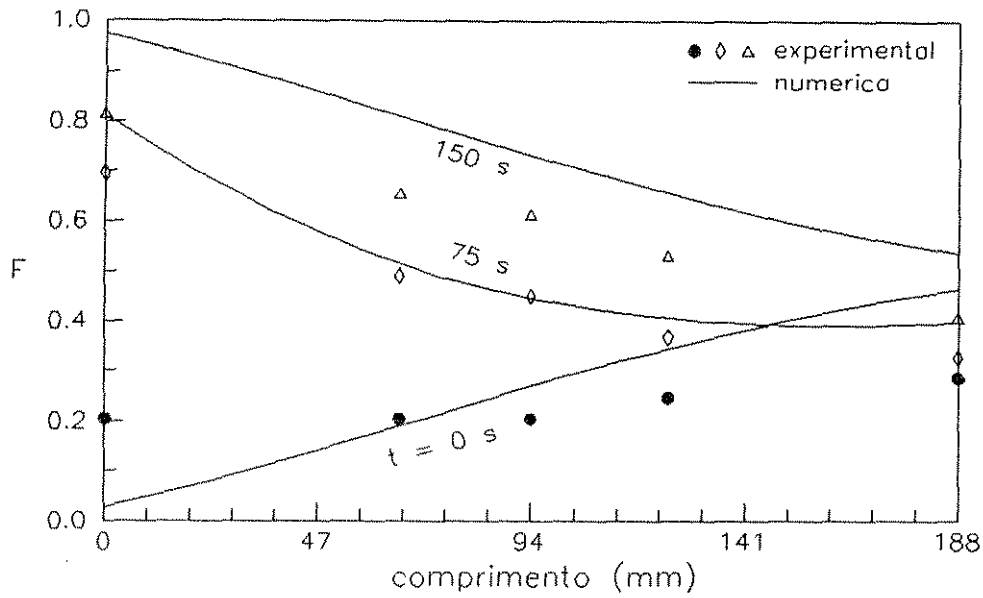


Figura 6.49 - Perfis de temperatura para o centro da esfera, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,450 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de aquecimento; vidro ( $d_p = 0.0153 \text{ m}$ ),  $P = 150 \text{ s}$ ,  $\Pi/\Lambda = 1,014$ ,  $Bi = 1,27$ .

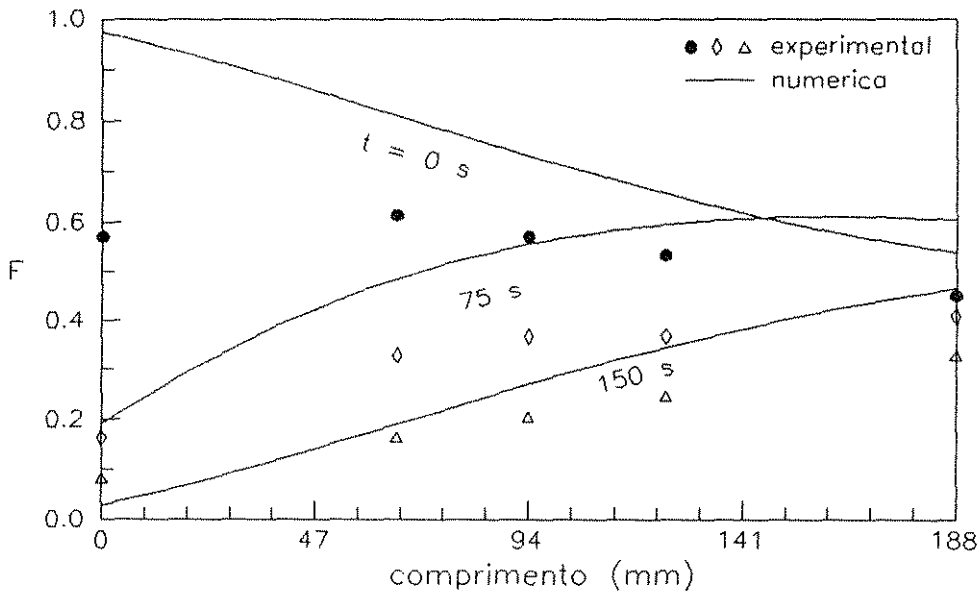


Figura 6.50 - Perfis de temperatura para o centro da esfera, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,450 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de resfriamento; vidro ( $d_p = 0.0153 \text{ m}$ ),  $P = 150 \text{ s}$ ,  $\Pi/\Lambda = 1,014$ ,  $Bi = 1,27$ .

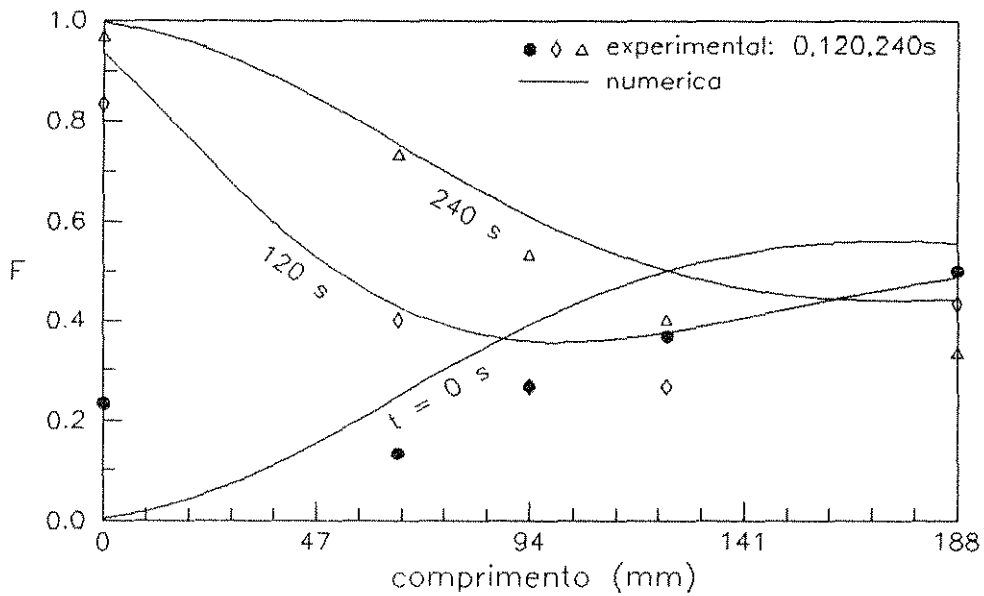


Figura 6.51 - Perfis de temperatura para o centro da esfera, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,008 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de aquecimento; aço ( $d_p = 0.00635 \text{ m}$ ),  $P = 240 \text{ s}$ ,  $\Pi/\Lambda = 0,597$ ,  $Bi = 0,0054$ .

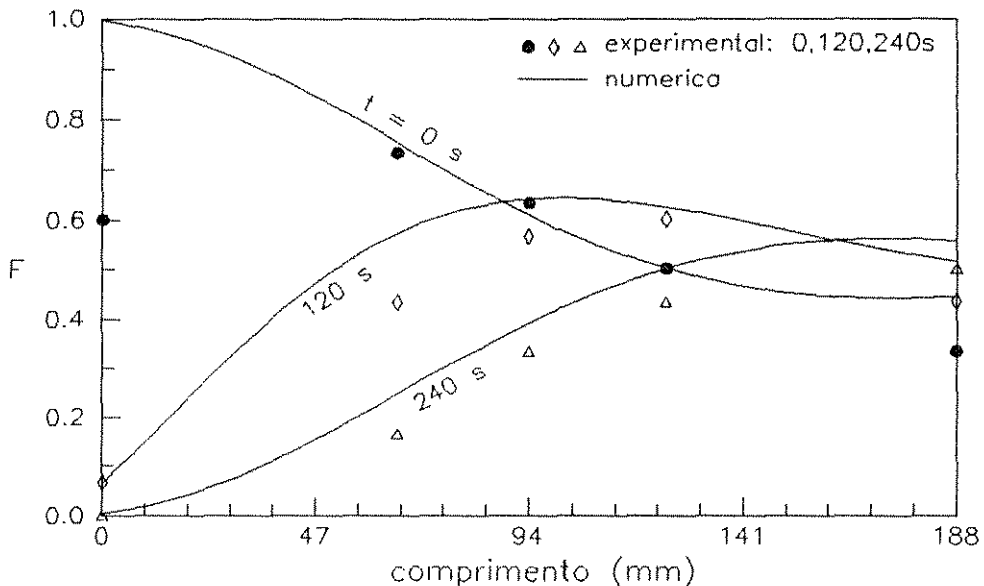


Figura 6.52 - Perfis de temperatura para o centro da esfera, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,008 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de resfriamento; aço ( $d_p = 0.00635 \text{ m}$ ),  $P = 240 \text{ s}$ ,  $\Pi/\Lambda = 0,597$ ,  $Bi = 0,0054$ .

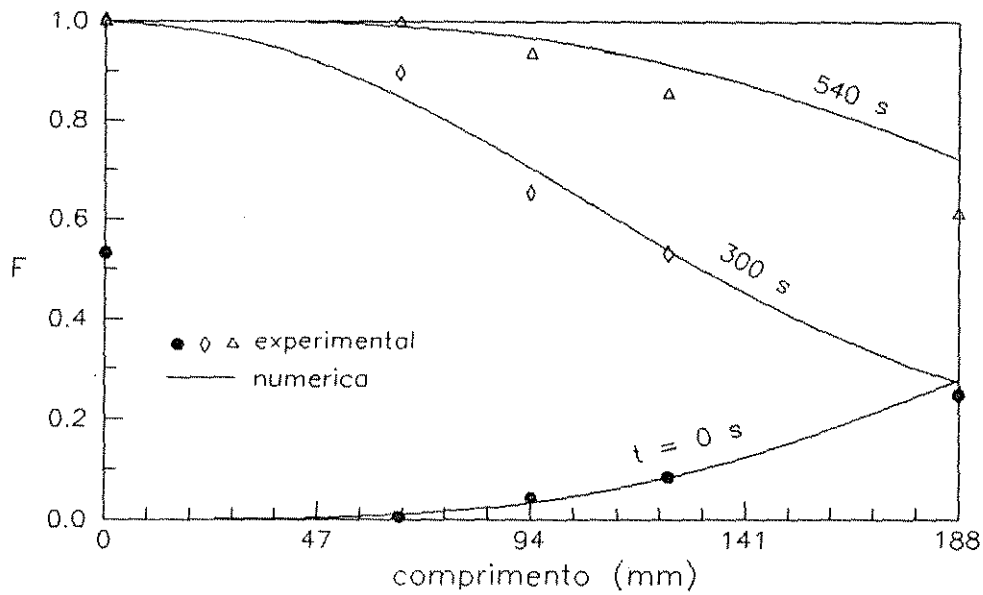


Figura 6.53 - Perfis de temperatura para o centro da esfera, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,008 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de aquecimento; aço ( $d_p = 0.00635 \text{ m}$ ),  $P = 540 \text{ s}$ ,  $\Pi/\Lambda = 1,344$ ,  $Bi = 0,0054$ .

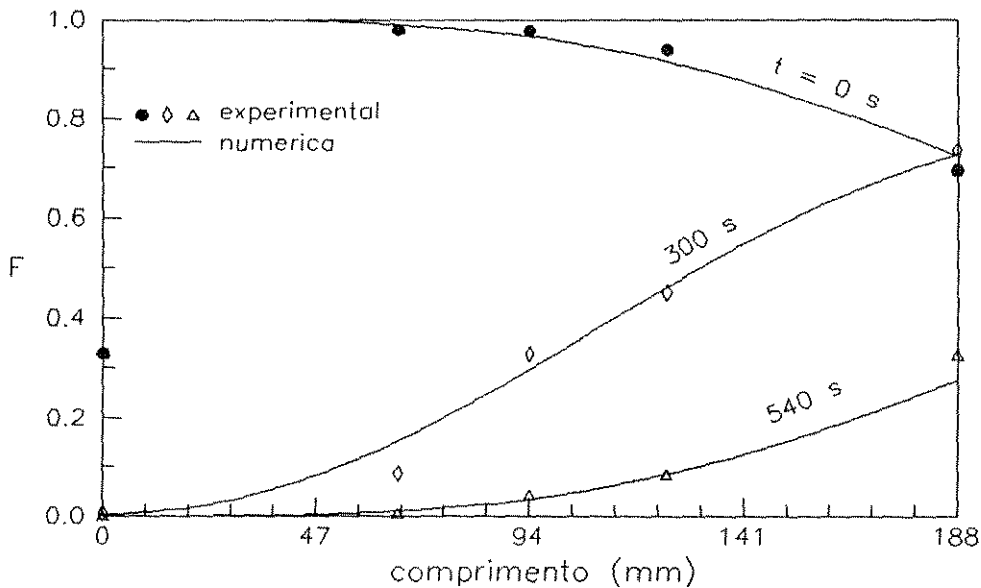


Figura 6.54 - Perfis de temperatura para o centro da esfera, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,008 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de resfriamento; aço ( $d_p = 0.00635 \text{ m}$ ),  $P = 540 \text{ s}$ ,  $\Pi/\Lambda = 1,344$ ,  $Bi = 0,0054$ .



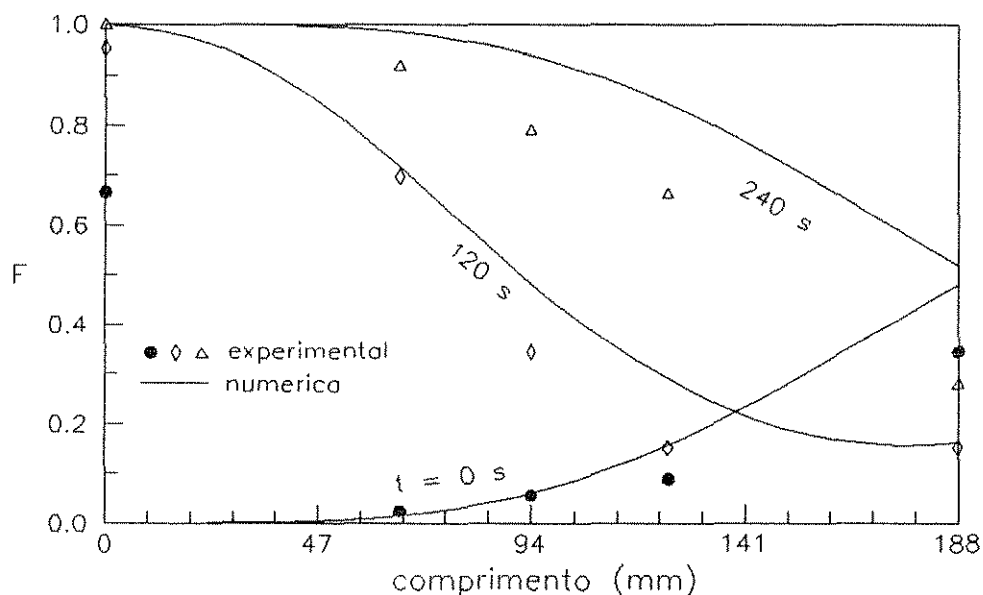


Figura 6.55 - Perfis de temperatura para o centro da esfera, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,043 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de aquecimento; vidro ( $d_p = 0.0038 \text{ m}$ ),  $P = 240 \text{ s}$ ,  $\Pi/\Lambda = 1,041$ ,  $Bi = 0,15$ .

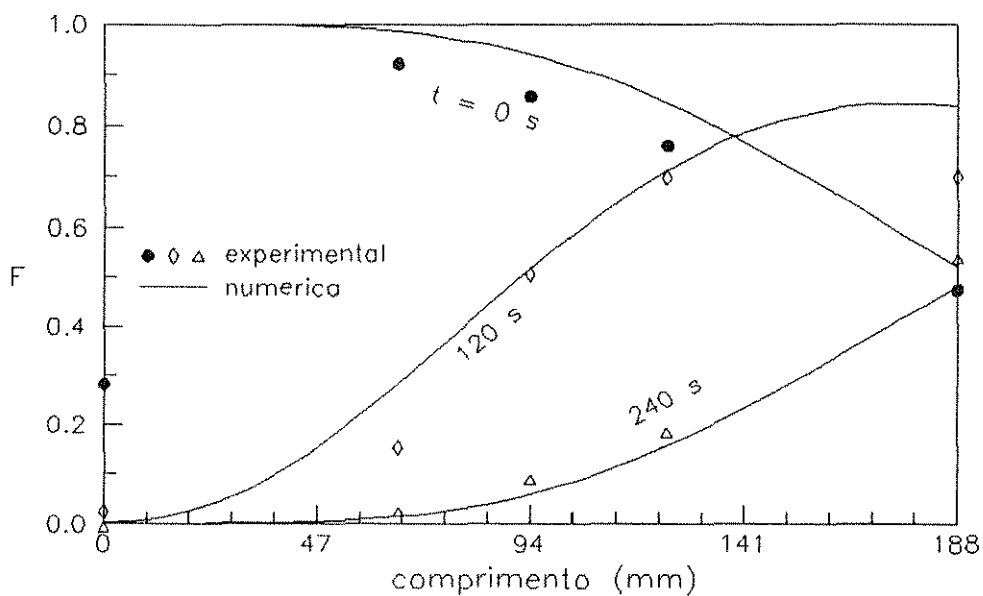


Figura 6.56 - Perfis de temperatura para o centro da esfera, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,043 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de resfriamento; vidro ( $d_p = 0.0038 \text{ m}$ ),  $P = 240 \text{ s}$ ,  $\Pi/\Lambda = 1,041$ ,  $Bi = 0,15$ .

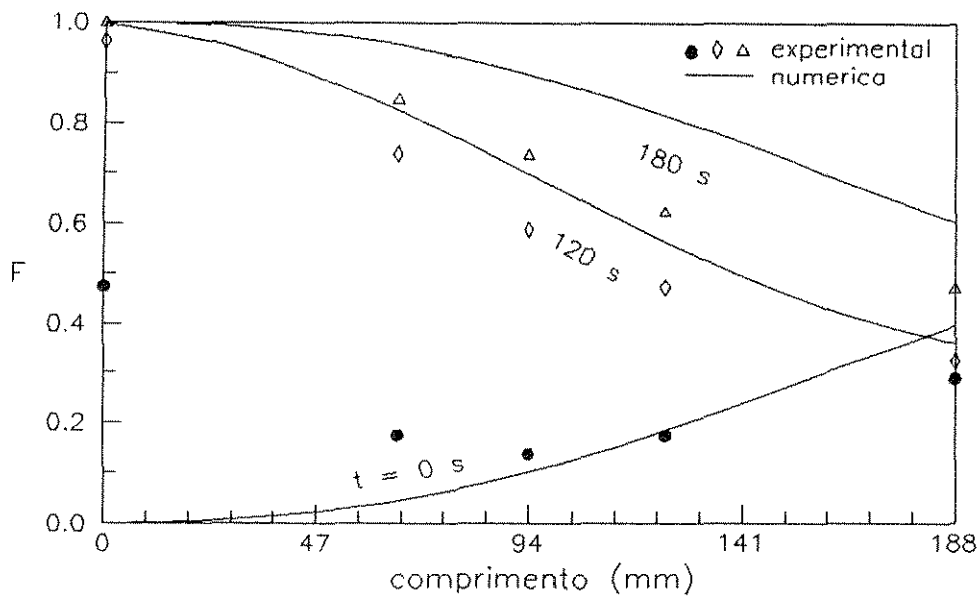


Figura 6.57 - Perfis de temperatura para o centro da esfera, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,008 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de aquecimento; chumbo ( $d_p = 0.0088 \text{ m}$ ),  $P = 180 \text{ s}$ ,  $\Pi/\Lambda = 1,172$ ,  $Bi = 0,012$ .

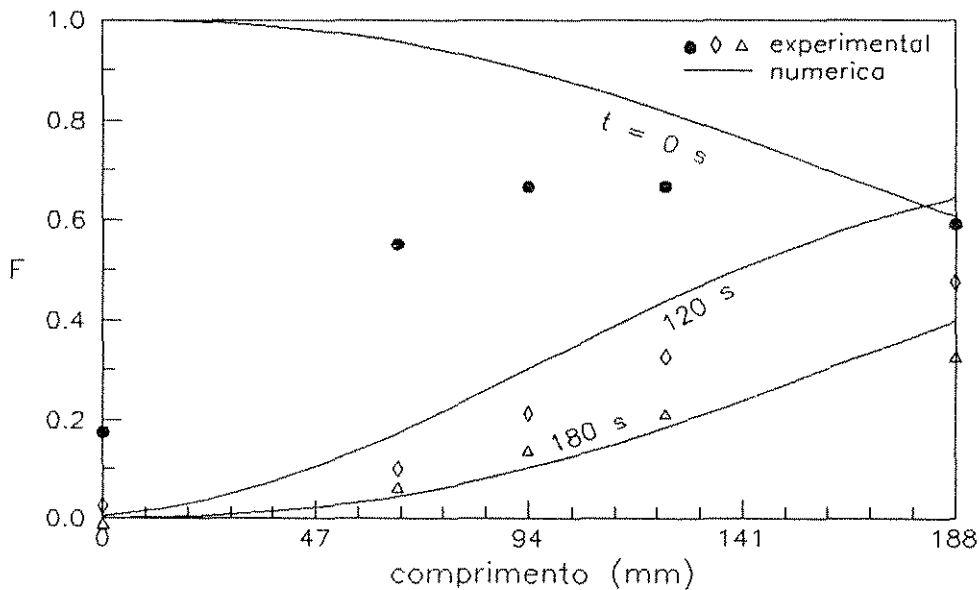


Figura 6.58 - Perfis de temperatura para o centro da esfera, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $1,008 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de resfriamento; chumbo ( $d_p = 0.0088 \text{ m}$ ),  $P = 180 \text{ s}$ ,  $\Pi/\Lambda = 1,172$ ,  $Bi = 0,012$ .

Analisando a figura 6.61, para o regenerador com recheio de esferas de aço operando a um fluxo mássico de  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , observa-se que a curva da eficiência média se eleva até um valor máximo, onde o fator de utilização é de aproximadamente um ( $\Pi/\Lambda \approx 1$ ), e em seguida ocorre um amortecimento em torno da eficiência média de 0,5. Se os valores de fatores de utilização fossem mais elevados seria observado, de acordo com a simulação feita por LUPORINI [1990], que a curva vai se estabilizando em 0,5. Todas as curvas representadas nas figuras 6.59 a 6.66 apresentam um ponto de máximo em:

$$\Lambda \approx \Pi \quad (6.12)$$

Hausen [JAKOB (1957)] mencionou que o ponto de máximo, de acordo com resultados teóricos, é

$$\Pi - \Lambda < 1 \quad \text{para valores de } \Lambda > 8. \quad (6.13)$$

Portanto a relação (6.12) é válida com uma pequena margem de erro, e conforme vemos pelos dados experimentais ela é perfeitamente válida.

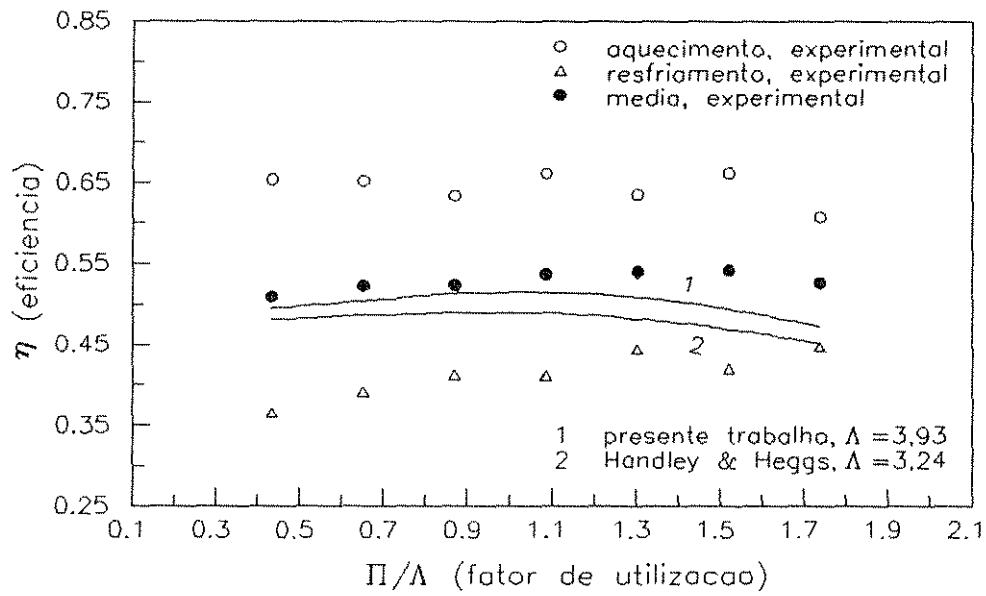
Pela relação (6.12) temos que no ponto de máximo:

$$Pc_g G \approx M_s c_s Y \quad (6.14)$$

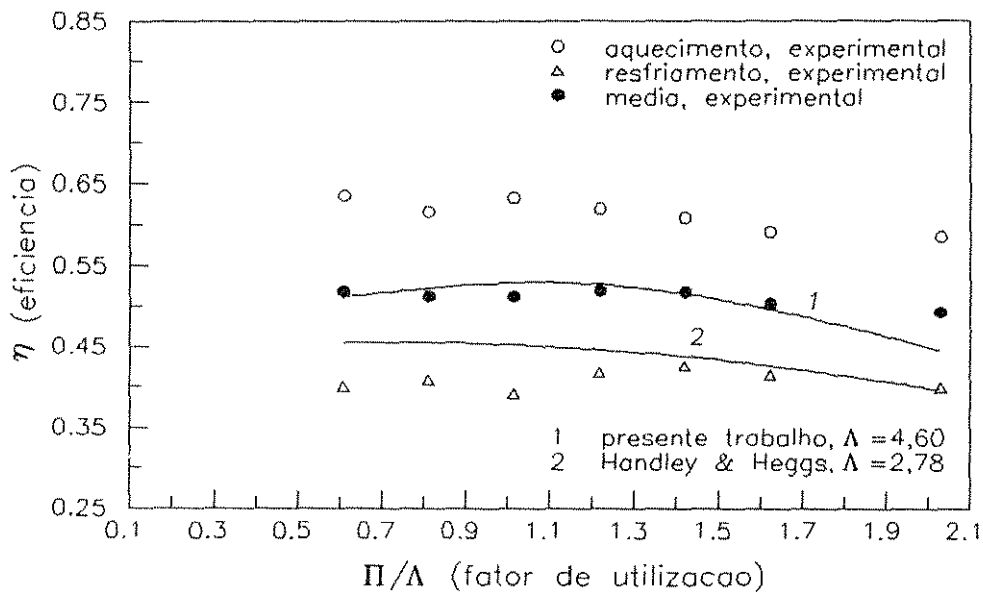
isto é, a capacidade calorífica do gás escoando durante um período é aproximadamente igual a capacidade calorífica do sólido neste mesmo período.

À medida em que se aumenta o comprimento reduzido ( $\Lambda$ ) a eficiência máxima também aumenta, por exemplo: a curva para o recheio de vidro de maior diâmetro (figura 6.60) o comprimento reduzido é igual a 4,6 ( $\Lambda = 4,6$ ) apresentando uma eficiência média máxima de 0,52, e a curva para o recheio de vidro de menor diâmetro (figura 6.64) com o comprimento reduzido igual a 14,45 ( $\Lambda = 14,45$ ) a eficiência média máxima é de 0,71. Teoricamente quando  $\Pi$  e  $\Lambda$  se aproximam de  $\infty$  a eficiência é igual a um.

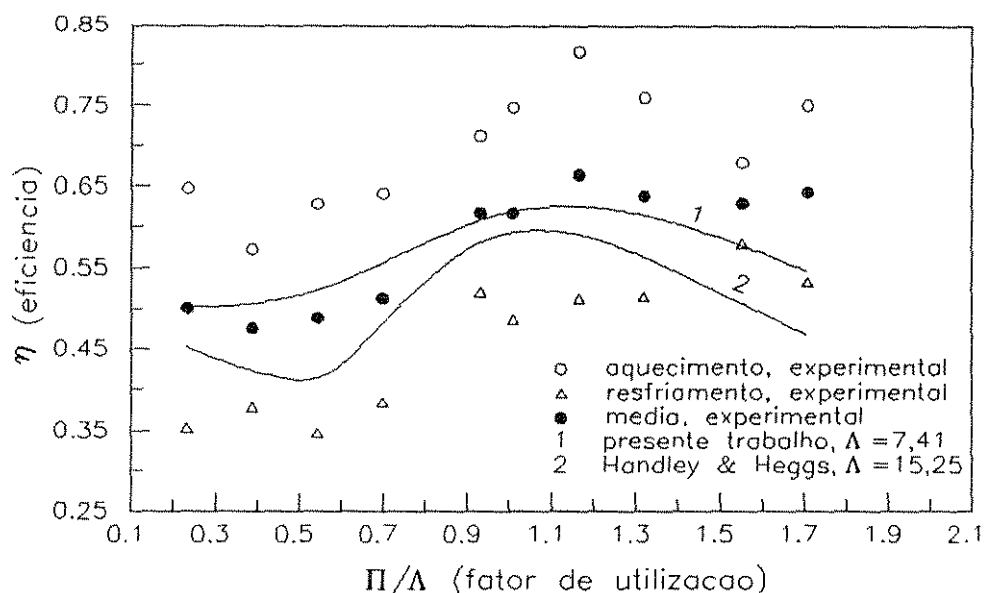
A diferença entre as eficiências experimental entre os escoamentos contracorrente e unidirecional, quando  $\Pi \approx \Lambda$  e  $G \approx 1 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , é mostrada na tabela 6.21 e vemos que não é maior que 16,44%.



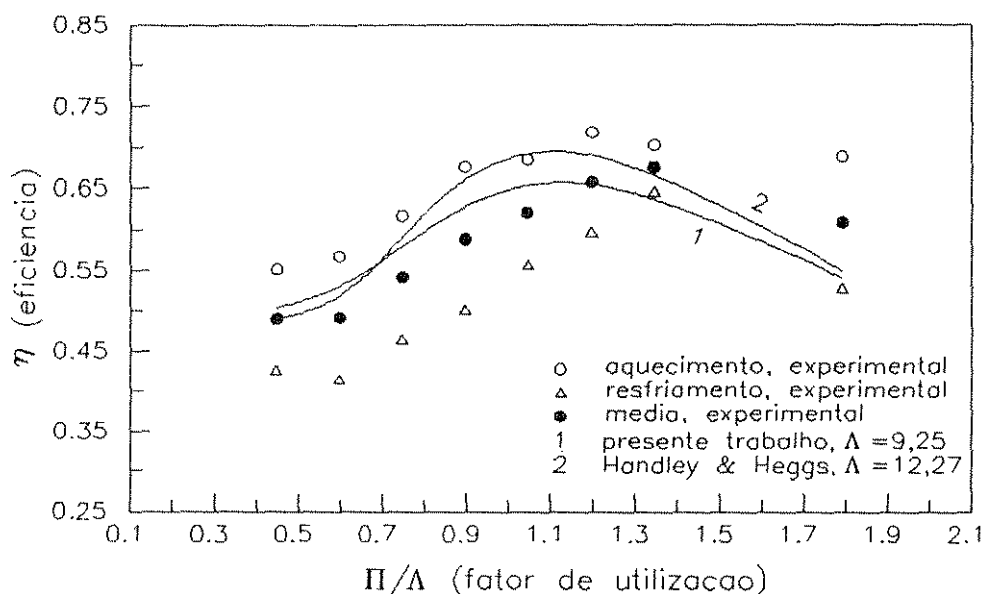
**Figura 6.59** - Variações das eficiências experimentais e teóricas com o fator de utilização, no equilíbrio cíclico; para o regenerador com recheio de esferas de vidro de 0,0153 m de diâmetro e  $G = 0,776 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , em escoamento unidirecional.



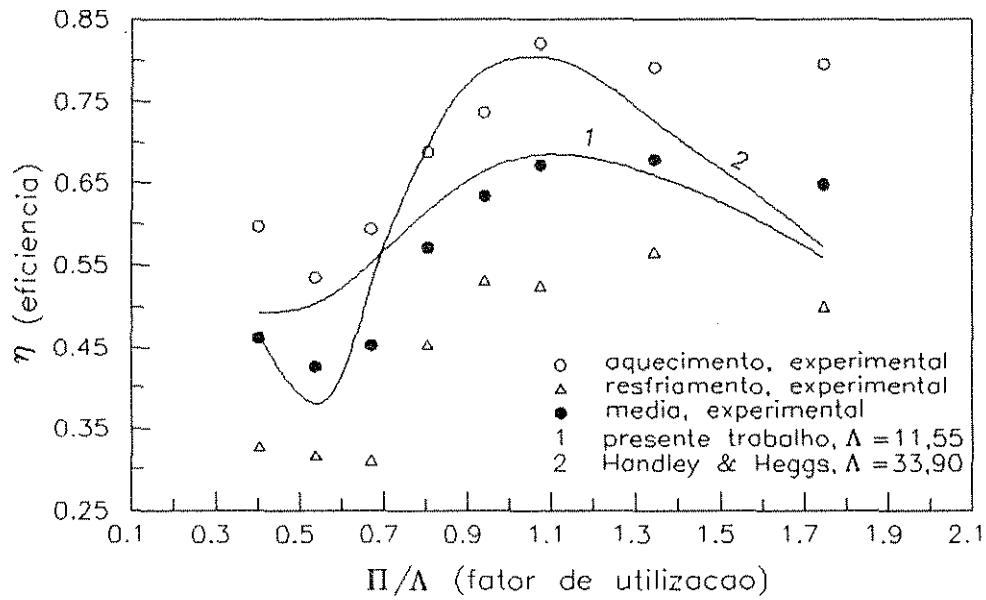
**Figura 6.60** - Variações das eficiências experimentais e teóricas com o fator de utilização, no equilíbrio cíclico; para o regenerador com recheio de esferas de vidro de 0,0153 m de diâmetro e  $G = 1,450 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , em escoamento unidirecional.



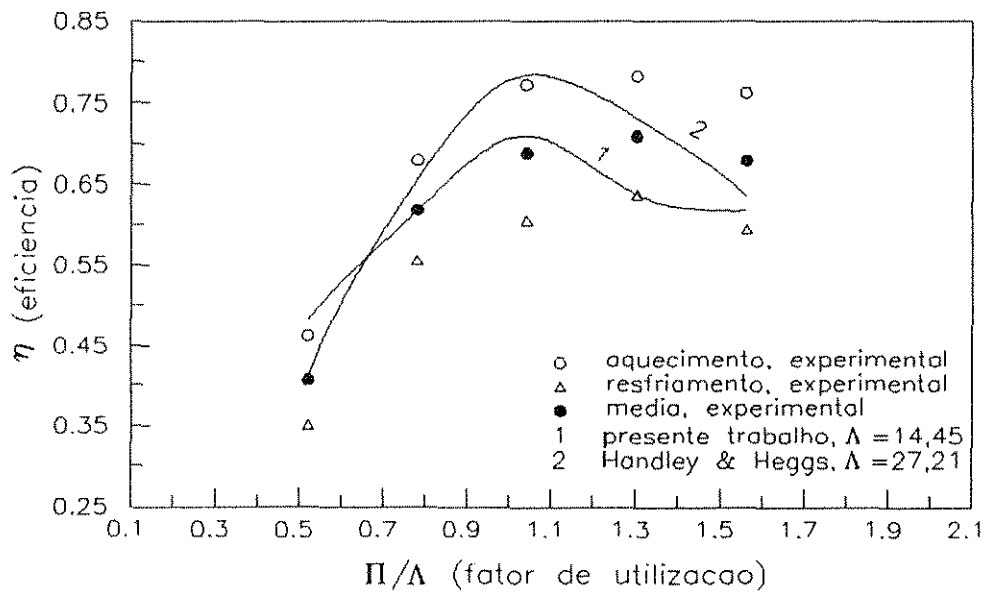
**Figura 6.61** - Variações das eficiências experimentais e teóricas com o fator de utilização, no equilíbrio cíclico; para o regenerador com recheio de esferas de aço de 0,00635 m de diâmetro e  $G = 0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , em escoamento unidirecional.



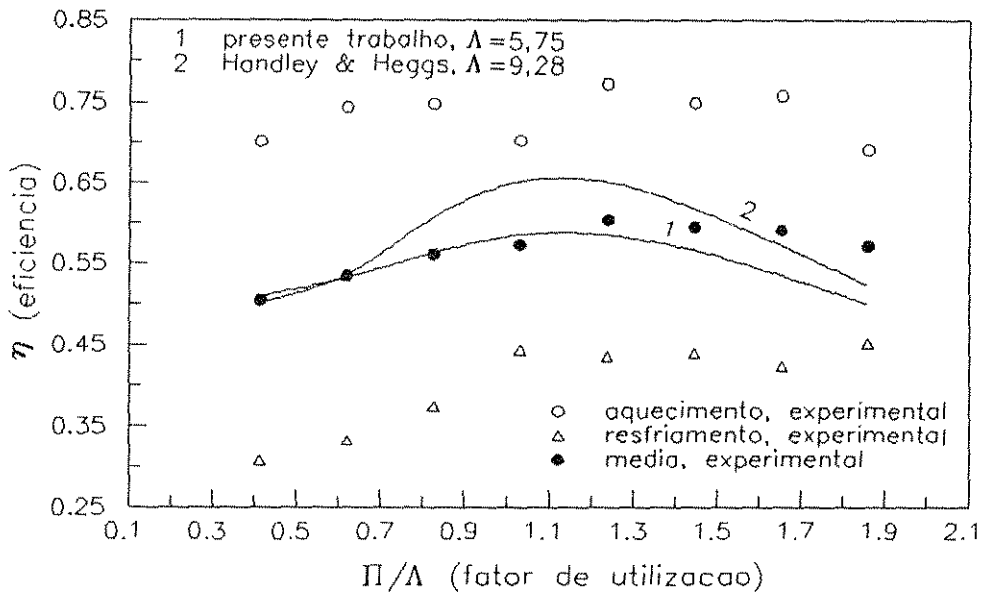
**Figura 6.62** - Variações das eficiências experimentais e teóricas com o fator de utilização, no equilíbrio cíclico; para o regenerador com recheio de esferas de aço de 0,00635 m de diâmetro e  $G = 1,008 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , em escoamento unidirecional.



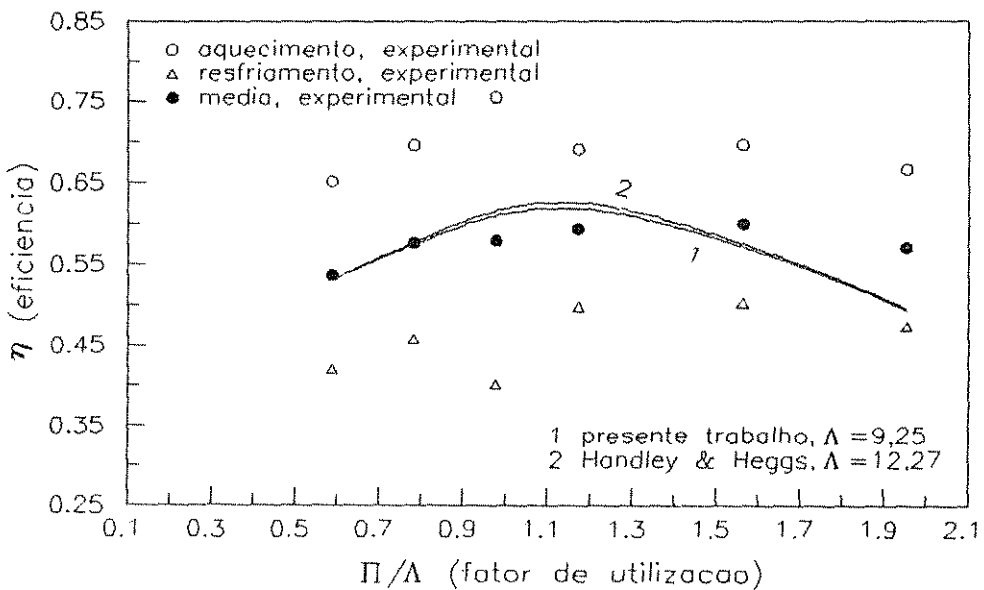
**Figura 6.63** - Variações das eficiências experimentais e teóricas com o fator de utilização, no equilíbrio cíclico; para o regenerador com recheio de esferas de vidro de 0,0038 m de diâmetro e  $G = 0,538 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , em escoamento unidirecional.



**Figura 6.64** - Variações das eficiências experimentais e teóricas com o fator de utilização, no equilíbrio cíclico; para o regenerador com recheio de esferas de vidro de 0,0038 m de diâmetro e  $G = 1,043 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , em escoamento unidirecional.



**Figura 6.65** - Variações das eficiências experimentais e teóricas com o fator de utilização, no equilíbrio cíclico; para o regenerador com recheio de esferas de chumbo de 0,0088 m de diâmetro e  $G = 0,533 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , em escoamento unidirecional.



**Figura 6.66** - Variações das eficiências experimentais e teóricas com o fator de utilização, no equilíbrio cíclico; para o regenerador com recheio de esferas de chumbo de 0,0088 m de diâmetro e  $G = 1,008 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , em escoamento unidirecional.

**Tabela 6.21**

Comparação entre as eficiências experimental, para os dois tipos de escoamentos  
 $U \approx 1$  e  $G \approx 1 \text{ kg/m}^2\text{s}$

material	$U$	$d_p$	$A$	$k_s$	$\eta_{m,e}$	$\eta_{m,e}$	desvio
		m	$\text{m}^2/\text{m}^3$	$\text{W/m}^\circ\text{C}$	contracorrente	unidirecional	%
aço	1,04	0,00635	568,82	52,00	0,742	0,620	16,44
vidro	0,95	0,00380	991,58	1,06	0,802	0,688	14,21
chumbo	0,92	0,00880	402,27	34,58	0,698	0,578	13,99
vidro	0,99	0,01530	215,29	1,06	0,599	0,530	11,52

$$\text{desvio} = \left| \frac{\eta_{m,e}(\text{contracorrente}) - \eta_{m,e}(\text{unidirecional})}{\eta_{m,e}(\text{contracorrente})} \right| \cdot 100$$

Na tabela 6.21 observa-se que a eficiência se eleva à medida que aumenta a área de troca térmica ( $A$ ) ou a condutividade térmica do material ( $k_s$ ), fato também observado para o escoamento contracorrente.

No regenerador adiabático os valores das eficiências são os mesmos para os dois períodos (  $\eta_a = \eta_r$  ), porém experimentalmente, temos que a eficiência no período de aquecimento é maior que a eficiência no período de resfriamento ( $\eta_a > \eta_r$ ), devido as perdas de calor da parede externa com o ambiente e da parede interna atuar como um segundo regenerador, de acordo como foi mencionado para o escoamento contracorrente na seção 6.2.3.1.

E também semelhantemente ao escoamento contracorrente, as eficiências obtidas utilizando o coeficiente de transferência de calor utilizando a técnica do equilíbrio cíclico, se aproximam mais das eficiências médias experimentais. Os pequenos desvios que ocorrem são devidos ao espalhamento de pontos entre os dados experimentais e a reta da figura 6.4., construída para se obter a correlação (6.10).



### 6.3 - Aquisição de Dados por Computador

A aquisição de dados por computador, conforme mencionado anteriormente, vem cada vez mais sendo utilizada, ocasionando operações mais precisas em relação ao instante de tempo em que a temperatura é medida, e também permitindo mudanças de períodos de aquecimento ou resfriamento no instante de tempo exato.

O procedimento experimental e os algoritmos para se obter a aquisição de dados de temperatura para um regenerador de calor, via microcomputador, foi apresentado detalhadamente no capítulo 3, e os programas nos apêndices D, E e F. No presente trabalho foram efetuados alguns experimentos utilizando este sistema de aquisição de dados.

Com o objetivo de demonstrar que o sistema de aquisição de dados por computador, apresenta uma operação mais precisa quanto ao instante de tempo em que são arquivadas as temperaturas, são apresentadas nas tabelas 6.22 e 6.23 os perfis de temperatura, no equilíbrio cíclico, para os períodos de aquecimento e resfriamento, utilizando o recheio de esferas de vidro de 0,0153 m de diâmetro e um fluxo mássico de ar de 0,769 kg/m<sup>2</sup>s.

O tempo de amostragem ( $am$ ) é de 15 segundos e os períodos simétricos ( $P$ ) de 240 segundos. Assim como na aquisição de dados manual, foram efetuadas as medidas de temperatura do gás na entrada e na saída do regenerador, e as medidas de temperatura do sólido ao longo do regenerador, as quais foram feitas com os termopares introduzidos no centro das esferas ( $T_2$  a  $T_6$ ), conforme as posições mostrada na figura 3.1.

Como o escoamento é contracorrente as temperaturas de entrada e saída do gás no período de aquecimento são medidas em  $y = 0$  ( $T_1$ ) e  $y = 188$  mm ( $T_7$ ), respectivamente, e para o período de resfriamento em  $y = 188$  ( $T_7$ ) e  $y = 0$  mm ( $T_1$ ), devido ao fato dos gases quente e frio entrarem em extremidades opostas do leito.

A temperatura do gás se manteve aproximadamente constante após um tempo de 60 segundos, porém para os cálculos foi utilizada a média no tempo entre os valores na faixa de 15 a 240 segundos.

A temperatura do sólido ( $T_2$  a  $T_6$ ), ao longo do regenerador, no término de um período é igual a temperatura do sólido no início do período seguinte. Neste experimento esta condição de contorno é verificada em  $t = 240$ s para o aquecimento e em  $t = 0$ s para o resfriamento.

Na aquisição de dados manual (tabelas 6.5 e 6.6) é verificado que a precisão acima, no instante da reversão do período e das tomadas de temperaturas no início do período seguinte, não foi possível, ocorrendo certos desvios de medidas.

**Tabela 6.22**

Terceiro aquecimento, contracorrente

tempo s	$T_1$ °C	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$	$T_7$
0	48	49	46	44	42	39	39
15	61	51	47	45	43	40	41
30	62	52	48	46	44	41	42
45	62	54	49	47	45	41	42
60	63	54	49	47	45	42	43
75	63	55	50	48	46	43	43
90	64	56	51	48	47	43	44
105	64	57	52	49	47	44	45
120	64	57	53	50	48	44	45
135	64	58	53	51	48	45	46
150	64	58	54	51	49	45	46
165	64	59	54	52	50	46	47
180	65	59	55	52	50	46	47
195	65	60	56	53	51	47	48
210	65	60	56	53	51	47	48
225	65	61	57	54	52	48	49
240	65	61	57	55	52	48	49

**Tabela 6.23**

Terceiro resfriamento, contracorrente

tempo s	$T_1$ °C	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$	$T_7$
0	65	61	57	55	52	47	44
15	59	60	57	54	51	45	41
30	57	59	56	53	50	43	40
45	56	58	55	52	50	43	40
60	55	57	54	51	49	42	40
75	54	57	54	51	48	41	40
90	54	56	53	50	48	41	39
105	53	55	53	50	47	41	39
120	53	55	52	49	47	40	39
135	52	54	51	48	46	40	39
150	51	53	51	48	46	40	39
165	51	53	50	47	45	40	39
180	50	52	50	47	45	40	39
195	50	52	49	47	44	39	39
210	49	51	48	46	44	39	39
225	49	50	48	45	43	39	38
240	48	50	48	45	43	39	38

Outro fator importante é verificado no tempo de amostragem, pois quando se utiliza a aquisição de dados via computador os tempos de tomadas de temperatura podem ser mais curtos.

A seguir serão apresentados os resultados dos dois métodos de obtenção do coeficiente de transferência de calor convectivo desenvolvidos no presente trabalho, empregando os dados obtidos por um microcomputador PC-XT, bem como uma comparação com o sistema de aquisição de dados manual.

### 6.3.1 - Coeficiente de Transferência de Calor Convectivo. Comparações de Resultados

A aquisição de dados por microcomputador foi feita utilizando o recheio de esferas de vidro de 0,0153 m de diâmetro e o recheio de esferas de chumbo de 0,0088 m de diâmetro, com o regenerador operando em escoamento contracorrente.

As tabelas C.1 a C.5, do apêndice C, apresentam as eficiências experimentais ( $\eta_a$ ,  $\eta_r$  e  $\eta_m$ ) e os valores dos comprimentos reduzidos ( $\Lambda_a$ ,  $\Lambda_r$  e  $\Lambda_m$ ), obtidos através da técnica do equilíbrio cíclico, utilizando o método da minimização das diferenças entre as eficiências para os períodos de aquecimento e resfriamento e a eficiência média entre os dois períodos, respectivamente.

Nestas tabelas são apresentados também os valores dos coeficientes  $h_m$ ,  $h_{GR}$  e  $h_{SS}$  obtidos através dos comprimentos reduzidos  $\Lambda_m$ ,  $\Lambda_{GR}$  e  $\Lambda_{SS}$  pela equação (6.3), empregando o presente método, o gráfico de Heggs & Hollins [1984] (figura 2.2), e a correlação de Handley & Heggs [1968], equação (6.6).

Comparando os sistemas de aquisição de dados manual e por microcomputador para os mesmos materiais e vazões, vemos que este último sistema apresenta as eficiências maiores. As comparações são feitas entre as tabelas A.3 e C.1 para o fluxo mássico de 0,77 kg/m<sup>2</sup>s, e entre as tabelas A.4 e C.2 para fluxo mássico de 0,52 kg/m<sup>2</sup>s, ambas para o vidro. E também entre as tabelas A.12 e C.4 para o fluxo mássico de 0,77 kg/m<sup>2</sup>s e entre as tabelas A.13 e C.5 para o fluxo mássico de 0,52 kg/m<sup>2</sup>s, ambas para o chumbo.

Estes aumentos das eficiências é uma consequência das medidas experimentais, como pode ser visto nos gráficos das figuras 6.67 a 6.72 para os recheios de vidro e chumbo, à diferentes fluxos mássicos e períodos, indicados em cada figura. Estas curvas mostram que os dados obtidos via microcomputador estão abaixo dos valores obtidos manualmente, durante o período de aquecimento, e acima durante o período de resfriamento, ocasionando aumentos nas eficiências para ambos os períodos.

Estes desvios podem ser causados pelo fato da passagem de um período para o seguinte e as medidas de temperaturas no instante zero, serem instantâneas quando a aquisição de dados e a operação do sistema são feitas por computador, porém quando estas são feitas manualmente as medidas não são instantâneas, e também ocorre um tempo morto de aproximadamente 20 segundos entre as mudanças de períodos. É observado ainda que à medida que o tempo aumenta estes desvios vão decrescendo, sendo que os dois métodos de aquisição de dados apresentam valores de temperaturas muito próximos nos instantes finais do período.

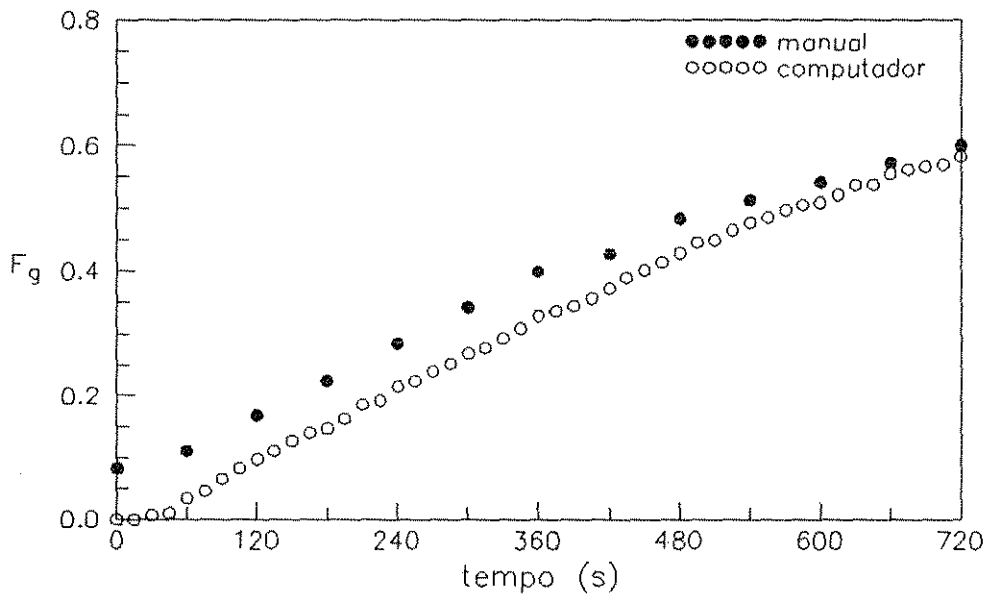


Figura 6.67 - Temperaturas experimentais do gás na saída 'versus' tempo, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a uma vazão de  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de aquecimento de 720s; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,759$ .

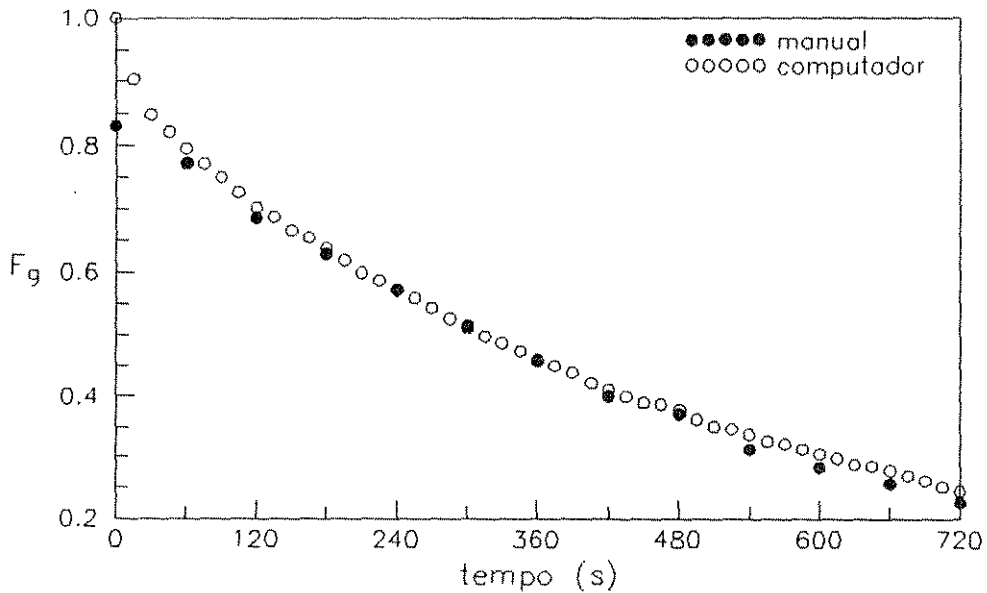
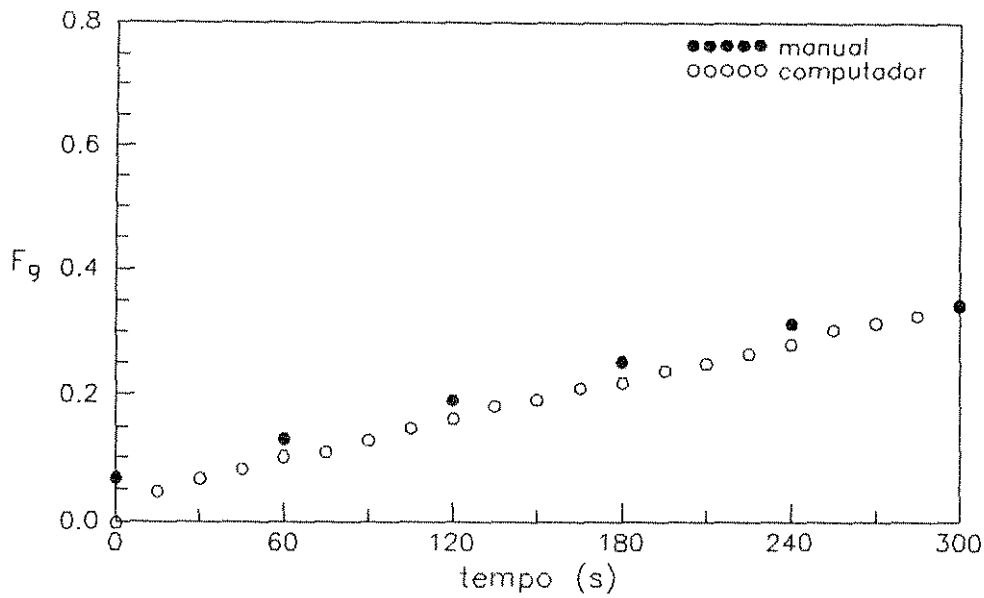
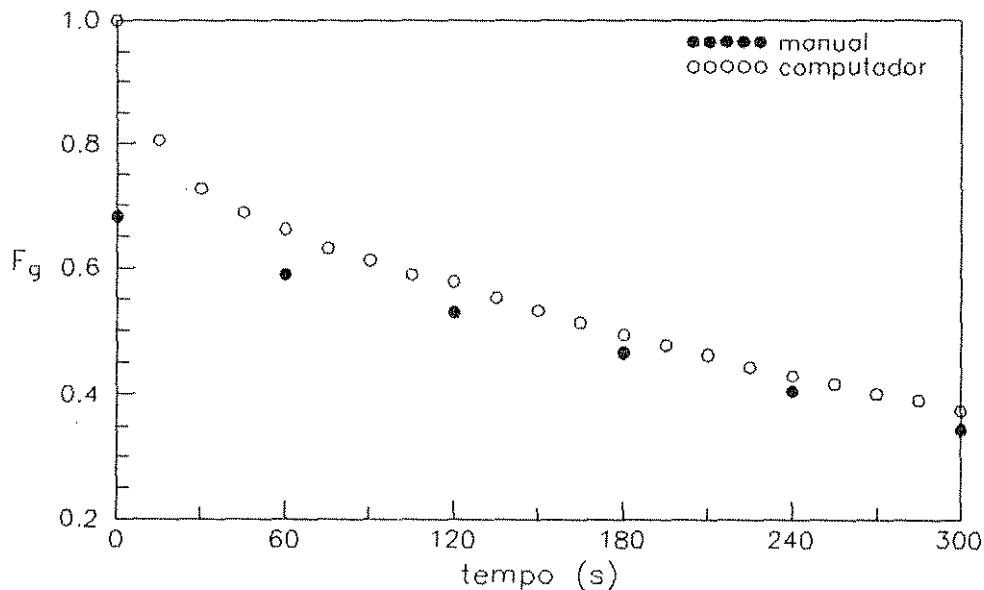


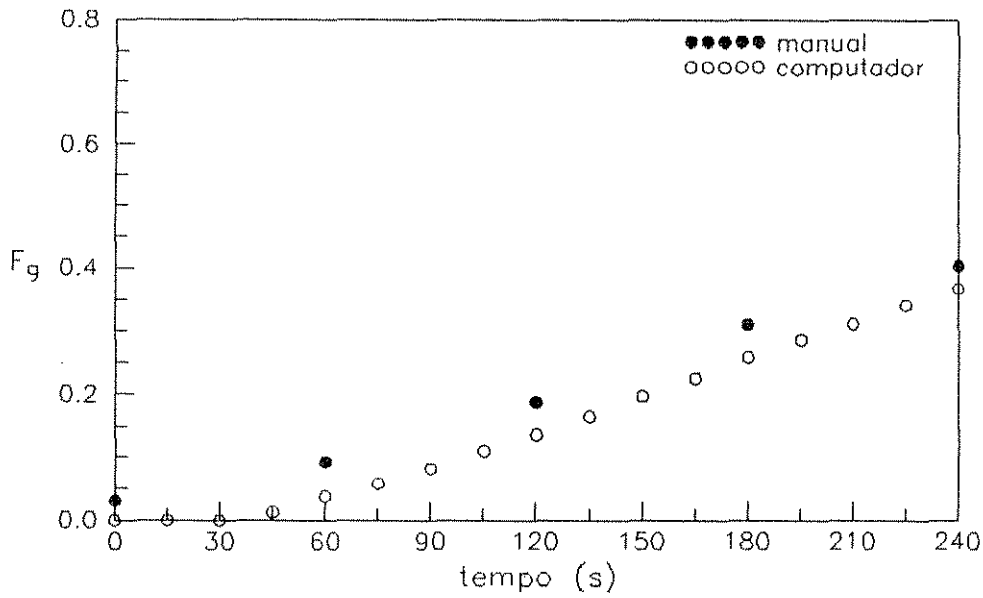
Figura 6.68 - Temperaturas experimentais do gás na saída 'versus' tempo, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a uma vazão de  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de resfriamento de 720s; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,759$ .



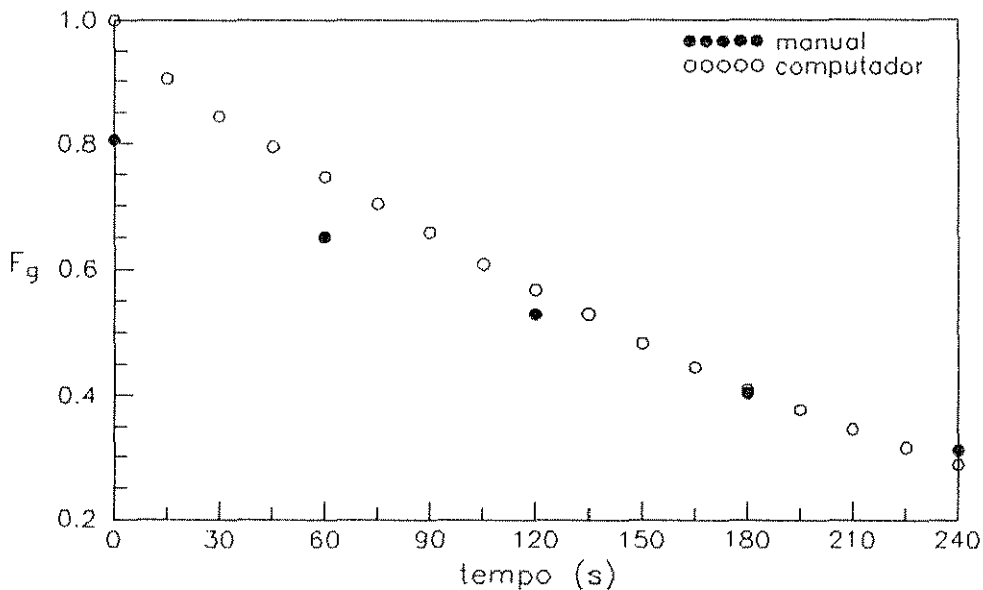
**Figura 6.69** - Temperaturas experimentais do gás na saída 'versus' tempo, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a uma vazão de  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de aquecimento de 300s; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 0,733$ .



**Figura 6.70** - Temperaturas experimentais do gás na saída 'versus' tempo, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a uma vazão de  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de resfriamento de 300s; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 0,733$ .



**Figura 6.71** - Temperaturas experimentais do gás na saída 'versus' tempo, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a uma vazão de  $0,76 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de aquecimento de 240 s; chumbo ( $d_p = 0,0088 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,18$ .



**Figura 6.72** - Temperaturas experimentais do gás na saída 'versus' tempo, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a uma vazão de  $0,76 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o período de resfriamento de 240 s; chumbo ( $d_p = 0,0088 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,18$ .

Observando as tabelas A.4 e C.2 vemos que as eficiências médias tiveram um aumento de aproximadamente 6% enquanto os coeficientes aumentaram em aproximadamente 20%.

É observado nas tabelas C.1 a C.5 que os coeficientes de transferência de calor, utilizando a técnica do equilíbrio cíclico, foram maiores do que os obtidos pela técnica do primeiro período para os dois tipos de materiais utilizados no recheio, apenas para o chumbo no fluxo mássico de  $0,534 \text{ kg/m}^2\text{s}$  estes três valores de coeficientes são aproximadamente iguais. É observado também que os desvios entre os coeficientes, obtidos pelo presente método e pelo gráfico de Heggs & Hollins [1984], são maiores para o vidro do que para o chumbo.

Para o fator de utilização menor ou igual a um ( $U \leq 1$ ) é observado que o valor do coeficiente de transferência de calor convectivo ( $h$ ) mantém-se aproximadamente constante, apresentando o mesmo comportamento da aquisição de dados feita manualmente.

Os valores da média de  $h_m$  quando o fator de utilização é menor ou igual a um ( $U \leq 1$ ), obtidos pelo presente método, foram utilizados para o cálculo de  $j_h \epsilon$  (fator  $j$  de Colburn modificado para transmissão de calor), equação (6.7), e assim foi construído o gráfico  $j_h \epsilon$  'versus'  $Re_m$  (número de Reynolds modificado), equação (6.8), apresentado na figura 6.73.

Deste gráfico obteve-se a seguinte correlação:

$$j_h \epsilon = 0,00645 Re_m^{0,320} \quad (6.15)$$

válida para  $266 \leq Re_m \leq 728$  e  $U \leq 1$ .

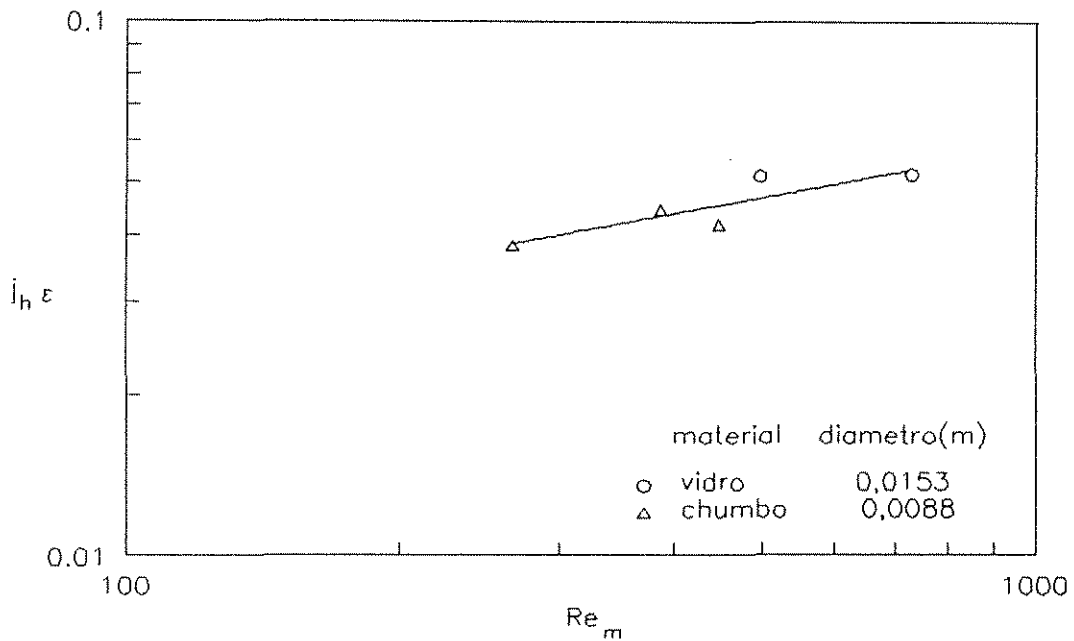
A figura 6.74 apresenta as três curvas das correlações obtidas no presente trabalho, com os respectivos pontos experimentais, juntamente com a curva da correlação de Handley & Heggs [1968]. Nesta figura é observado que as curvas obtidas pela aquisição de dados manual, compreendendo os escoamentos contracorrente (curva B) e unidirecional (curva C), apresentam os mesmos comportamentos e estão muito próximas, concluindo que ambas as curvas poderiam ser representadas por uma mesma correlação.

A curva (A) obtida por aquisição de dados via computador apresenta valores mais elevados, o que é uma consequência das maiores eficiências, e também apresenta pouco espalhamento dos cinco pontos experimentais.

A curva (D) obtida pela correlação de Handley & Heggs está abaixo das outras três para valores de números Reynolds modificado mais elevados, acima de 600, justamente

onde os números de Biot são mais elevados, apresentando um maior efeito da condução no interior das partículas do recheio.

As tabelas C.6 e C.7, do apêndice C, apresentam os resultados empregando o método da minimização da diferença média entre as temperaturas do sólido, obtidos através do recheio de partículas esféricas de vidro de 0,0153 m de diâmetro com as propriedades físicas e geométricas descritas na tabela 3.1.



**Figura 6.73** - Resultados dos valores experimentais de  $j_h \epsilon$  'versus' o número de Reynolds modificado,  $Re_m$ , para operação em escoamento contracorrente e aquisição de dados via microcomputador.

Os valores dos coeficientes,  $h_a^*$  e  $h_r^*$ , que constam nestas duas tabelas foram obtidos semelhantemente ao processo utilizado para a aquisição de dados manual, para os pontos radiais:  $s = 0$ ,  $s = 0,5$  e  $s = 1$ , aplicando o método iterativo utilizando os algoritmos das figuras 5.4 a 5.7 (programa no apêndice H).

Os valores médios entre os coeficientes  $h_a^*$  e  $h_r^*$  são apresentados nas tabelas C.8 e C.9, as quais também mostram os valores de  $h_m$ ,  $h_{GR}$  e  $h_{SS}$  obtidos pelo método da



minimização da diferença entre as eficiências médias, pelo gráfico de Heggs e Hollins [1984] e pela correlação de Handley e Heggs [1968], respectivamente. Nestas tabelas vemos que a utilização do presente método, empregando as equações (4.65) e (4.68) em  $s = 1$ , se aproxima mais dos valores obtidos pelos métodos utilizando a técnica do equilíbrio cíclico,  $h_m$  e  $h_{GR}$ .

No método da minimização da diferença média entre as temperaturas do sólido é verificado que a precisão dos valores das temperaturas medidas experimentalmente é de fundamental importância, e que os desvios aqui apresentados, em relação ao método da minimização da diferença das eficiências médias, são ocasionados pelas leituras no medidor de temperaturas, o qual apresenta uma precisão nas medidas em  $\pm 1^\circ\text{C}$ .

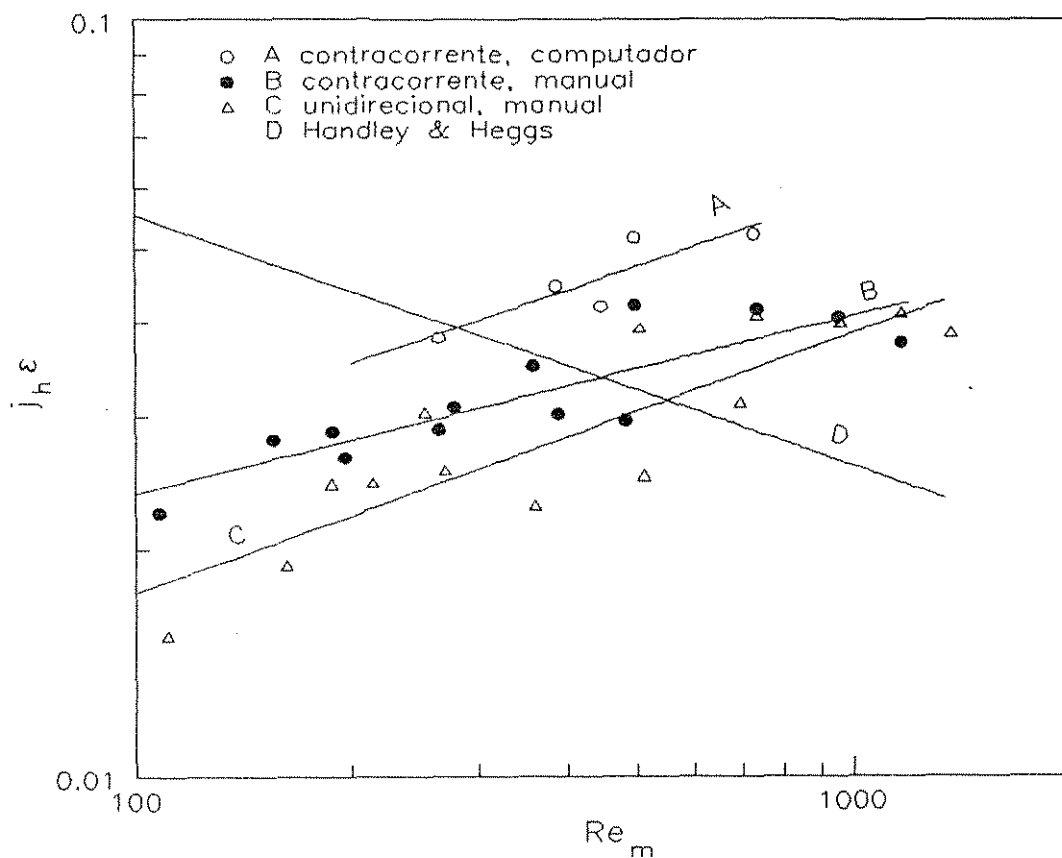


Figura 6.74 - Comparação entre as correlações propostas pelo presente trabalho e de Handley & Heggs [1968]; curva A : equação (6.15), curva B: equação (6.9), curva C: equação (6.10) e curva D: equação (6.6); símbolos : pontos experimentais.

### 6.3.2 - Comportamento Dinâmico para Operações em Escoamento Contracorrente

Nesta seção serão feitas análises do comportamento dinâmico de regeneradores para operações em escoamento contracorrente, utilizando a técnica de aquisição de dados via microcomputador, semelhantes às feitas para a aquisição de dados manual.

Todos os resultados apresentados até a seção anterior foram referentes a regeneradores simétricos, porém como os regeneradores assimétricos são de fundamental importância quando se deseja aumentar a eficiência térmica no período de resfriamento, serão apresentados alguns resultados focalizando este tipo de operação. Portanto, especialmente para esta seção, serão apresentados dois títulos de destaque: o primeiro referente a operação simétrica e o segundo a operação assimétrica.

#### 6.3.2.1 - Regeneradores Simétricos

A análise sobre o gradiente térmico no interior da partícula, na região de saída do regenerador, será feita utilizando a equação (4.65) e a equação (4.68) truncada no terceiro termo, juntamente com a correlação (6.15), obtida no presente trabalho. As temperaturas experimentais foram medidas introduzindo os termopares no centro das esferas de vidro de 0,0153 m de diâmetro, na região de saída do leito.

Nas figuras 6.75 a 6.78 são apresentadas algumas curvas com a temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, utilizando o recheio de esferas de vidro de 0,0153 m de diâmetro, operando com fluxos mássicos de 0,769 kg/m<sup>2</sup>s e 0,524 kg/m<sup>2</sup>s.

É observado que as curvas teóricas se aproximam mais dos pontos experimentais quando o raio adimensional é igual a um ( $s = 1$ ) em ambos os períodos, correspondentes aos números de Biot 0,84 e 0,5. De maneira análoga à aquisição de dados manual, o gradiente térmico aumenta à medida que o número de Biot se eleva, e no final dos períodos mais longos estes gradientes tendem a desaparecer.

Nas figuras 6.79 a 6.82 são feitas comparações entre as diversas correlações empregando as equações analíticas (4.65) e (4.68), para a temperatura transiente do sólido no centro da partícula ( $s = 0$ ), juntamente com as temperaturas experimental do sólido, na região de saída do leito. Pela análise destas curvas vemos que os melhores resultados são conseguidos com a técnica do equilíbrio cíclico (curvas 2 e 3), sendo que a curva correspondente a correlação obtida no presente trabalho, equação (6.15), apresenta valores de temperaturas mais próximos aos pontos experimentais para o número de Biot mais elevado, caso já confirmado na aquisição de dados manual.

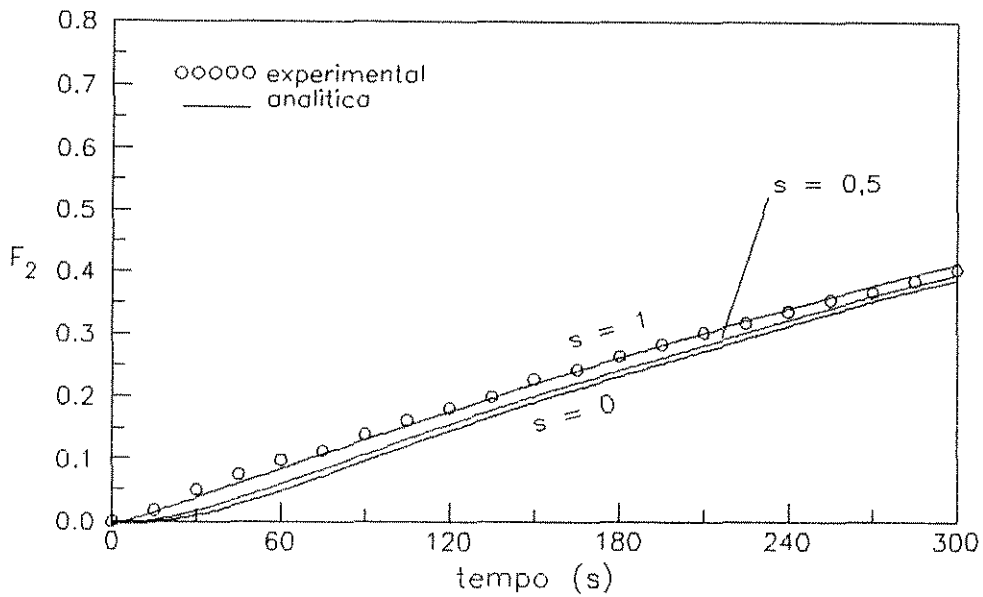


Figura 6.75 - Temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,769 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o aquecimento; vidro ( $dp = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,076$  e  $Bi = 0,84$ .

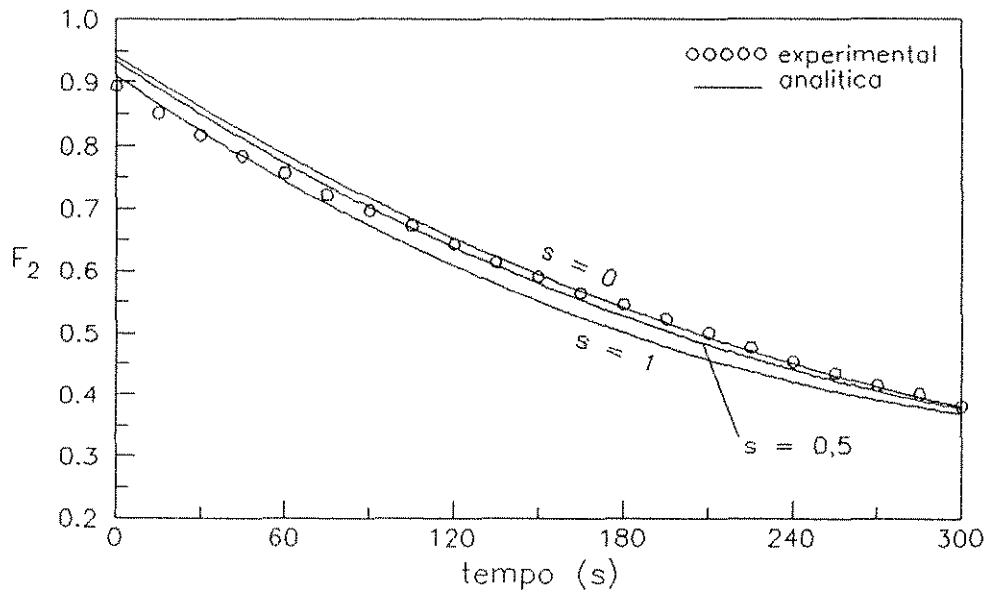


Figura 6.76 - Temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,769 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o resfriamento; vidro ( $dp = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,076$  e  $Bi = 0,84$ .

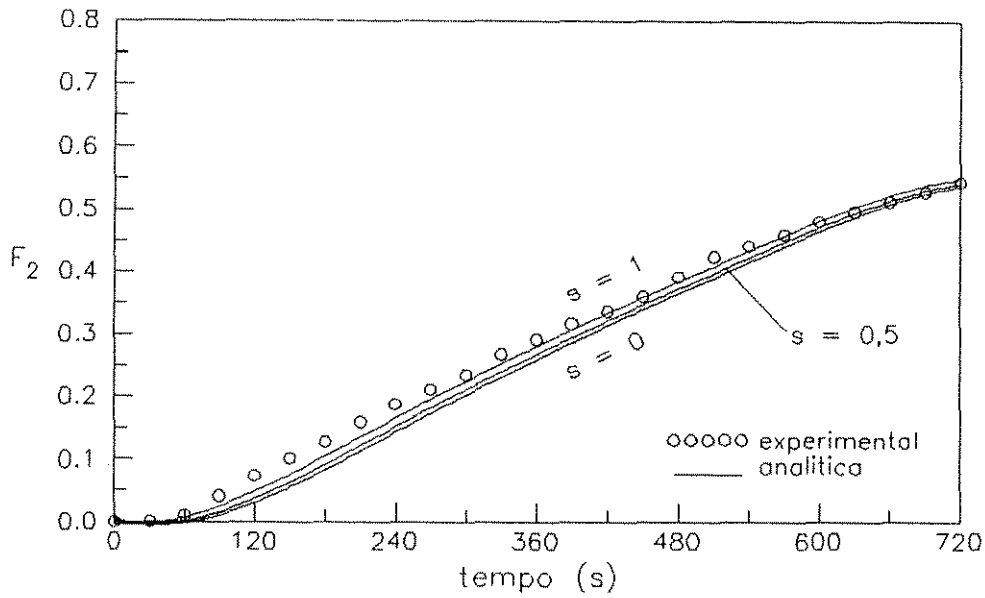


Figura 6.77 - Temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o aquecimento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,759$  e  $Bi = 0,50$ .

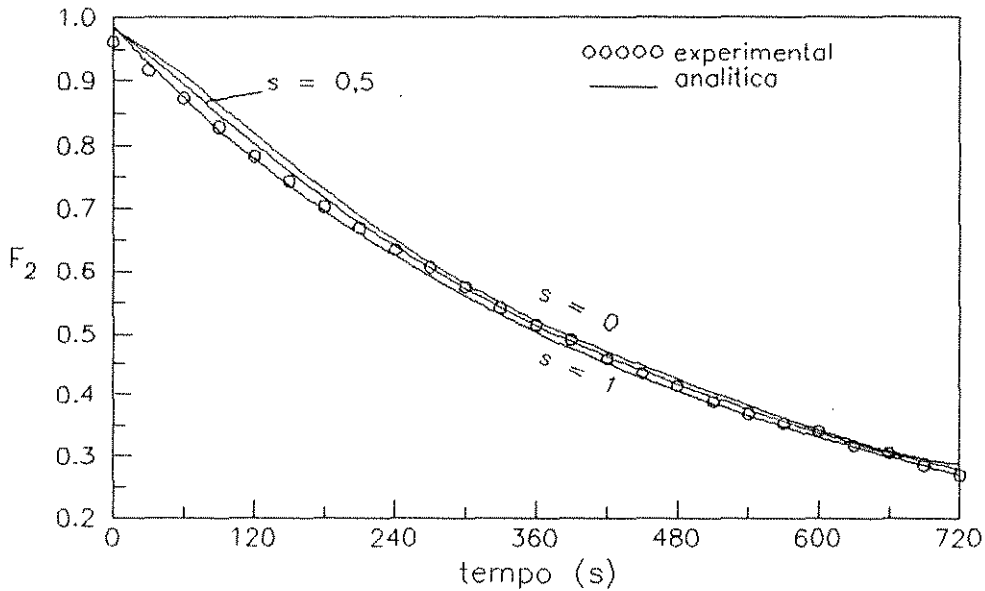
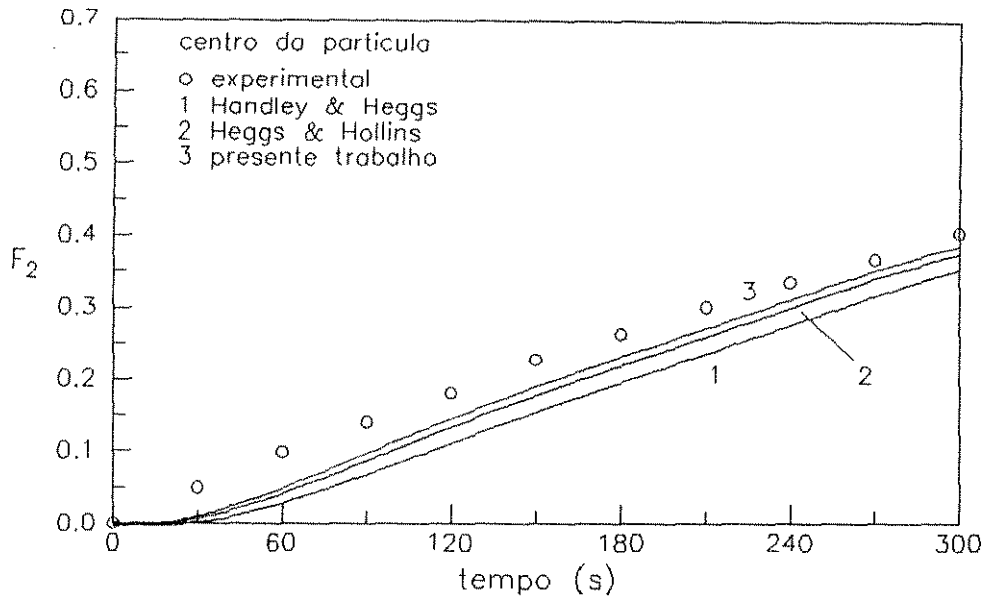
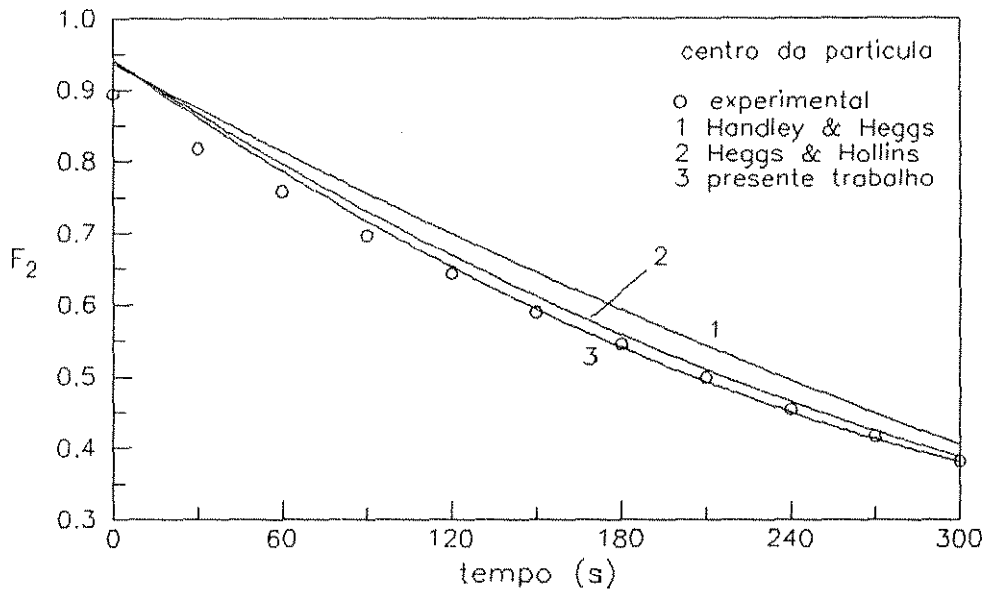


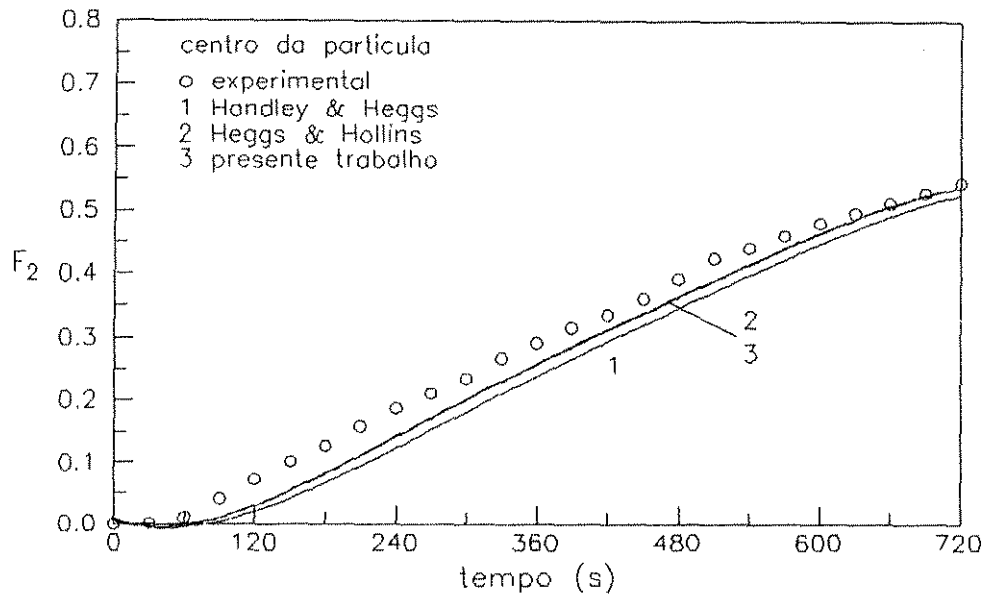
Figura 6.78 - Temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante de resfriamento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,759$  e  $Bi = 0,50$ .



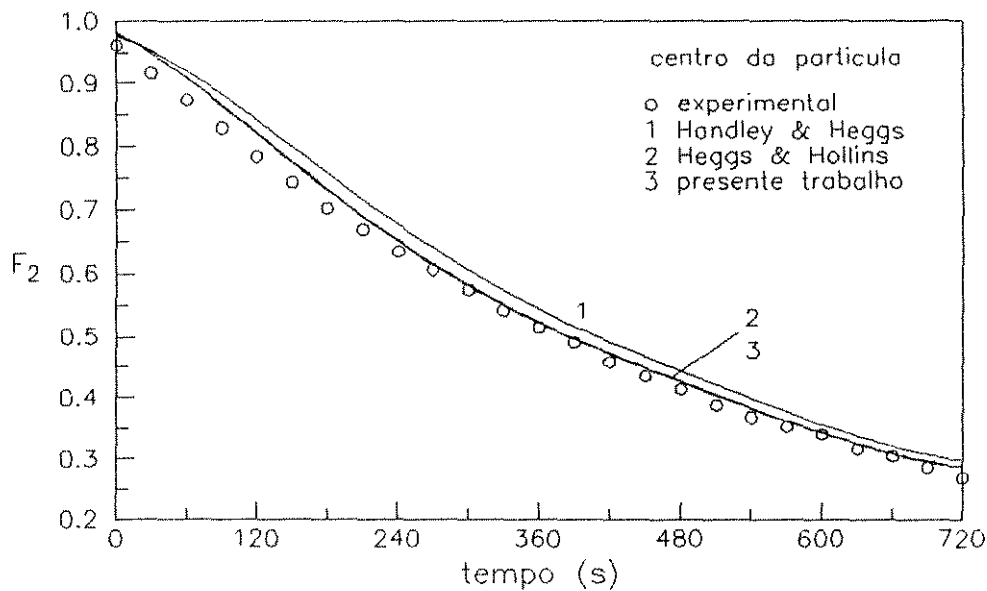
**Figura 6.79** - Temperatura no centro da partícula 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,769 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o aquecimento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,076$  e  $Bi = 0,84$ .



**Figura 6.80** - Temperatura no centro da partícula 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,769 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o resfriamento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,076$  e  $Bi = 0,84$ .



**Figura 6.81** - Temperatura no centro da partícula 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o aquecimento; vidro ( $dp = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,759$  e  $Bi = 0,50$ .



**Figura 6.82** - Temperatura no centro da partícula 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico a um fluxo mássico de  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o resfriamento; vidro ( $dp = 0,0153 \text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,759$  e  $Bi = 0,50$ .

Os valores dos coeficientes para o fluxo mássico de  $0,769 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , correspondentes às figuras 6.79 e 6.80, foram:  $h_{PT} = 115,685 \text{ W/m}^2\text{K}$ ,  $h_{GR} = 88,670 \text{ W/m}^2\text{K}$  e  $h_{SS} = 62,198 \text{ W/m}^2\text{K}$  e para o fluxo mássico de  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , correspondentes às figuras 6.81 e 6.82, foram:  $h_{PT} = 69,722 \text{ W/m}^2\text{K}$ ,  $h_{GR} = 67,598 \text{ W/m}^2\text{K}$  e  $h_{SS} = 48,138 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Os coeficientes de transferência de calor obtidos pela técnica do equilíbrio cíclico para o segundo fluxo mássico (figuras 6.81 e 6.82),  $h_{PT}$  e  $h_{GR}$ , apresentam valores aproximadamente iguais, ocasionando a sobreposição das curvas 2 e 3.

Nas figuras 6.83 a 6.86 são apresentados vários perfis de temperaturas experimental e teórico, para o centro da esfera de vidro de  $0,0153 \text{ m}$  de diâmetro ao longo do leito, compreendendo os instantes de tempo:  $t = 0$  e  $t = P = 180\text{s}$  quando o fator de utilização é igual a  $0,440$  e  $t = 0$ ,  $t = 300\text{s}$  e  $t = P = 540\text{s}$  quando o fator de utilização é igual a  $1,32$ , sendo que o regenerador foi operado a um fluxo mássico de  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$  em ambos os casos.

Os valores teóricos foram obtidos a partir da solução numérica do modelo da condução intrapartícula adiabático, conforme explicado detalhadamente no capítulo 4.

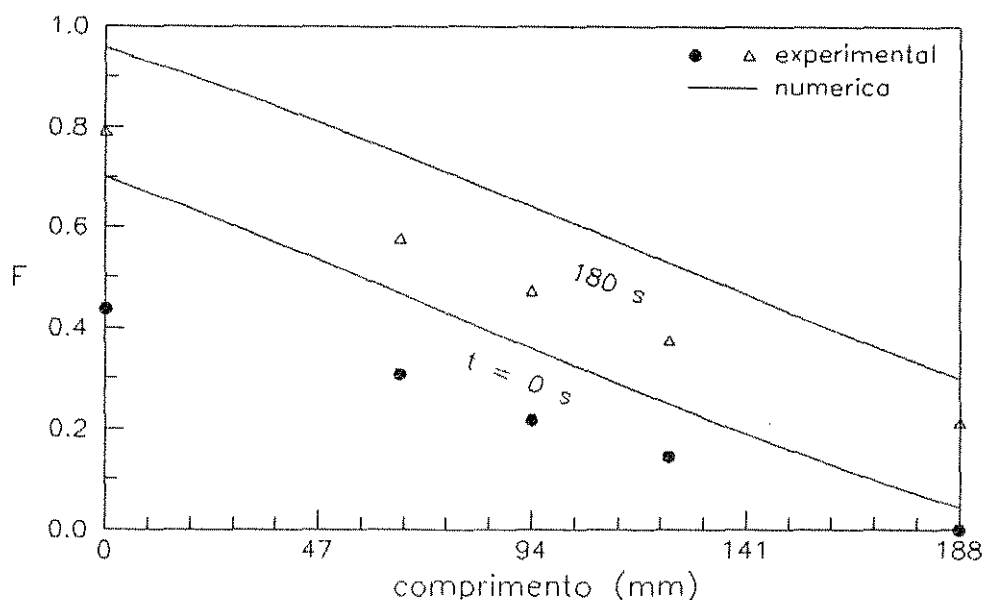
Os desvios que ocorrem entre os valores de temperaturas experimentais e teóricos se deve ao fato do regenerador se comportar de uma maneira não adiabática, como já foi explicado detalhadamente na seção 6.2.3, referente ao comportamento dinâmico.

As figuras 6.87 e 6.88 apresentam os perfis para a temperatura no centro da partícula para o recheio de esferas de chumbo, no instante de tempo  $t = 0$ ,  $t = 180\text{s}$  e  $t = 300\text{s}$  também sob um fluxo mássico de  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , apresentando o mesmo comportamento referente ao recheio de esferas de vidro.

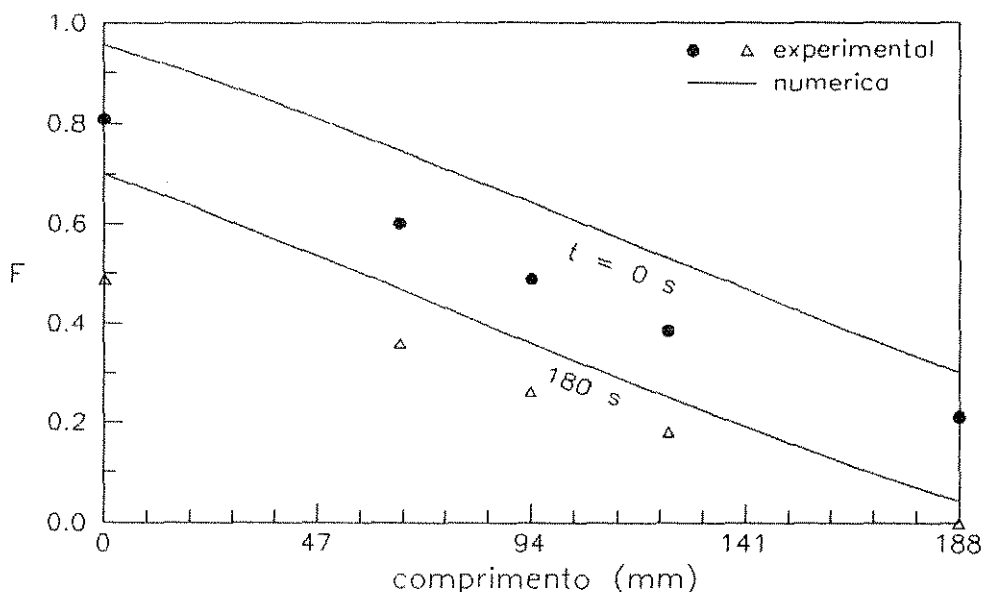
Nas figuras 6.89 a 6.92 são mostradas curvas das eficiências 'versus' fator de utilização compreendendo os fluxos mássicos de  $0,776 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$  para os recheios de esferas de vidro e chumbo. As eficiências teóricas foram obtidas utilizando a solução numérica do modelo da condução intrapartícula adiabático, sendo que para as soluções das mesmas foram empregados os coeficientes de transferência de calor convectivo das correlações correspondentes, conforme indicadas nas figuras.

As eficiências comportaram-se de maneira semelhante àquelas correspondentes a aquisição de dados manual para regeneradores operando em escoamento contracorrente. Nestas curvas temos que a eficiência ótima está compreendida na região na qual o fator de utilização,  $U = \Pi/\Lambda$ , é menor ou igual a 1, e que as eficiências adiabáticas obtidas pelas correlações correspondentes as técnicas do equilíbrio cíclico se aproximam mais da eficiência média experimental.

Pela apresentação destes resultados é visto que a aquisição de dados via microcomputador apresentam resultados confiáveis, cujo comportamento se assemelham aos resultados obtidos manualmente, e também que um requisito fundamental é a precisão das medidas das temperaturas.

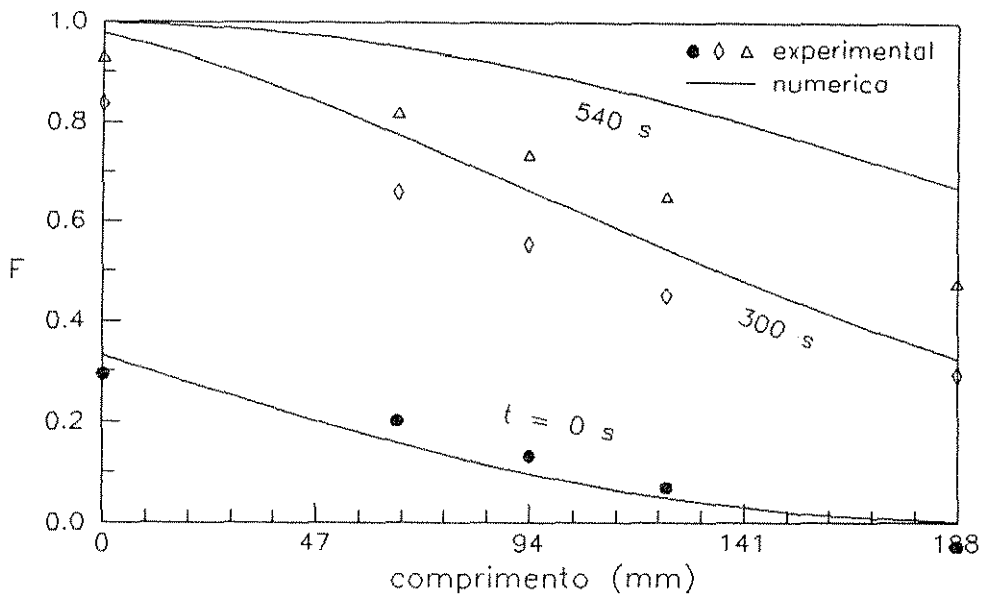


**Figura 6.83** - Perfil de temperatura do centro da esfera, ao longo do leito no período de aquecimento, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico;  $G = 0,524\text{ kg/m}^2\text{s}$ , vidro ( $d_p = 0,0153\text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 0,440$ ,  $Bi = 0,5$ .

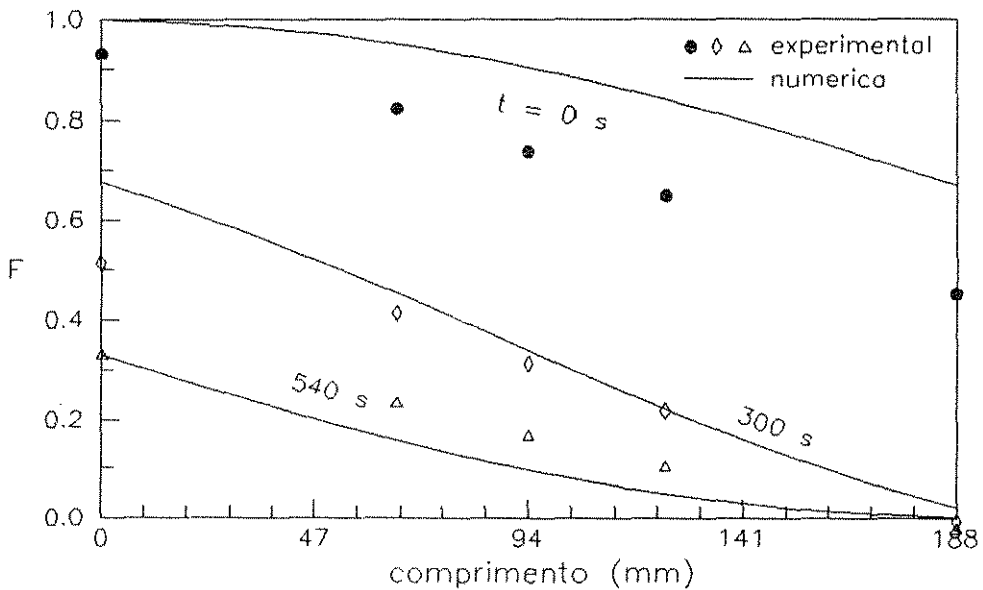


**Figura 6.84** - Perfil de temperatura do centro da esfera, ao longo do leito no período de resfriamento, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico;  $G = 0,524\text{ kg/m}^2\text{s}$ , vidro ( $d_p = 0,0153\text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 0,440$ ,  $Bi = 0,5$ .

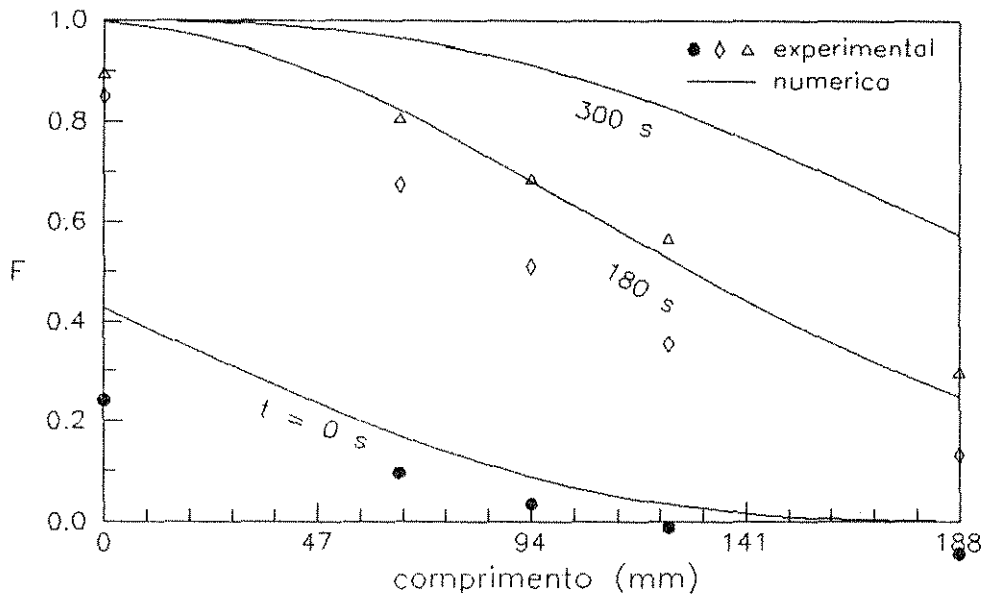




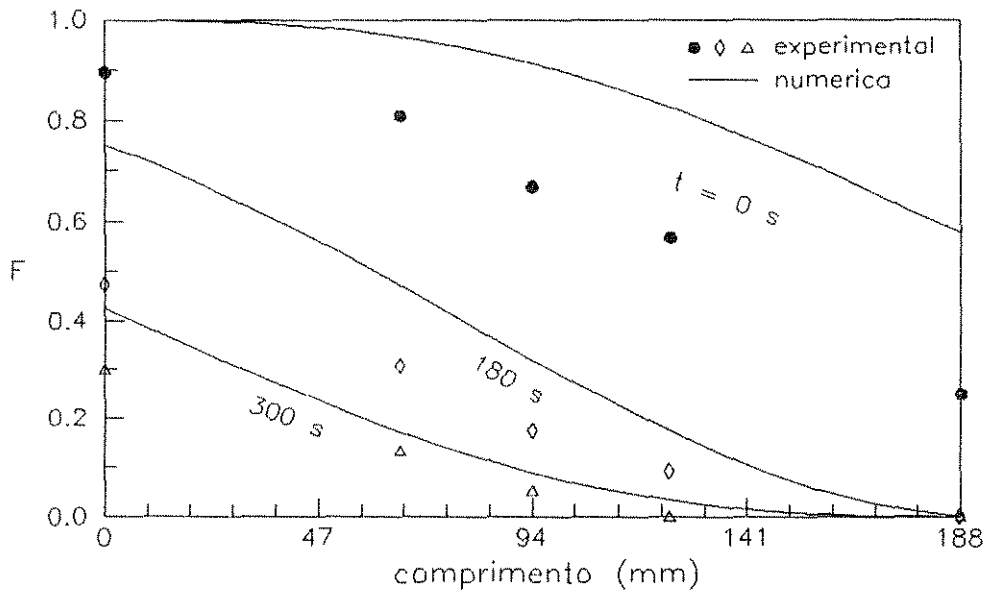
**Figura 6.85** - Perfil de temperatura do centro da esfera, ao longo do leito no período de aquecimento, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico;  $G = 0,524\text{ kg/m}^2\text{s}$ , vidro ( $d_p = 0,0153\text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,32$ ,  $Bi = 0,5$ .



**Figura 6.86** - Perfil de temperatura do centro da esfera, ao longo do leito no período de resfriamento, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico;  $G = 0,524\text{ kg/m}^2\text{s}$ , vidro ( $d_p = 0,0153\text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,32$ ,  $Bi = 0,5$ .



**Figura 6.87** - Perfil de temperatura do centro da esfera, ao longo do leito no período de aquecimento, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico;  $G = 0,524\text{ kg/m}^2\text{s}$ , chumbo ( $d_p = 0,0088\text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,016$ ,  $Bi = 0,008$ .



**Figura 6.88** - Perfil de temperatura do centro da esfera, ao longo do leito no período de resfriamento, com o regenerador operando no equilíbrio cíclico;  $G = 0,524\text{ kg/m}^2\text{s}$ , chumbo ( $d_p = 0,0088\text{ m}$ ),  $\Pi/\Lambda = 1,016$ ,  $Bi = 0,008$ .

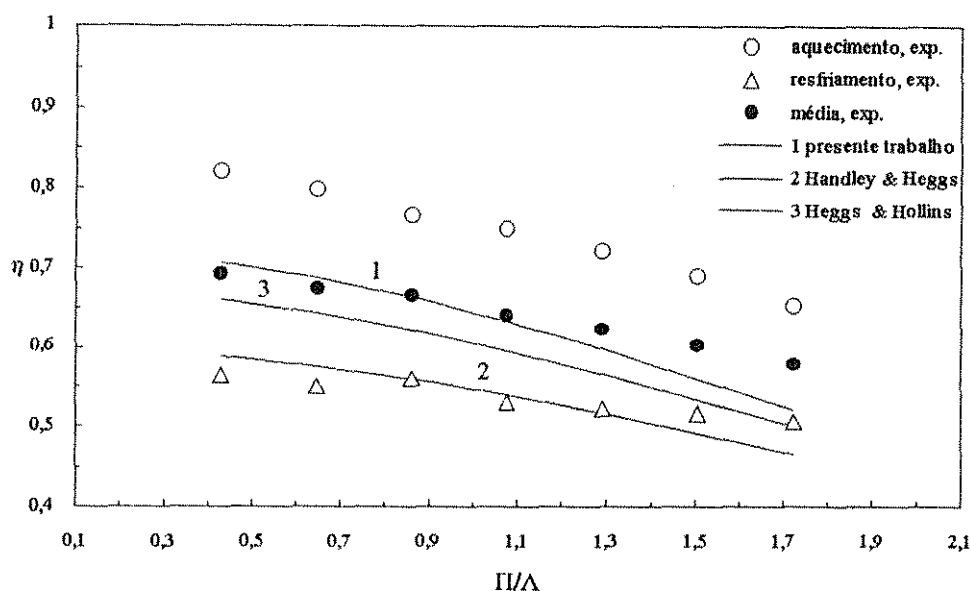


Figura 6.89 - Variações das eficiências experimentais e teóricas com o fator de utilização, no equilíbrio cíclico; para o regenerador com recheio de esferas de vidro de 0,0153 m de diâmetro e  $G = 0,769 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , em escoamento contracorrente.

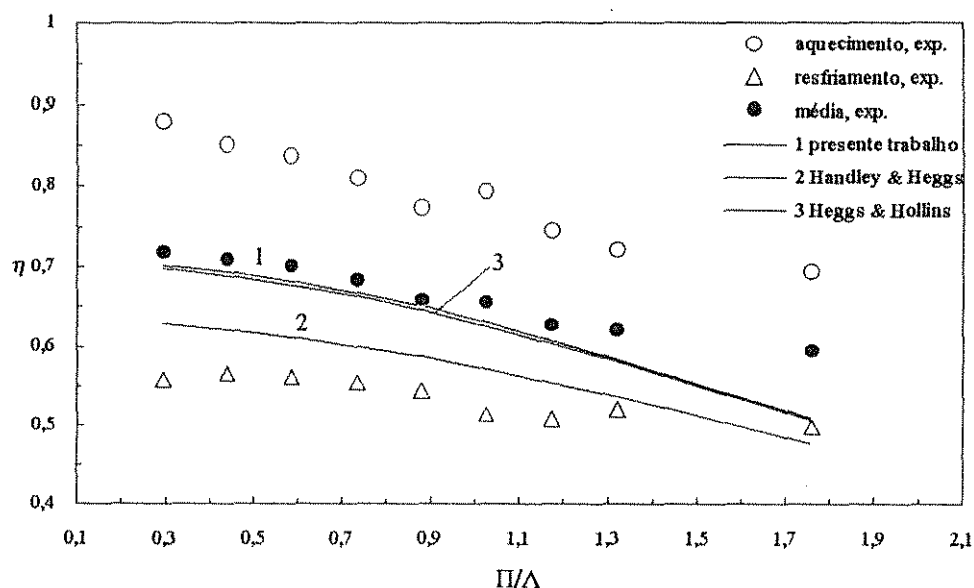
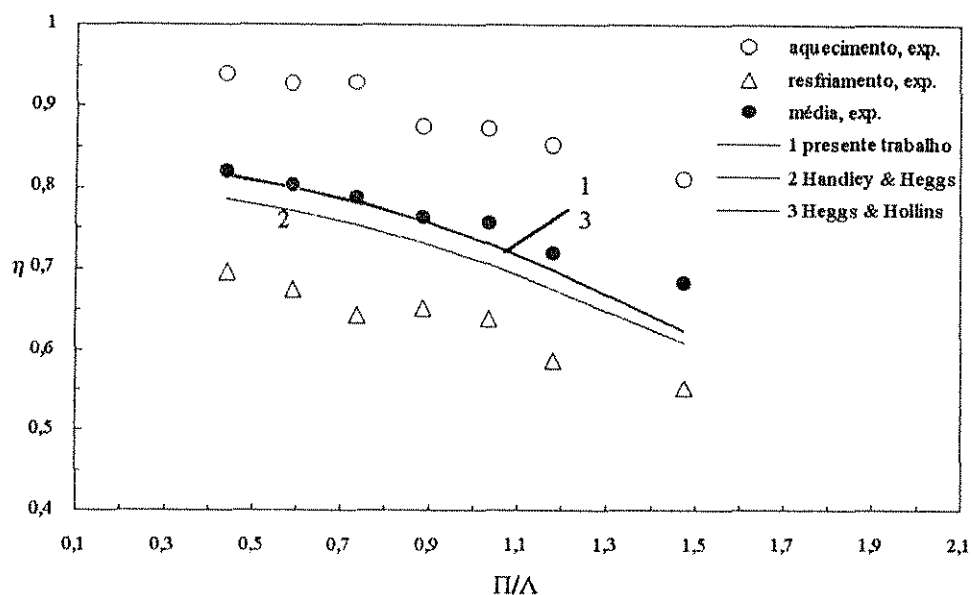
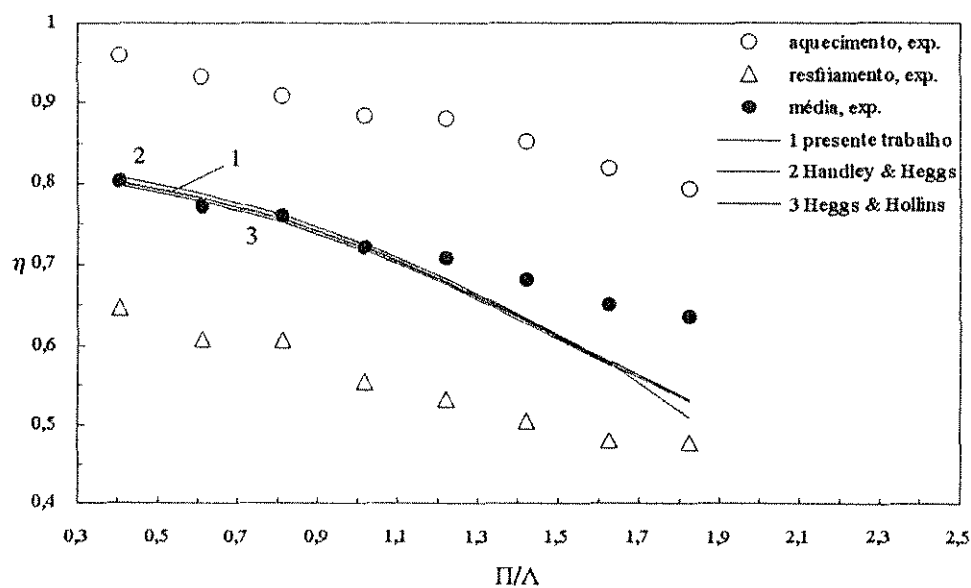


Figura 6.90 - Variações das eficiências experimentais e teóricas com o fator de utilização, no equilíbrio cíclico; para o regenerador com recheio de esferas de vidro de 0,0153 m de diâmetro e  $G = 0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , em escoamento contracorrente.



**Figura 6.91** - Variações das eficiências experimentais e teóricas com o fator de utilização, no equilíbrio cíclico; para o regenerador com recheio de esferas de chumbo de 0,0088 m de diâmetro e  $G = 0,762 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , em escoamento contracorrente.



**Figura 6.92** - Variações das eficiências experimentais e teóricas com o fator de utilização, no equilíbrio cíclico; para o regenerador com recheio de esferas de chumbo de 0,0088 m de diâmetro e  $G = 0,524 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , em escoamento contracorrente.

### 6.3.2.2 - Regeneradores Assimétricos

Para regeneradores assimétricos, o fator de utilização no período de aquecimento ( $U_a = \Pi_a/\Lambda_a$ ) é diferente do fator de utilização no período de resfriamento ( $U_r = \Pi_r/\Lambda_r$ ). Na prática é conveniente que o fator de utilização no aquecimento seja maior que o fator de utilização no resfriamento ocasionando um aumento na eficiência no período de resfriamento, o qual resulta no gás aquecido que será utilizado num determinado processo.

No presente trabalho, foram realizados alguns experimentos com o recheio de esferas de vidro de 0,0153 m de diâmetro sob um fluxo mássico de 0,769 kg/m<sup>2</sup>s. Nestes experimentos o período de aquecimento era o dobro do período de resfriamento sob uma mesma vazão, caracterizando um regenerador assimétrico onde o fator de utilização no aquecimento é igual a duas vezes o fator de utilização no resfriamento ( $U_a = 2U_r$ ). Para uso deste tipo de regenerador, na qual a razão entre os períodos ( $P_a/P_r$ ) é igual a dois, são necessárias três unidades, segundo a equação, LUPORINI [1990],

$$N_r = P_a/P_r + 1, \quad (6.16)$$

onde  $N_r$  é o número de regeneradores.

Os três regeneradores em paralelo podem ser operados da seguinte maneira:

$$\begin{array}{cccc} P & [A] & [ ] & [ ] \\ P & [A] & [A] & [ ] \\ P & [R] & [A] & [A] \rightarrow \text{entrou em regime} \\ P & [A] & [R] & [A] \\ P & [A] & [A] & [R] \\ P & [R] & [A] & [A] \\ & \vdots & \vdots & \vdots \end{array}$$

onde:

[ A ] representa uma unidade operando em aquecimento e

[ R ] representa uma unidade operando em resfriamento

Este esquema representa que inicialmente a primeira unidade é aquecida enquanto a segunda e terceira permanecem inativas. Após um tempo igual a  $P$  ( $P_a = 2P$  e  $P_r = P$ ), a segunda unidade entra em aquecimento e a terceira continua inativa. Após mais um tempo igual a  $P$ , a primeira unidade entra em resfriamento e a terceira em aquecimento enquanto que a segunda continua em aquecimento. E assim sucessivamente, onde cada regenerador opera em aquecimento durante um tempo igual a  $2P$  e em resfriamento durante um tempo igual a  $P$ .

Nas figuras 6.93 a 6.96 são fornecidas algumas curvas da temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador operando em equilíbrio cíclico. Estas compreendem os períodos de aquecimento e resfriamento indicados nas respectivas figuras.

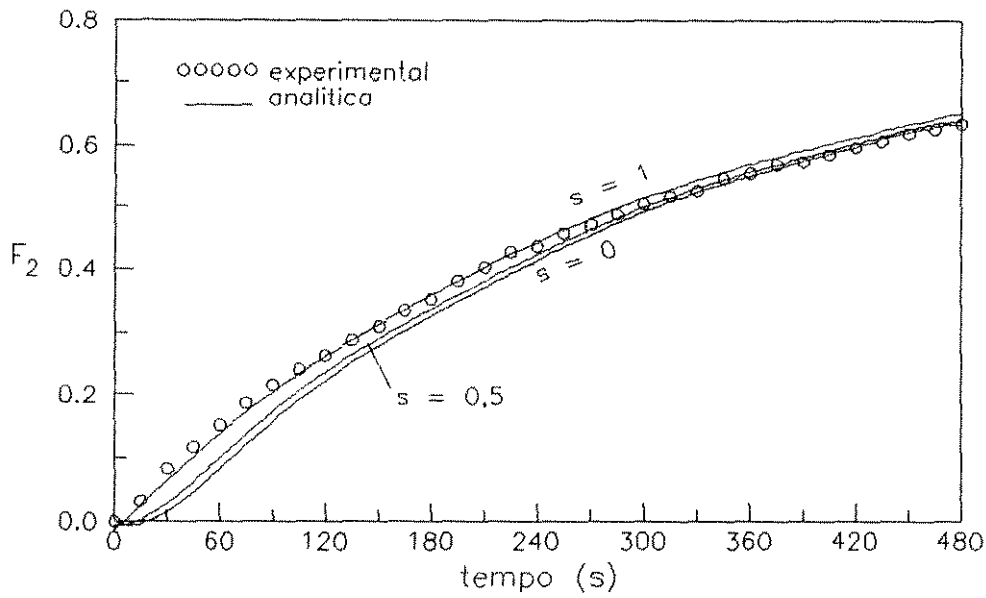
Nestas curvas vemos que a solução analítica utilizando a correlação (6.15) apresenta bons resultados para regeneradores assimétricos. Portanto a estratégia de obtenção do coeficiente de transferência de calor com o regenerador em operação cíclica simétrica e utilizando a técnica apresentada no presente trabalho, oferece correlações que podem também ser utilizadas em regeneradores em operação cíclica assimétrica.

Um ponto interessante é observado nos períodos de aquecimento, os quais sendo relativamente longos (figura 6.95), ocasionam um decréscimo do gradiente térmico no interior da partícula à medida que aumenta o tempo, até seu desaparecimento no final do período em  $t = 840$  segundos.

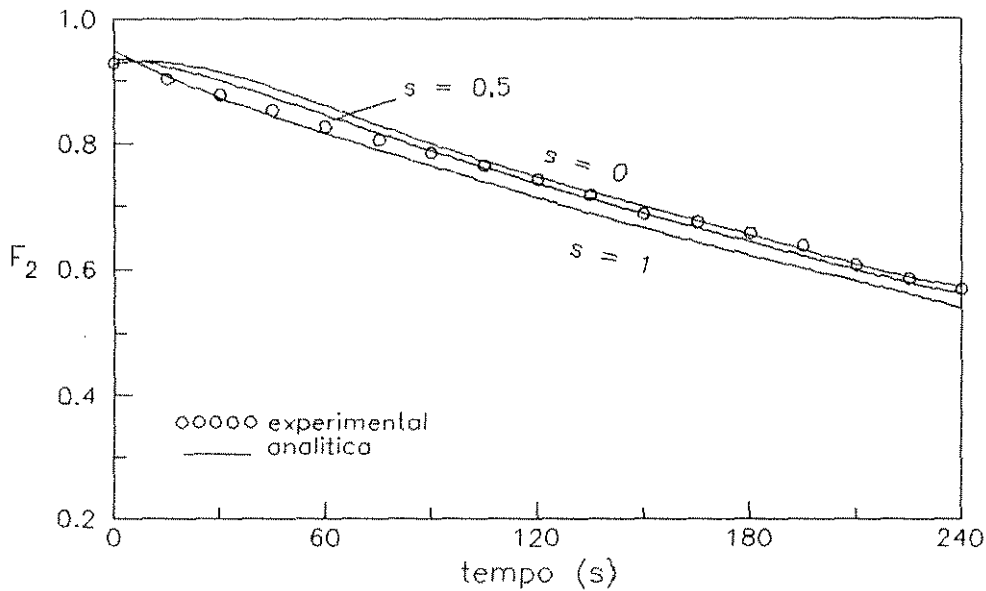
A comparação entre a correlação (6.15), obtida no presente trabalho com aquisição de dados via computador, e a correlação (6.6) de Handley & Hegg, é feita nas figuras 6.97 e 6.98, utilizando a equação analítica para a temperatura no centro da partícula. Nestas figuras é observado que a correlação (6.15) apresentou resultados mais próximos dos pontos experimentais de temperatura.

Finalmente as figuras 6.99 e 6.100 apresentam as curvas das eficiências no aquecimento e resfriamento para o regenerador em operação cíclica assimétrica.

Na figura 6.99 é observado que no período de aquecimento as eficiências experimentais são mais elevadas que as teóricas e nos período de resfriamento ocorre o efeito oposto, conforme é mostrado na figura 6.100. Este comportamento, conforme foi explicado anteriormente, ocorre em razão das eficiências teóricas serem calculadas pelo modelo da condução intrapartícula adiabático. Experimentalmente o regenerador se comporta de um modo não adiabático apresentando perdas de calor com o ambiente e ainda a parede interna do mesmo troca uma certa quantidade de calor com o gás em escoamento. Estes efeitos de perdas de calor foram explicados detalhadamente na seção 6.2.3 referente ao comportamento dinâmico.



**Figura 6.93** - Temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador em operação cíclica assimétrica a um fluxo mássico de  $0,769 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o aquecimento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $U_a = 1,721$  e  $Bi = 0,83$ .



**Figura 6.94** - Temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador em operação cíclica assimétrica a um fluxo mássico de  $0,769 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o resfriamento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $U_r = 0,861$  e  $Bi = 0,83$ .

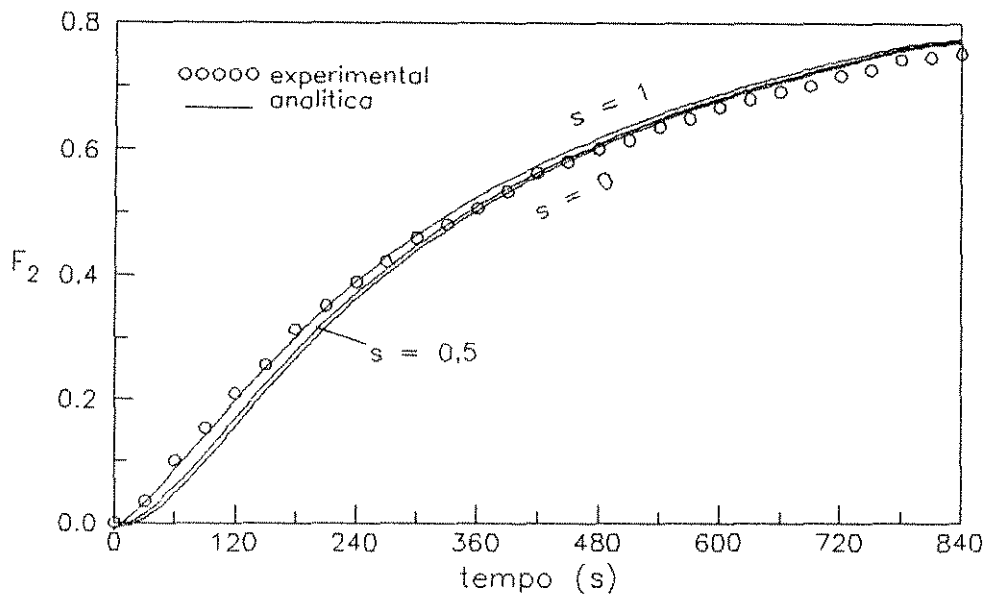


Figura 6.95 - Temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador em operação cíclica assimétrica a um fluxo mássico de  $0,769 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o aquecimento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $U_a = 3,012$  e  $Bi = 0,83$ .

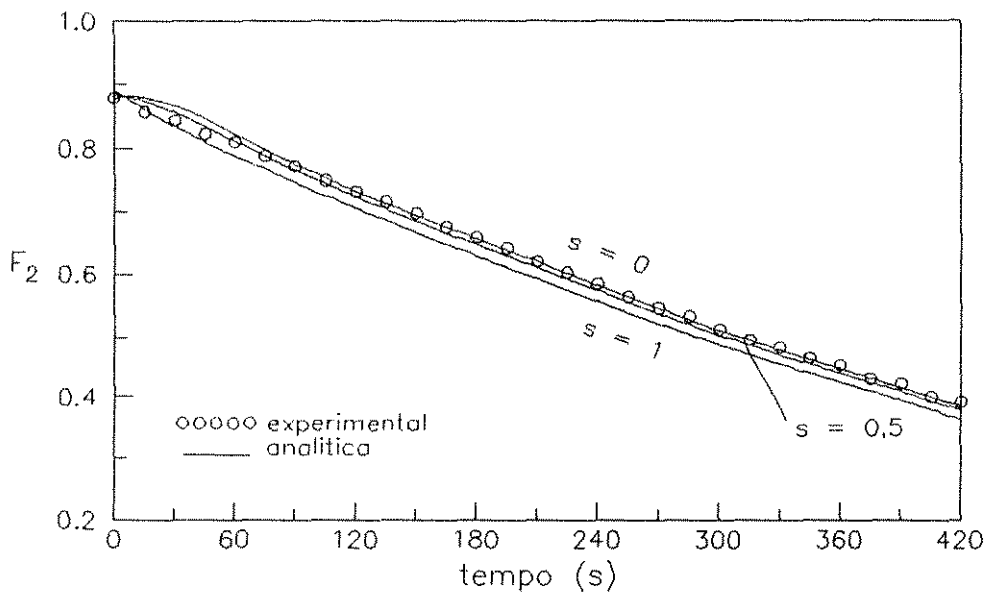
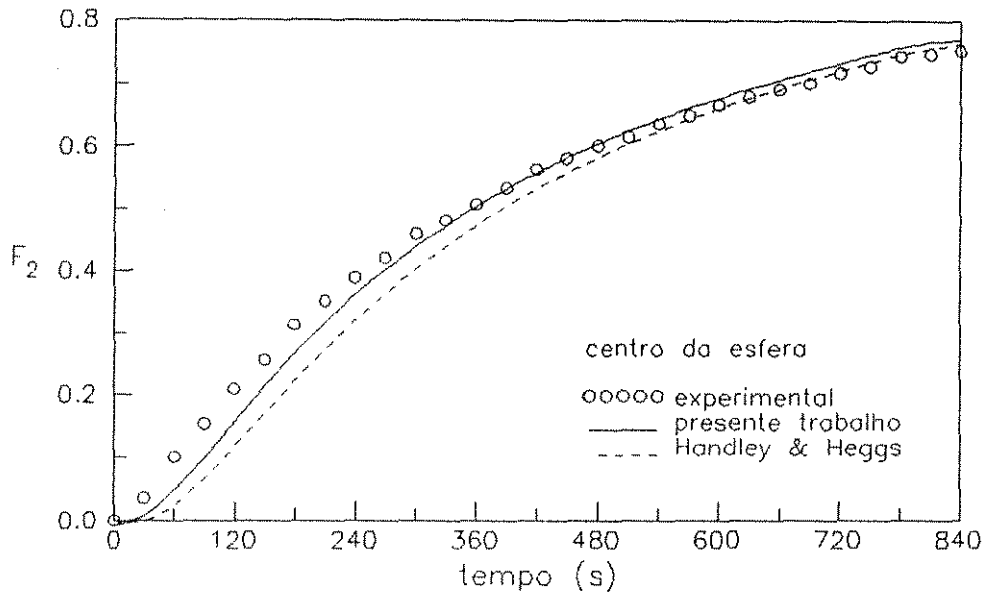
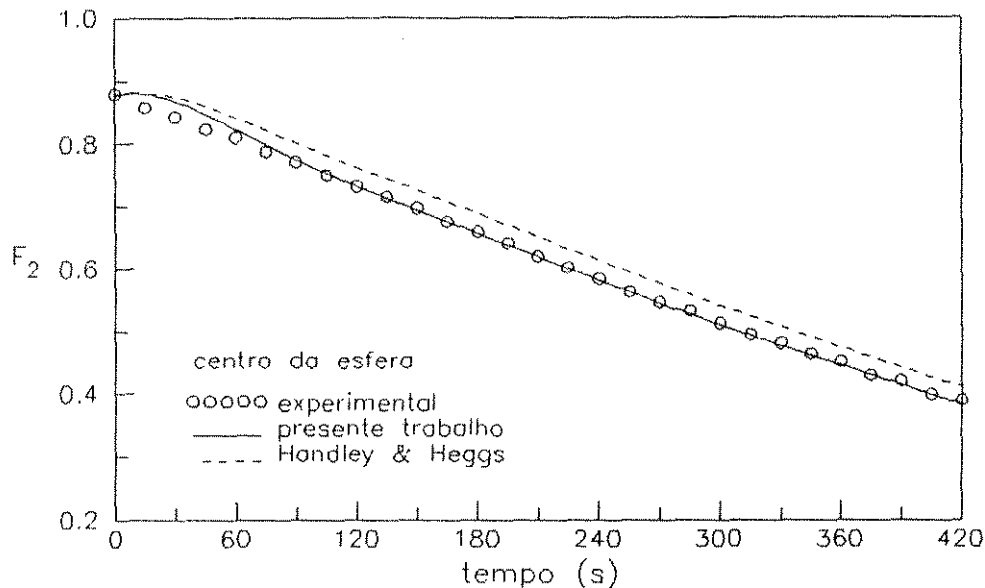


Figura 6.96 - Temperatura do sólido 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador em operação cíclica assimétrica a um fluxo mássico de  $0,769 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o resfriamento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $U_r = 1,506$  e  $Bi = 0,83$ .





**Figura 6.97** - Temperatura no centro da partícula 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador em operação cíclica assimétrica a um fluxo mássico de  $0,769 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o aquecimento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $U_a = 3,012$  e  $Bi = 0,83$ .



**Figura 6.98** - Temperatura no centro da partícula 'versus' tempo, na região de saída do leito, com o regenerador em operação cíclica assimétrica a um fluxo mássico de  $0,769 \text{ kg/m}^2\text{s}$ , durante o resfriamento; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $U_r = 1,506$  e  $Bi = 0,83$ .

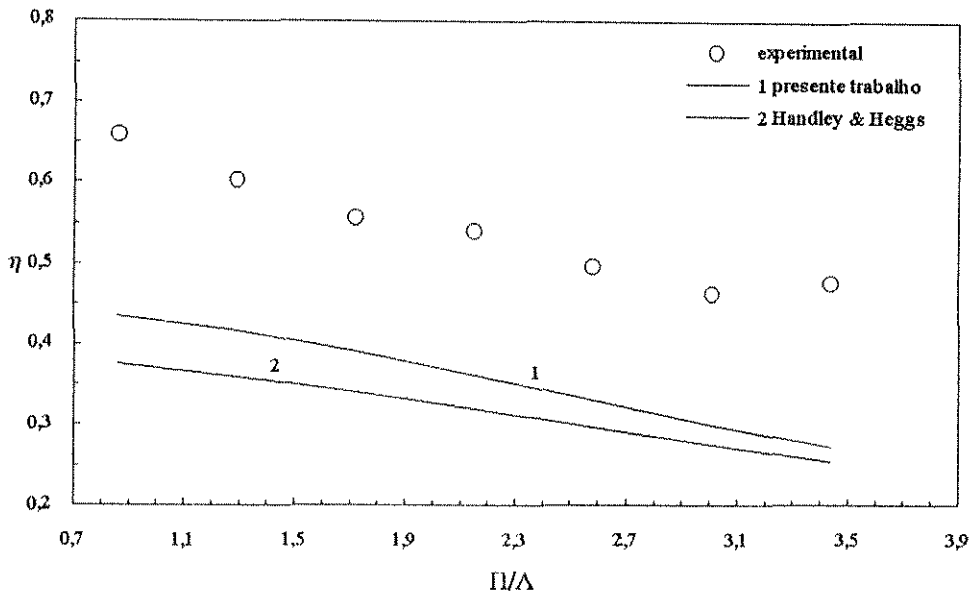


Figura 6.99 - Eficiência no período de aquecimento 'versus' fator de utilização com o regenerador em operação cíclica assimétrica a um fluxo mássico de  $0,769 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $Bi = 0,83$  e  $U_a = 2U_r$ .

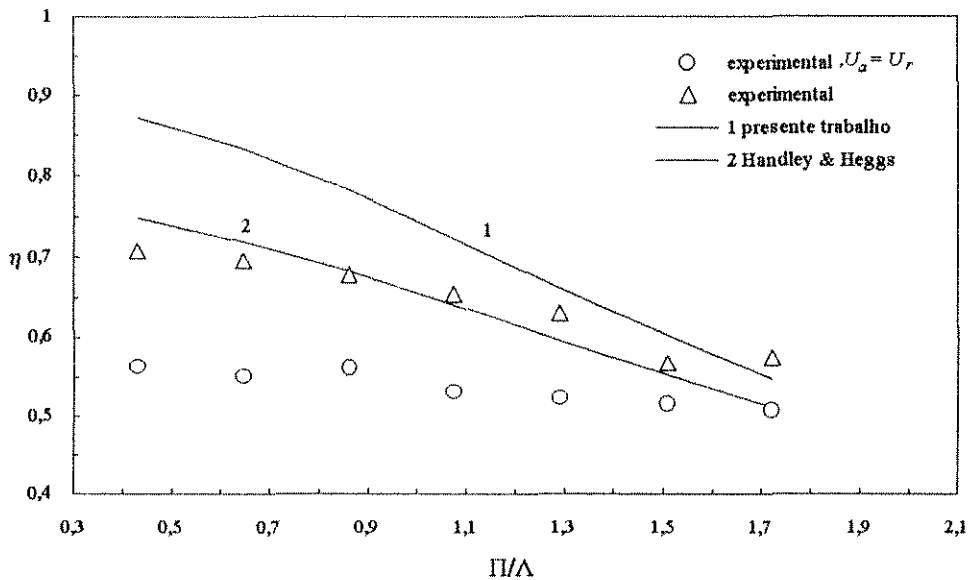


Figura 6.100 - Eficiência no período de resfriamento 'versus' fator de utilização com o regenerador em operação cíclica assimétrica a um fluxo mássico de  $0,769 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ; vidro ( $d_p = 0,0153 \text{ m}$ ),  $Bi = 0,83$  e  $U_a = 2U_r$ .

A figura 6.100 apresenta as curvas das eficiências experimentais no resfriamento para o regenerador em operação cíclica simétrica,  $U_a = U_r$  e para o regenerador em operação cíclica assimétrica,  $U_a = 2U_r$ , para se fazer uma comparação entre ambas. É observado que a eficiência aumenta para regeneradores assimétricos durante o período de resfriamento. Este comportamento concorda com a simulação apresentada por LUPORINI [1990], na qual à medida que se aumenta a razão entre os fatores de utilização de aquecimento e resfriamento, a eficiência no período de resfriamento também aumenta. E ainda temos, semelhantemente aos regeneradores simétricos, que o fator de utilização para o período de resfriamento deve ser menor ou igual a um, para se obter valores de eficiências relevantes.

## **CAPÍTULO 7**

### **CONCLUSÕES E SUGESTÕES**

## 7.1 - CONCLUSÕES

No presente trabalho, foram apresentados dois novos métodos para a determinação do coeficiente de transferência de calor convectivo, baseados na técnica do equilíbrio cíclico e no modelo da condução intapracícula.

O primeiro método foi elaborado utilizando o conceito de comparação entre eficiências médias experimental e teórica. Este método mostrou-se válido para materiais de baixa condutividade térmica ( vidros ) e para materiais de alta condutividade térmica ( aço e chumbo).

O segundo método foi elaborado utilizando o conceito de comparação entre as temperaturas experimental e teórica do sólido, na região de saída do leito. Este mostrou-se válido para materiais de baixa condutividade térmica, cuja temperatura do sólido difere mais que  $1^{\circ}\text{C}$  em relação à temperatura do gás. Em materiais de alta condutividade térmica, a temperatura do sólido difere em apenas décimos de graus Celcius em relação à temperatura do gás, necessitando uma precisão de pelo menos  $0,1^{\circ}\text{C}$  nas medidas de temperaturas do gás e do sólido.

As correlações para o coeficiente de transferência de calor encontradas no presente trabalho através destes métodos, apresentaram resultados satisfatórios, pois os perfis de temperaturas, utilizando a equação analítica e estas correlações, mostraram-se muito próximo dos perfis de temperaturas experimental.

A comparação entre as correlações do presente trabalho e da literatura, mostrou que o método do equilíbrio cíclico apresenta valores mais precisos que os métodos utilizando o primeiro período, à medida que o valor do número de Biot aumenta.

Na análise das curvas de correlações para o coeficiente de transferência de calor convectivo foi observado que não são necessárias correlações separadas para o escoamento unidirecional e contracorrente, porém as correlações obtidas utilizando a operação em escoamento contracorrente são mais confiáveis, pois elas são obtidas numa região mais abrangente de eficiência térmica ótima, onde o fator de utilização é menor ou igual a um. É observado também em escoamento contracorrente que as curvas de temperatura variando com o tempo, na região de saída do leito, apresentam um melhor comportamento para se obter o coeficiente de transferência de calor convectivo.

Na análise do comportamento dinâmico foi verificado que os materiais de maior condutividade térmica e que apresentam maior área superficial de troca térmica são mais eficientes apresentando uma operação de maior eficiência térmica.

Através da montagem experimental e do trabalho desenvolvido, foi possível alcançar um bom entendimento da utilização da interface analógica-digital e das saídas digitais, as quais possibilitaram aquisição de dados experimentais e o monitoramento dos períodos de aquecimento e resfriamento, por meio de um microcomputador PC-XT.

A comparação entre a aquisição de dados manual e via microcomputador revelaram que a precisão do medidor de temperaturas em  $\pm 1^{\circ}\text{C}$  não foi satisfatória, devendo-se

Os desvios das medidas das temperaturas entre os dois métodos de aquisição de dados, estão na faixa de  $1^{\circ}\text{C}$ , que é o valor da precisão do medidor de temperaturas utilizado. Porém os dados de temperaturas obtidos pelo computador apresentaram uma eficiência térmica maior em aproximadamente 6% em relação aos dados manuais, em ambos os períodos, ocasionando desvios entre os coeficientes de aproximadamente 20%.

Foi possível comprovar experimentalmente, que os coeficientes não variam consideravelmente com os valores dos períodos, pois pelo método das eficiências, estes se apresentaram aproximadamente constantes na região de maior eficiência. Também estes coeficientes mostraram um comportamento de pouca variação, em consideração aos valores de períodos, na região de maior eficiência até a saturação, quando se utiliza o método da minimização da diferença média entre as temperaturas do sólido, a qual é um método não adiabático. Estes resultados comprovam que as variações dos coeficientes não é devido aos valores de períodos, mas sim ocasionados pelas perdas de calor que não são consideradas no modelo.

Os desvios entre o perfil experimental ao longo do leito e os valores teóricos, utilizando o modelo da condução intrapartícula adiabático, são devidos a dois fatores não considerados na modelagem matemática:

1. Perdas de calor na parede externa do regenerador com as vizinhanças.
2. A parede interna do regenerador atua como um segundo regenerador, sendo que esta área interna não é levada em consideração como área de troca térmica por unidade de volume (4). Esta área engloba apenas o recheio.

As regiões de maior eficiência puderam ser comprovadas experimentalmente e teoricamente como sendo:

1. Para regeneradores em escoamento contracorrente, o fator de utilização ( $\Pi/\Lambda$ ) deve ser menor ou igual a um.
2. Para regeneradores em escoamento unidirecional, o fator de utilização deve ser de aproximadamente um.

Outro resultado importante é que os coeficientes obtidos utilizando regeneradores simétricos, podem ser utilizados em regeneradores assimétricos, e que o fator de utilização no período de resfriamento, em escoamento contracorrente, deve ser menor ou igual a um para se obter eficiências relevantes, semelhantemente aos regeneradores simétricos.

## 7.2 - SUGESTÕES

Com base nos resultados obtidos e nas conclusões alcançadas, pode-se apresentar algumas sugestões para a continuidade do trabalho:

1. Utilizar na solução analítica equações para o perfil de temperatura do gás.
2. Aplicar a modelagem matemática para outras geometrias diferentes da esférica.
3. Realizar experimentos utilizando a mesma metodologia de cálculos, mas aumentando a precisão do medidor de temperaturas para  $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$ , manualmente e via microcomputador.
4. Aumentar o diâmetro e o comprimento do regenerador, fazendo uma análise do comportamento adiabático do processo.
5. Realizar experimentos considerando particularmente os regeneradores assimétricos.
6. Mudar o tipo de recheio utilizando placas paralelas, cilindros ou anéis de Raschig.
7. Elaborar um sistema de controle para a temperatura do gás na entrada do leito, para que a mesma seja sempre constante.
8. Utilizar um processo de passagem (by pass) entre o gás quente e o gás de saída no período de resfriamento, a fim de manter a temperatura do gás na saída constante.
9. Medir a temperatura da parede externa do regenerador, variando com o tempo, fixando um termopar na metade do comprimento total do leito, desta maneira é possível avaliar a temperatura média da parede externa do leito,  $\bar{T}_{s,e}$ , em ambos os períodos.

## **APÊNDICE A**

### **MINIMIZAÇÃO DA DIFERENÇA DAS EFICIÊNCIAS MÉDIAS**



**Tabela A.1**

 Vidro,  $d_p = 0,0153$  m

 Escoamento contracorrente,  $G = 1,234$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 2,78$ ,  $h_{ss} = 85,305$  W/m<sup>2</sup>K

	$P$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m$	$\Lambda_{GR}$	$h_{GR}$
	$s$								W/m <sup>2</sup> K		W/m <sup>2</sup> K
1	90	0,518	0,757	10,21	0,485	2,13	0,621	4,13	126,925	3,7	113,707
2	120	0,691	0,731	9,63	0,485	2,20	0,608	4,14	127,331	3,8	116,780
3	150	0,863	0,687	8,06	0,507	2,58	0,597	4,27	131,390	3,8	116,780
4	180	1,036	0,668	8,62	0,496	2,60	0,582	4,39	134,773	3,8	116,780
5	210	1,209	0,679	14,55	0,459	2,28	0,569	4,69	144,191	-	-
6	240	1,381	0,623	11,34	0,453	2,39	0,538	4,44	136,397	-	-
7	300	1,726	0,631	-	0,423	2,39	0,527	7,65	234,906	-	-
média		(1 a 4)		9,13		2,38		4,23	130,105	3,78	116,166

**Tabela A.2**

 Vidro,  $d_p = 0,0153$  m

 Escoamento contracorrente,  $G = 1,008$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 2,97$ ,  $h_{ss} = 74,523$  W/m<sup>2</sup>K

	$P$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m$	$\Lambda_{GR}$	$h_{GR}$
	$s$								W/m <sup>2</sup> K		W/m <sup>2</sup> K
1	120	0,564	0,751	9,43	0,526	2,54	0,638	4,49	112,717	4,0	100,413
2	180	0,846	0,719	9,69	0,520	2,69	0,619	4,69	117,724	4,0	100,413
3	210	0,987	0,689	9,06	0,510	2,70	0,599	4,59	115,153	4,0	100,413
4	240	1,128	0,656	8,37	0,527	3,20	0,591	4,91	123,299	4,0	100,413
5	300	1,410	0,641	15,70	0,457	2,45	0,549	4,87	122,324	4,0	100,413
6	360	1,692	0,611	-	0,466	3,27	0,539	7,85	197,018	-	-
7	420	1,974	0,562	-	0,472	5,99	0,517	-	-	-	-
média		(1 a 3)		9,39		2,64		4,59	115,198	4,0	100,413

**Tabela A.3**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,776$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 3,24$ ,  $h_{ss} = 62,576$  W/m<sup>2</sup>K

	$P$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m$	$\Lambda_{GR}$	$h_{GR}$
	$s$								W/m <sup>2</sup> K		W/m <sup>2</sup> K
1	120	0,434	0,810	12,94	0,508	2,25	0,659	4,60	88,902	4,0	77,302
2	180	0,651	0,793	13,71	0,489	2,15	0,641	4,57	88,333	4,0	77,302
3	240	0,869	0,749	12,11	0,504	2,45	0,626	4,78	92,447	4,5	86,965
4	300	1,086	0,701	11,17	0,500	2,61	0,600	4,82	93,205	4,5	86,965
5	360	1,303	0,715	-	0,482	2,63	0,598	6,21	119,943	4,0	77,302
6	420	1,520	0,679	-	0,481	3,04	0,580	8,04	155,449	6,0	115,953
7	480	1,737	0,662	-	0,483	3,94	0,572	-	-	-	-
média	(1 a 4)			12,48		2,37		4,69	90,722	4,17	80,588

**Tabela A.4**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,534$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 3,69$ ,  $h_{ss} = 48,138$  W/m<sup>2</sup>K

	$P$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m$	$\Lambda_{GR}$	$h_{GR}$
	$s$								W/m <sup>2</sup> K		W/m <sup>2</sup> K
1	120	0,293	0,827	12,46	0,514	2,22	0,670	4,52	58,997	4,0	52,199
2	180	0,440	0,824	13,33	0,519	2,32	0,671	4,74	61,812	4,2	54,809
3	240	0,586	0,796	11,78	0,536	2,58	0,666	4,89	63,868	4,5	58,723
4	300	0,733	0,782	12,24	0,499	2,26	0,641	4,59	59,863	4,0	52,199
5	360	0,880	0,766	13,11	0,520	2,60	0,643	5,13	66,900	4,5	58,723
6	420	1,026	0,740	13,36	0,514	2,69	0,627	5,25	68,523	4,8	62,639
7	480	1,176	0,728	17,38	0,500	2,66	0,614	5,57	72,745	4,8	62,639
8	540	1,320	0,706	25,38	0,485	2,64	0,595	5,86	76,426	5,0	65,249
9	720	1,759	0,633	-	0,481	3,85	0,557	-	-	-	-
média	(1 a 5)			12,58		2,40		4,77	62,288	4,24	55,331

**Tabela A.5**Aço,  $d_p = 0,00635$  mEscoamento contracorrente,  $G = 1,000$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 12,30$ ,  $h_{ss} = 115,973$  W/m<sup>2</sup>K

	$P$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m$	$\Lambda_{GR}$	$h_{GR}$
	$s$								W/m <sup>2</sup> K		W/m <sup>2</sup> K
1	180	0,444	0,922	-	0,768	7,40	0,845	12,83	120,915	13,0	122,538
2	240	0,593	0,903	27,28	0,746	7,02	0,824	12,17	114,710	12,0	113,112
3	300	0,741	0,861	20,40	0,730	7,07	0,796	11,21	105,689	12,0	113,112
4	360	0,889	0,856	25,32	0,703	6,80	0,780	11,91	112,247	11,0	103,686
5	420	1,037	0,848	36,38	0,635	5,06	0,742	11,04	104,042	11,0	103,686
6	480	1,185	0,769	22,94	0,648	6,57	0,708	11,15	105,113	11,0	103,686
7	540	1,333	0,773	-	0,641	8,09	0,707	19,06	179,646	-	-
8	720	1,778	0,689	-	0,553	13,03	0,621	-	-	-	-
média	(1 a 5)			27,35		6,65		11,83	111,521	11,8	111,227

**Tabela A.6**Aço,  $d_p = 0,00635$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,776$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 13,38$ ,  $h_{ss} = 97,900$  W/m<sup>2</sup>K

	$P$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m$	$\Lambda_{GR}$	$h_{GR}$
	$s$								W/m <sup>2</sup> K		W/m <sup>2</sup> K
1	180	0,345	0,957	-	0,710	5,15	0,834	11,02	80,610	11,0	80,461
2	300	0,575	0,896	24,56	0,718	5,90	0,807	10,48	76,644	10,2	74,609
3	420	0,805	0,850	19,94	0,707	6,45	0,778	10,55	77,156	10,2	74,609
4	480	0,920	0,830	20,24	0,658	5,27	0,744	9,38	68,583	9,0	65,831
5	540	1,035	0,833	29,04	0,666	6,19	0,749	11,79	86,240	11,5	84,118
6	600	1,150	0,812	-	0,660	6,87	0,736	13,50	98,779	13,0	95,090
7	660	1,265	0,795	-	0,607	5,39	0,701	12,89	94,301	13,0	95,090
8	720	1,380	0,767	-	0,603	6,20	0,685	16,97	123,602	-	-
9	780	1,495	0,748	-	0,621	10,36	0,685	-	-	-	-
média	(1 a 5)			23,45		5,79		10,64	76,647	10,38	75,926

**Tabela A.7**Aço,  $d_p = 0,00635$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,520$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 15,29$ ,  $h_{ss} = 74,928$  W/m<sup>2</sup>K

	$P$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m$	$\Lambda_{GR}$	$h_{GR}$
	$s$								W/m <sup>2</sup> K		W/m <sup>2</sup> K
1	180	0,231	0,960	-	0,721	5,30	0,840	11,02	53,996	11,0	53,917
2	300	0,385	0,924	-	0,710	5,19	0,817	9,89	48,494	10,0	49,015
3	420	0,539	0,912	-	0,654	4,15	0,783	8,59	42,096	8,5	41,663
4	540	0,693	0,892	-	0,646	4,26	0,769	8,80	43,120	9,0	44,114
5	720	0,925	0,850	25,48	0,653	5,14	0,751	9,99	48,974	10,0	49,015
6	780	1,002	0,830	25,06	0,647	5,30	0,739	10,17	49,838	10,0	49,015
7	900	1,156	0,795	29,24	0,594	4,36	0,695	9,19	45,039	9,0	44,114
8	1020	1,310	0,805	-	0,604	5,61	0,705	16,08	78,819	-	-
9	1200	1,541	0,765	-	0,567	5,97	0,644	-	-	-	-
10	1320	1,695	0,729	-	0,559	8,54	0,666	-	-	-	-
média		(1 a 6)		25,27		4,89		9,74	47,753	9,75	47,790

**Tabela A.8**Vidro,  $d_p = 0,0038$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,953$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 28,04$ ,  $h_{ss} = 144,497$  W/m<sup>2</sup>K

	$P$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m$	$\Lambda_{GR}$	$h_{GR}$
	$s$								W/m <sup>2</sup> K		W/m <sup>2</sup> K
1	120	0,476	0,971	99,81	0,718	5,67	0,844	13,36	68,865	13,0	66,990
2	180	0,714	0,940	62,05	0,749	7,90	0,844	16,98	87,520	16,0	82,450
3	240	0,951	0,921	87,96	0,682	6,36	0,802	16,65	85,776	15,0	77,296
4	300	1,189	0,871	-	0,699	10,41	0,785	31,80	163,882	-	-
5	360	1,427	0,805	-	0,625	8,73	0,715	-	-	-	-
6	420	1,665	0,734	-	0,573	9,94	0,653	-	-	-	-
média		(2 a 3)		75,01		7,13		16,82	86,648	15,5	79,873

**Tabela A.9**Vidro,  $d_p = 0,0038$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,756$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 30,28$ ,  $h_{ss} = 123,788$  W/m<sup>2</sup>K

	$P$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m$	$\Lambda_{GR}$	$h_{GR}$
	$s$								W/m <sup>2</sup> K		W/m <sup>2</sup> K
1	120	0,377	0,988	-	0,788	8,21	0,888	19,03	77,800	19,0	77,670
2	180	0,566	0,945	53,52	0,788	8,56	0,861	16,85	68,865	16,0	65,406
3	240	0,755	0,916	42,81	0,783	10,44	0,849	18,82	76,928	18,0	73,582
4	300	0,943	0,893	49,47	0,705	7,34	0,799	15,82	64,680	15,0	61,318
5	360	1,132	0,887	-	0,643	5,97	0,765	18,05	73,768	18,0	73,582
6	420	1,321	0,827	-	0,617	6,37	0,722	23,93	97,806	-	-
7	480	1,509	0,800	-	0,626	12,16	0,713	-	-	-	-
	média	(1 a 5)		48,60		8,10		17,71	72,408	17,2	70,311

**Tabela A.10**Vidro,  $d_p = 0,0038$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,524$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 34,20$ ,  $h_{ss} = 96,903$  W/m<sup>2</sup>K

	$P$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m$	$\Lambda_{GR}$	$h_{GR}$
	$s$								W/m <sup>2</sup> K		W/m <sup>2</sup> K
1	120	0,262	0,992	-	0,745	6,08	0,868	14,34	40,644	14,0	39,667
2	180	0,392	0,963	-	0,713	5,33	0,838	11,88	33,648	12,0	34,000
3	240	0,523	0,950	56,92	0,710	5,52	0,830	12,12	34,345	12,0	34,000
4	300	0,654	0,952	74,15	0,724	6,43	0,838	14,71	41,668	15,0	42,500
5	360	0,785	0,946	84,30	0,712	6,60	0,830	16,00	45,329	16,0	45,334
6	420	0,915	0,929	87,68	0,682	6,11	0,805	15,84	44,893	16,0	45,334
7	480	1,046	0,865	50,15	0,669	6,46	0,767	14,44	40,905	14,0	39,667
8	540	1,177	0,833	87,37	0,681	8,58	0,757	19,11	54,155	17,0	48,168
9	600	1,308	0,825	-	0,635	7,30	0,730	25,35	71,828	-	-
10	660	1,439	0,768	-	0,613	7,84	0,691	43,07	122,039	-	-
11	780	1,700	0,727	-	0,569	11,00	0,648	-	-	-	-
	média	(1 a 7)		73,43		6,08		14,19	40,205	14,14	40,064

**Tabela A.11**Chumbo,  $d_p = 0,0088$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,953$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 7,65$ ,  $h_{ss} = 97,171$  W/m<sup>2</sup>K

	$P$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m$	$\Lambda_{GR}$	$h_{GR}$
	$s$								W/m <sup>2</sup> K		W/m <sup>2</sup> K
1	90	0,554	0,903	26,26	0,584	3,02	0,744	6,76	85,928	6,5	82,564
2	120	0,739	0,848	17,70	0,606	3,57	0,727	6,94	88,108	7,0	88,915
3	150	0,923	0,851	26,03	0,544	2,84	0,698	6,79	86,297	6,7	85,104
4	180	1,108	0,804	26,68	0,540	3,06	0,672	7,11	90,257	7,0	88,915
5	210	1,293	0,763	53,66	0,547	3,64	0,655	8,50	107,909	9,0	114,319
6	240	1,478	0,738	-	0,509	3,31	0,624	10,03	127,403	-	-
7	300	1,847	0,685	-	0,470	3,65	0,576	-	-	-	-
	média	(1 a 4)		24,20		3,12		6,90	87,648	6,8	86,374

**Tabela A.12**Chumbo,  $d_p = 0,0088$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,769$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 8,22$ ,  $h_{ss} = 84,198$  W/m<sup>2</sup>K

	$P$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m$	$\Lambda_{GR}$	$h_{GR}$
	$s$								W/m <sup>2</sup> K		W/m <sup>2</sup> K
1	90	0,447	0,913	26,93	0,609	3,28	0,761	7,09	72,681	7,0	71,747
2	120	0,596	0,890	23,48	0,575	2,93	0,733	6,51	66,695	6,5	66,623
3	150	0,745	0,891	29,40	0,547	2,70	0,719	6,64	68,076	6,5	66,623
4	180	0,894	0,850	24,08	0,580	3,37	0,715	7,42	76,058	7,5	76,872
5	210	1,043	0,848	37,62	0,537	2,90	0,692	7,55	77,363	7,5	76,872
6	240	1,192	0,799	40,91	0,534	3,10	0,666	7,73	79,205	7,5	76,872
7	300	1,490	0,763	-	0,521	3,66	0,642	-	-	-	-
8	360	1,788	0,691	-	0,486	3,97	0,589	-	-	-	-
	média	(1 a 5)		28,30		3,04		7,04	72,175	7,0	71,747

**Tabela A.13**Chumbo,  $d_p = 0,0088$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,524$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 9,33$ ,  $h_{ss} = 65,166$  W/m<sup>2</sup>K

	$P$ $s$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m$ W/m <sup>2</sup> K	$\Lambda_{GR}$	$h_{GR}$ W/m <sup>2</sup> K
1	120	0,406	0,925	30,86	0,603	3,16	0,764	7,09	49,549	7,0	48,889
2	180	0,609	0,923	37,71	0,547	2,59	0,735	6,64	46,402	7,0	48,889
3	240	0,812	0,857	21,98	0,548	2,77	0,703	6,32	44,146	6,0	41,905
4	300	1,016	0,835	27,78	0,537	2,86	0,686	6,95	48,505	7,0	48,889
5	360	1,219	0,816	-	0,519	2,91	0,668	8,20	57,255	8,0	55,873
6	420	1,422	0,734	-	0,533	3,72	0,633	9,41	65,697	10,0	69,841
7	480	1,625	0,720	-	0,504	3,73	0,612	25,67	179,286	-	-
8	540	1,828	0,767	-	0,455	3,07	0,611	-	-	-	-
média		(1 a 4)		29,58		2,85		6,75	46,901	6,75	47,143

**Tabela A.14**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoamento unidirecional,  $G = 1,450$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 2,63$ ,  $h_{ss} = 95,011$  W/m<sup>2</sup>K

	$P, s$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m, \text{W/m}^2\text{K}$
1	90	0,609	0,635	-	0,400	1,75	0,518	5,40	194,853
2	120	0,811	0,616	-	0,408	1,89	0,512	4,35	156,965
3	150	1,014	0,633	13,85	0,391	1,74	0,512	4,20	151,552
4	180	1,217	0,619	11,60	0,417	2,14	0,518	4,52	163,243
5	210	1,420	0,609	14,13	0,426	2,41	0,517	4,95	178,832
6	240	1,623	0,592	-	0,415	2,41	0,503	5,25	189,440
7	300	2,029	0,585	-	0,399	2,71	0,492	-	-
média		(2 a 4)		12,73		1,92		4,36	157,253

**Tabela A.15**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoamento unidirecional,  $G = 1,234$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 2,78$ ,  $h_{ss} = 85,305$  W/m<sup>2</sup>K

	$P, s$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m, \text{W/m}^2\text{K}$
1	90	0,518	0,632	-	0,392	1,63	0,512	5,27	161,944
2	120	0,691	0,612	-	0,420	1,99	0,516	4,71	144,624
3	150	0,863	0,647	-	0,407	1,85	0,527	4,80	147,439
4	180	1,036	0,620	10,80	0,424	2,13	0,522	4,41	135,531
5	210	1,209	0,609	9,59	0,448	2,60	0,529	4,74	145,598
6	240	1,381	0,635	17,30	0,393	1,87	0,514	4,54	139,374
7	300	1,726	0,627	-	0,398	2,18	0,513	6,64	204,054
	média	(3 a 5)		10,20		2,19		4,65	142,856

**Tabela A.16**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoamento unidirecional,  $G = 1,017$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 2,96$ ,  $h_{ss} = 74,967$  W/m<sup>2</sup>K

	$P, s$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m, \text{W/m}^2\text{K}$
1	120	0,569	0,623	-	0,415	1,88	0,519	5,57	141,160
2	180	0,854	0,661	-	0,408	1,84	0,534	5,02	127,196
3	210	0,996	0,639	11,86	0,426	2,17	0,530	4,57	115,829
4	240	1,138	0,626	10,22	0,394	1,76	0,510	3,91	99,050
5	300	1,423	0,610	11,66	0,429	2,38	0,519	4,68	118,536
6	360	1,707	0,592	-	0,433	2,80	0,512	6,06	153,501
7	420	1,992	0,594	-	0,411	2,85	0,502	-	-
	média	(2 a 4)		11,04		1,91		4,50	114,025



**Tabela A.17**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoamento unidirecional,  $G = 0,776$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 3,24$ ,  $h_{ss} = 62,576$  W/m<sup>2</sup>K

	$P, s$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m, \text{W/m}^2\text{K}$
1	120	0,434	0,654	-	0,365	1,35	0,509	5,49	106,087
2	180	0,651	0,652	-	0,391	1,61	0,522	4,96	95,911
3	240	0,869	0,634	14,76	0,412	1,87	0,523	4,32	83,408
4	300	1,086	0,661	13,01	0,411	1,92	0,536	4,59	88,766
5	360	1,303	0,635	11,46	0,444	2,48	0,540	4,93	95,261
6	420	1,520	0,662	-	0,419	2,26	0,541	5,88	113,448
7	480	1,737	0,607	-	0,447	3,12	0,527	7,48	144,624
média	(3 a 5)			13,01		2,09		4,61	89,145

**Tabela A.18**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoamento unidirecional,  $G = 0,533$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 3,67$ ,  $h_{ss} = 48,689$  W/m<sup>2</sup>K

	$P, s$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m, \text{W/m}^2\text{K}$
1	120	0,298	0,698	-	0,311	0,97	0,505	-	-
2	180	0,447	0,650	-	0,344	1,18	0,497	13,46	178,615
3	240	0,597	0,649	-	0,387	1,54	0,518	15,66	207,843
4	300	0,746	0,720	-	0,346	1,22	0,533	4,97	65,979
5	360	0,895	0,645	14,19	0,410	1,82	0,530	4,37	57,969
6	420	1,044	0,677	13,86	0,404	1,79	0,541	4,58	60,837
7	480	1,193	0,681	14,47	0,385	1,63	0,533	4,36	57,914
8	540	1,342	0,673	17,96	0,405	1,91	0,539	4,81	63,868
9	720	1,790	0,654	-	0,415	2,43	0,535	9,92	131,634
média	(5 a 7)			14,17		1,75		4,44	58,907

**Tabela A.19**Aço,  $d_p = 0,00635$  mEscoamento unidirecional,  $G = 1,387$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 11,04$ ,  $h_{ss} = 144,299$  W/m<sup>2</sup>K

	$P, s$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m, W/m^2K$
1	180	0,616	0,580	-	0,451	2,26	0,515	4,19	54,764
2	240	0,822	0,703	29,06	0,518	3,76	0,610	9,81	128,209
3	300	1,027	0,688	12,05	0,567	5,10	0,627	7,81	102,042
4	360	1,233	0,736	20,70	0,587	5,83	0,661	10,06	131,471
5	420	1,438	0,719	-	0,551	5,10	0,635	11,08	144,843
6	480	1,644	0,727	-	0,571	8,89	0,649	-	-
média	(2 a 4)			10,92		4,90		9,23	120,574

**Tabela A.20**Aço,  $d_p = 0,00635$  mEscoamento unidirecional,  $G = 1,008$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 12,27$ ,  $h_{ss} = 116,592$  W/m<sup>2</sup>K

	$P, s$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m, W/m^2K$
1	180	0,448	0,551	-	0,427	1,90	0,489	3,26	30,965
2	240	0,597	0,567	-	0,416	1,78	0,491	3,18	30,917
3	300	0,747	0,616	23,03	0,464	2,49	0,540	4,94	46,959
4	360	0,896	0,676	14,13	0,501	3,25	0,589	6,62	62,889
5	420	1,045	0,685	11,59	0,556	4,70	0,620	7,34	69,734
6	480	1,195	0,717	15,48	0,596	6,12	0,656	9,39	89,215
7	540	1,344	0,703	20,33	0,646	10,11	0,675	13,66	129,744
8	720	1,792	0,688	-	0,527	7,35	0,608	-	-
média	(4 a 6)			13,73		4,69		7,78	73,946

**Tabela A.21**Aço,  $d_p = 0,00635$  mEscoamento unidirecional,  $G = 0,524$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 15,25$ ,  $h_{ss} = 75,313$  W/m<sup>2</sup>K

	$P, s$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m, \text{W/m}^2\text{K}$
1	180	0,233	0,647	-	0,353	1,22	0,500	9,53	47,087
2	300	0,388	0,573	-	0,379	-	0,476	2,85	14,074
3	420	0,543	0,628	-	0,347	42,23	0,488	14,07	69,478
4	540	0,699	0,641	-	0,385	-	0,513	3,81	18,809
5	720	0,932	0,712	17,12	0,520	3,71	0,616	7,90	39,026
6	780	1,009	0,747	19,27	0,486	2,91	0,616	7,28	35,955
7	900	1,165	0,816	50,77	0,513	3,50	0,664	9,83	48,256
8	1020	1,320	0,759	-	0,515	3,71	0,637	8,99	44,400
9	1200	1,553	0,679	-	0,579	7,59	0,629	17,80	87,904
10	1320	1,708	0,750	-	0,533	6,30	0,642	-	-
média		(5 a 7)		29,05		3,37		8,34	41,169

**Tabela A.22**Vidro,  $d_p = 0,0038$  mEscoamento unidirecional,  $G = 1,234$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 25,74$ ,  $h_{ss} = 171,721$  W/m<sup>2</sup>K

	$P, s$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m, \text{W/m}^2\text{K}$
1	120	0,616	0,546	-	0,500	18,68	0,523	12,87	85,863
2	180	0,924	0,795	41,54	0,644	10,29	0,720	19,40	129,449
3	240	1,232	0,788	56,70	0,664	10,48	0,726	19,07	127,270
4	300	1,540	0,727	-	0,601	9,91	0,664	-	-
média		(2 a 3)		49,12		10,39		19,24	128,360

**Tabela A.23**Vidro,  $d_p = 0,0038$  mEscoamento unidirecional,  $G = 1,043$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 27,21$ ,  $h_{ss} = 153,476$  W/m<sup>2</sup>K

	$P, s$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m, \text{W/m}^2\text{K}$
1	120	0,521	0,463	17,76	0,352	41,51	0,407	27,74	156,472
2	180	0,781	0,680	42,20	0,556	5,73	0,618	14,41	81,287
3	240	1,041	0,772	24,46	0,605	6,69	0,688	12,21	68,865
4	300	1,302	0,782	-	0,636	8,86	0,709	18,93	106,784
5	360	1,562	0,761	-	0,594	9,58	0,678	-	-
média	(3 a 4)			24,46		7,78		15,57	87,825

**Tabela A.24**Vidro,  $d_p = 0,0038$  mEscoamento unidirecional,  $G = 0,789$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 29,86$ ,  $h_{ss} = 127,372$  W/m<sup>2</sup>K

	$P, s$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m, \text{W/m}^2\text{K}$
1	120	0,394	0,587	-	0,378	1,40	0,482	3,08	13,119
2	180	0,591	0,535	-	0,317	1,01	0,426	1,90	8,107
3	240	0,788	0,676	33,51	0,439	2,10	0,558	5,78	24,669
4	300	0,985	0,756	22,32	0,563	5,06	0,659	10,38	44,294
5	360	1,182	0,794	39,95	0,614	6,98	0,704	13,85	59,102
6	420	1,378	0,782	-	0,608	7,63	0,695	22,17	94,581
7	480	1,575	0,786	-	0,572	7,52	0,679	-	-
8	600	1,969	0,721	-	0,507	18,96	0,614	-	-
média	(4 a 5)			31,14		6,02		12,12	51,698

**Tabela A.25**

 Vidro,  $d_p = 0,0038$  m

 Escoamento unidirecional,  $G = 0,538$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 33,90$ ,  $h_{ss} = 98,625$  W/m<sup>2</sup>K

	$P, s$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m, W/m^2K$
1	120	0,269	0,660	-	0,383	1,43	0,521	-	-
2	180	0,403	0,596	-	0,327	1,06	0,461	2,47	7,192
3	240	0,537	0,535	-	0,317	1,01	0,426	1,90	5,524
4	300	0,671	0,594	-	0,311	0,97	0,453	2,29	6,669
5	360	0,806	0,688	30,04	0,454	2,31	0,571	6,53	19,003
6	420	0,940	0,736	20,74	0,531	4,04	0,634	9,05	26,326
7	480	1,074	0,820	40,75	0,524	3,77	0,672	10,53	30,641
8	600	1,343	0,792	-	0,565	5,27	0,678	14,38	41,820
9	780	1,746	0,795	-	0,499	4,58	0,647	-	-
média	(6 a 7)			30,75		3,91		9,79	28,484

**Tabela A.26**

 Chumbo,  $d_p = 0,0088$  m

 Escoamento unidirecional,  $G = 1,375$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 6,77$ ,  $h_{ss} = 124,134$  W/m<sup>2</sup>K

	$P, s$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m, W/m^2K$
1	90	0,799	0,715	-	0,463	2,46	0,589	8,22	150,735
2	120	1,066	0,689	11,86	0,546	4,37	0,617	7,15	131,087
3	150	1,332	0,686	15,14	0,536	4,31	0,611	7,39	135,385
4	180	1,599	0,685	-	0,503	4,04	0,594	11,02	202,003
5	240	2,132	0,605	-	0,465	10,05	0,535	-	-
média	(2 a 3)			13,50		4,34		7,27	133,236

**Tabela A.27**Chumbo,  $d_p = 0,0088$  mEscoamento unidirecional,  $G = 1,008$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 7,51$ ,  $h_{ss} = 100,883$  W/m<sup>2</sup>K

	$P, s$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m, W/m^2K$
1	90	0,586	0,652	-	0,420	1,82	0,536	-	-
2	120	0,781	0,696	-	0,457	2,35	0,576	7,39	99,313
3	150	0,977	0,754	21,80	0,402	1,70	0,578	5,66	76,043
4	180	1,172	0,692	12,25	0,497	3,18	0,594	6,05	81,277
5	240	1,563	0,696	-	0,502	3,89	0,599	10,21	137,227
6	300	1,954	0,666	-	0,474	4,97	0,570	-	-
	média	(3 a 4)		17,03		2,44		5,86	78,660

**Tabela A.28**Chumbo,  $d_p = 0,0088$  mEscoamento unidirecional,  $G = 0,533$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 9,28$ ,  $h_{ss} = 65,911$  W/m<sup>2</sup>K

	$P, s$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m, W/m^2K$
1	120	0,413	0,702	-	0,307	0,94	0,504	8,47	60,171
2	180	0,620	0,744	-	0,332	1,10	0,538	-	-
3	240	0,826	0,748	53,59	0,375	1,41	0,561	5,64	40,093
4	300	1,033	0,703	13,40	0,443	2,21	0,573	5,31	37,699
5	360	1,240	0,773	37,60	0,436	2,19	0,604	6,59	46,848
6	420	1,446	0,750	-	0,440	2,37	0,595	7,36	52,312
7	480	1,653	0,758	-	0,424	2,32	0,591	14,52	103,151
8	540	1,859	0,691	-	0,452	3,33	0,571	-	-
	média	(4 a 5)		25,50		2,20		5,95	42,274

## **APÊNDICE B**

### **MINIMIZAÇÃO DA DIFERENÇA ENTRE AS TEMPERATURAS DO SÓLIDO**

**Tabela B.1**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoamento contracorrente,  $G = 1,234$  kg/m<sup>2</sup>s

$P, s$	$U$	$s = 0$		$s = 0,5$		$s = 1$	
		$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$
90	0,518	237,346	202,705	152,721	135,560	81,248	75,418
120	0,691	116,567	181,966	87,458	128,281	58,185	76,125
150	0,863	128,160	161,752	97,831	120,761	65,995	77,107
180	1,036	183,717	163,790	131,398	121,114	79,779	77,731
210	1,209	118,961	233,257	90,720	159,807	62,021	92,026
240	1,381	113,562	191,350	88,423	138,131	61,725	85,038
300	1,726	110,782	124,328	87,732	97,606	62,470	68,354

**Tabela B.2**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoamento contracorrente,  $G = 1,008$  kg/m<sup>2</sup>s

$P, s$	$U$	$s = 0$		$s = 0,5$		$s = 1$	
		$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$
120	0,564	103,746	167,871	76,711	120,961	51,312	74,063
180	0,846	122,642	164,035	92,680	122,050	62,189	77,733
210	0,987	94,013	238,932	74,740	163,514	54,250	94,005
240	1,128	122,866	210,279	95,375	149,022	65,873	89,275
300	1,410	107,568	121,757	85,130	95,099	60,674	66,428
360	1,692	107,568	197,295	85,373	141,776	61,207	87,109
420	1,974	88,639	156,706	71,855	118,202	54,204	78,051



**Tabela B.3**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,776$  kg/m<sup>2</sup>s

$P, s$	$U$	$s = 0$		$s = 0,5$		$s = 1$	
		$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$
120	0,434	91,797	128,136	71,673	97,494	50,353	64,404
180	0,651	106,800	103,047	81,811	82,209	56,366	59,160
240	0,869	85,137	144,673	67,121	111,714	49,402	74,778
300	1,086	82,510	140,829	66,999	108,174	50,749	73,028
360	1,303	88,022	199,318	70,546	143,954	52,911	88,433
420	1,520	96,562	163,467	77,488	122,548	56,998	79,764
480	1,737	73,195	193,872	60,712	141,160	47,293	88,205

**Tabela B.4**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,524$  kg/m<sup>2</sup>s

$P, s$	$U$	$s = 0$		$s = 0,5$		$s = 1$	
		$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$
120	0,293	65,188	99,698	52,195	78,485	39,423	78,485
180	0,440	76,909	117,509	60,339	92,056	44,066	63,871
240	0,586	89,004	116,154	70,919	91,478	52,225	64,221
300	0,733	77,914	92,635	63,924	75,243	48,922	55,795
360	0,880	89,012	142,598	72,084	109,852	53,550	73,964
420	1,026	70,546	130,037	45,360	101,784	45,360	70,714
480	1,173	71,498	121,742	59,601	95,131	46,677	66,878
540	1,320	71,186	103,627	58,520	83,394	46,030	61,451
720	1,759	76,940	137,466	63,955	106,000	49,480	72,754

**Tabela B.5**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoamento contracorrente,  $G = 1,234$  kg/m<sup>2</sup>s,  $h_{ss} = 85,305$  W/m<sup>2</sup>K

	$U$	$h_m^*$ , W/m <sup>2</sup> K			$h_m$ , W/m <sup>2</sup> K	$h_{GR}$ , W/m <sup>2</sup> K
		$s = 0$	$s = 0,5$	$s = 1$		
1	0,518	220,026	144,141	78,733	126,925	113,707
2	0,691	149,267	107,870	67,155	127,331	116,780
3	0,863	144,956	109,296	71,151	131,390	116,780
4	1,036	173,754	126,256	78,755	134,773	116,780
5	1,209	176,109	125,264	77,024	144,191	-
6	1,381	152,456	113,277	73,382	136,397	-
7	1,726	117,555	92,669	65,412	234,906	-
média (1 a 4)		172,001	121,891	73,949	130,105	116,166

**Tabela B.6**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoamento contracorrente,  $G = 1,008$  kg/m<sup>2</sup>s,  $h_{ss} = 74,523$  W/m<sup>2</sup>K

	$U$	$h_m^*$ , W/m <sup>2</sup> K			$h_m$ , W/m <sup>2</sup> K	$h_{GR}$ , W/m <sup>2</sup> K
		$s = 0$	$s = 0,5$	$s = 1$		
1	0,564	135,809	98,836	62,688	112,717	100,413
2	0,846	143,339	107,365	69,961	117,724	100,413
3	0,987	166,473	119,127	74,128	115,153	100,413
4	1,128	166,573	122,199	77,574	123,299	100,413
5	1,410	114,663	90,115	63,551	122,324	100,413
6	1,692	152,432	113,575	74,158	197,018	-
7	1,974	122,673	95,029	66,128	-	-
média (1 a 3)		148,540	108,443	68,926	115,198	100,413

**Tabela B.7**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,776$  kg/m<sup>2</sup>s,  $h_{SS} = 62,576$  W/m<sup>2</sup>K

	$U$	$h_m^*$ , W/m <sup>2</sup> K			$h_m$ , W/m <sup>2</sup> K	$h_{GR}$ , W/m <sup>2</sup> K
		$s = 0$	$s = 0,5$	$s = 1$		
1	0,434	109,967	84,584	57,379	88,902	77,302
2	0,651	104,924	82,010	57,763	88,333	77,302
3	0,869	114,905	89,418	62,090	92,447	86,965
4	1,086	111,670	87,587	61,889	93,205	86,965
5	1,303	143,670	107,250	70,672	119,943	77,302
6	1,520	130,015	100,018	68,381	155,449	115,953
7	1,737	133,534	100,936	67,749	-	-
média (1 a 4)		110,367	85,900	59,780	90,722	80,588

**Tabela B.8**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,524$  kg/m<sup>2</sup>s,  $h_{SS} = 48,138$  W/m<sup>2</sup>K

	$U$	$h_m^*$ , W/m <sup>2</sup> K			$h_m$ , W/m <sup>2</sup> K	$h_{GR}$ , W/m <sup>2</sup> K
		$s = 0$	$s = 0,5$	$s = 1$		
1	0,293	82,443	65,340	58,954	58,997	52,199
2	0,440	97,209	76,198	53,969	61,812	54,809
3	0,586	102,579	82,199	58,223	63,868	58,723
4	0,733	85,275	69,584	52,359	59,863	52,199
5	0,880	115,805	90,968	63,757	66,900	58,723
6	1,026	100,292	73,572	58,037	68,523	62,639
7	1,173	92,620	77,366	56,778	72,745	62,639
8	1,320	87,407	70,957	53,741	76,426	65,249
9	1,759	107,203	84,978	61,367	-	-
média (1 a 5)		96,662	76,858	57,452	62,288	55,331

**Tabela B.9**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoameto unidirecional,  $G = 1,450$  kg/m<sup>2</sup>s

$P, s$	$U$	$s = 0$		$s = 0,5$		$s = 1$	
		$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$
90	0,609	-	-	-	327,786	191,423	112,866
120	0,811	415,294	245,576	200,841	139,526	86,207	67,691
150	1,014	175,628	-	121,622	-	71,995	178,206
180	1,217	-	313,855	278,213	187,891	113,752	95,244
210	1,420	-	329,098	276,870	197,025	116,614	100,097
240	1,627	160,946	348,097	115,095	201,866	71,197	100,418
300	2,029	253,031	235,295	165,769	156,532	92,136	88,720

**Tabela B.10**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoameto unidirecional,  $G = 1,234$  kg/m<sup>2</sup>s

$P, s$	$U$	$s = 0$		$s = 0,5$		$s = 1$	
		$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$
90	0,518	-	-	-	-	-	-
120	0,691	-	-	-	-	150,077	-
150	0,863	-	-	-	-	178,179	152,178
180	1,036	132,815	-	89,909	315,283	53,705	111,168
210	1,209	329,829	-	186,521	-	90,525	135,372
240	1,381	187,252	106,795	126,506	78,743	73,708	53,043
300	1,726	193,371	162,225	131,399	118,566	77,451	75,101

**Tabela B.11**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoameto unidirecional,  $G = 1,017$  kg/m<sup>2</sup>s

$P, s$	$U$	$s = 0$		$s = 0,5$		$s = 1$	
		$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$
120	0,569	301,494	-	177,479	-	87,997	-
180	0,854	-	-	219,088	-	95,581	159,888
210	0,996	74,196	-	53,689	-	37,729	170,929
240	1,138	112,891	-	84,172	-	56,362	115,153
300	1,423	-	321,061	390,179	185,929	131,028	93,140
360	1,707	112,046	192,011	85,522	133,390	59,056	80,170
420	1,992	108,485	111,956	86,777	85,392	60,860	60,906

**Tabela B.12**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoameto unidirecional,  $G = 0,776$  kg/m<sup>2</sup>s

$P, s$	$U$	$s = 0$		$s = 0,5$		$s = 1$	
		$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$
120	0,434	61,264	-	48,355	-	35,994	-
240	0,869	53,401	-	37,670	-	-	-
300	1,086	89,335	-	65,100	-	43,940	203,851
360	1,303	75,335	185,056	59,812	123,380	44,610	72,153
420	1,520	77,613	-	61,812	184,934	46,155	96,127
480	1,737	113,082	-	86,165	-	59,684	136,813

**Tabela B.13**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoameto unidirecional,  $G = 0,533$  kg/m<sup>2</sup>s

$U$	$s = 0$		$s = 0,5$		$s = 1$	
	$h_a^*$ , W/m <sup>2</sup> K	$h_r^*$ , W/m <sup>2</sup> K	$h_a^*$ , W/m <sup>2</sup> K	$h_r^*$ , W/m <sup>2</sup> K	$h_a^*$ , W/m <sup>2</sup> K	$h_r^*$ , W/m <sup>2</sup> K
0,298	61,259	-	48,351	-	35,990	-
0,597	72,772	-	55,932	-	39,796	-
1,044	192,025	-	126,627	206,165	73,043	105,166
1,193	72,224	-	56,967	-	42,247	-
1,342	43,054	134,665	34,955	102,514	27,998	69,078
1,790	71,764	121,147	58,444	91,621	44,972	63,063

**Tabela B.14**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoameto unidirecional,  $G = 1,450$  kg/m<sup>2</sup>s,  $h_{ss} = 85,305$  W/m<sup>2</sup>K

	$U$	$h_m^*$ , W/m <sup>2</sup> K			$h_m$ , W/m <sup>2</sup> K
		$s = 0$	$s = 0,5$	$s = 1$	
1	0,609	-	-	152,145	194,853
2	0,811	330,435	170,184	76,949	156,965
3	1,014	-	-	125,101	151,552
4	1,217	-	233,052	104,498	163,243
5	1,420	-	236,948	108,356	178,832
6	1,623	254,522	158,481	85,808	189,440
7	2,029	244,163	161,151	90,428	-
média		(6 a 7)			(2 a 4)
		249,343	159,816	88,118	157,253

**Tabela B.15**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoameto unidirecional,  $G = 1,234$  kg/m<sup>2</sup>s,  $h_{SS} = 85,305$  W/m<sup>2</sup>K

	$U$	$h_m^*, \text{W/m}^2\text{K}$			$h_m, \text{W/m}^2\text{K}$
		$s = 0$	$s = 0,5$	$s = 1$	
1	0,518	-	-	-	161,944
2	0,691	-	-	-	144,624
3	0,863	-	-	165,179	147,439
4	1,036	-	202,596	82,437	135,531
5	1,209	-	-	112,949	145,598
6	1,381	147,024	102,625	63,376	139,374
7	1,726	177,798	124,983	76,276	204,054
média		(6 a 7)			(3 a 5)
		162,411	113,804	69,826	142,856

**Tabela B.16**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoameto unidirecional,  $G = 1,017$  kg/m<sup>2</sup>s,  $h_{SS} = 74,967$  W/m<sup>2</sup>K

	$U$	$h_m^*, \text{W/m}^2\text{K}$			$h_m, \text{W/m}^2\text{K}$
		$s = 0$	$s = 0,5$	$s = 1$	
1	0,569	-	-	-	141,160
2	0,854	-	-	127,735	127,196
3	0,996	-	-	104,329	115,829
4	1,138	-	-	85,758	99,050
5	1,423	-	288,054	112,084	118,536
6	1,707	152,029	109,456	69,513	153,501
7	1,992	110,221	86,084	60,883	-
média		(6 a 7)			(2 a 4)
		131,125	97,770	65,248	114,025

**Tabela B.17**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoameto unidirecional,  $G = 0,776$  kg/m<sup>2</sup>s,  $h_{ss} = 62,576$  W/m<sup>2</sup>K

	$U$	$h_m^*$ , W/m <sup>2</sup> K			$h_m$ , W/m <sup>2</sup> K
		$s = 0$	$s = 0,5$	$s = 1$	
1	0,434	-	-	-	106,087
2	0,651	-	-	-	95,911
3	0,869	-	-	-	83,408
4	1,086	-	-	123,896	88,766
5	1,303	130,196	91,596	58,382	95,261
6	1,520	-	123,373	71,141	113,448
7	1,737	-	-	98,249	144,624
média		(5)	(5 a 6)	(6 a 7)	(3 a 5)
		130,796	107,485	84,695	89,145

**Tabela B.18**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoameto unidirecional,  $G = 0,533$  kg/m<sup>2</sup>s,  $h_{ss} = 48,689$  W/m<sup>2</sup>K

	$U$	$h_m^*$ , W/m <sup>2</sup> K			$h_m$ , W/m <sup>2</sup> K
		$s = 0$	$s = 0,5$	$s = 1$	
1	0,298	-	-	-	-
2	0,447	-	-	-	178,615
3	0,597	-	-	-	207,843
4	0,747	-	-	89,105	65,979
5	0,895	-	-	-	57,969
6	1,044	-	166,396	-	60,837
7	1,193	-	-	-	57,914
8	1,342	88,860	68,735	48,538	63,868
9	1,790	96,456	75,033	54,018	131,634
média		(8 a 9)			(5 a 7)
		92,658	71,884	51,278	58,907



## **APÊNDICE C**

### **AQUISIÇÃO DE DADOS POR COMPUTADOR**

**Tabela C.1**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,769$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 3,25$ ,  $h_{ss} = 62,198$  W/m<sup>2</sup>K

	$P$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m$	$\Lambda_{GR}$	$h_{GR}$
	$s$								W/m <sup>2</sup> K		W/m <sup>2</sup> K
1	120	0,430	0,822	14,58	0,564	2,89	0,693	5,55	106,357	4,5	86,181
2	180	0,646	0,800	14,67	0,551	2,86	0,675	5,57	106,601	4,5	86,181
3	240	0,861	0,768	14,58	0,561	3,28	0,665	6,09	116,641	4,5	86,181
4	300	1,076	0,748	19,42	0,531	3,10	0,640	6,36	121,783	5,0	95,756
5	360	1,291	0,721	-	0,523	3,40	0,622	7,59	145,436	6,0	114,907
6	420	1,506	0,691	-	0,515	3,93	0,603	10,82	207,302	8,0	153,210
7	480	1,721	0,652	-	0,506	5,01	0,579	-	-	-	-
	média	(1 a 4)		15,81		3,03		5,89	112,846	4,63	88,575

**Tabela C.2**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,524$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 3,69$ ,  $h_{ss} = 51,074$  W/m<sup>2</sup>K

	$P$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m$	$\Lambda_{GR}$	$h_{GR}$
	$s$								W/m <sup>2</sup> K		W/m <sup>2</sup> K
1	120	0,293	0,880	22,36	0,559	2,70	0,719	5,87	76,574	5,5	71,774
2	180	0,440	0,851	17,67	0,567	2,87	0,709	5,83	76,026	5,2	67,859
3	240	0,586	0,838	17,91	0,563	2,91	0,700	5,95	77,698	5,2	67,859
4	300	0,733	0,810	16,22	0,555	2,94	0,683	5,88	76,757	5,0	65,249
5	360	0,880	0,773	13,96	0,544	2,94	0,658	5,63	73,530	5,0	65,249
6	420	1,026	0,794	26,46	0,514	2,69	0,654	6,32	82,488	5,2	67,859
7	480	1,176	0,745	22,81	0,507	2,77	0,626	6,14	80,106	-	-
8	540	1,320	0,721	38,82	0,520	3,32	0,620	7,40	96,560	-	-
9	720	1,759	0,692	-	0,497	4,64	0,595	-	-	-	-
	média	(1 a 5)		17,62		2,87		5,83	76,117	5,18	67,598

**Tabela C.3**Chumbo,  $d_p = 0,0088$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,882$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 7,85$ ,  $h_{ss} = 92,274$  W/m<sup>2</sup>K

	$P$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m$	$\Lambda_{GR}$	$h_{GR}$
	$s$								W/m <sup>2</sup> K		W/m <sup>2</sup> K
1	90	0,513	0,932	39,59	0,670	4,45	0,801	9,59	112,744	9,5	111,680
2	120	0,684	0,901	30,37	0,661	4,59	0,781	9,49	111,593	9,0	105,802
3	150	0,855	0,897	40,22	0,635	4,41	0,766	10,20	119,882	9,5	111,680
4	180	1,026	0,880	58,63	0,617	4,49	0,748	11,46	134,771	11,0	129,313
5	210	1,197	0,884	-	0,590	4,42	0,737	15,72	184,811	16,0	188,092
6	240	1,367	0,838	-	0,563	4,38	0,700	21,20	249,281	-	-
7	300	1,709	0,818	-	0,522	5,18	0,670	-	-	-	-
média		(1 a 3)		36,73		4,48		9,76	114,740	9,75	109,721

**Tabela C.4**Chumbo,  $d_p = 0,0088$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,762$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 8,24$ ,  $h_{ss} = 83,686$  W/m<sup>2</sup>K

	$P$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m$	$\Lambda_{GR}$	$h_{GR}$
	$s$								W/m <sup>2</sup> K		W/m <sup>2</sup> K
1	90	0,443	0,940	42,54	0,696	4,96	0,818	10,38	105,449	10,0	101,563
2	120	0,591	0,928	40,47	0,675	4,73	0,802	10,19	103,458	10,0	101,563
3	150	0,738	0,931	55,38	0,644	4,32	0,788	10,53	106,988	10,0	101,563
4	180	0,886	0,875	31,98	0,652	4,96	0,763	10,43	105,914	10,0	101,563
5	210	1,034	0,873	54,51	0,638	5,16	0,756	12,47	126,635	12,0	121,876
6	240	1,181	0,853	-	0,586	4,25	0,719	12,36	125,561	12,0	121,876
7	300	1,477	0,811	-	0,554	4,71	0,683	-	-	-	-
média		(1 a 4)		42,59		4,74		10,38	105,452	10,0	110,563

**Tabela C.5**Chumbo,  $d_p = 0,0088$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,524$  kg/m<sup>2</sup>s,  $\Lambda_{ss} = 9,33$ ,  $h_{ss} = 65,166$  W/m<sup>2</sup>K

	$P$ $s$	$U$	$\eta_a$	$\Lambda_a$	$\eta_r$	$\Lambda_r$	$\eta_m$	$\Lambda_m$	$h_m$ W/m <sup>2</sup> K	$\Lambda_{GR}$	$h_{GR}$ W/m <sup>2</sup> K
1	120	0,406	0,960	64,67	0,647	3,86	0,803	9,13	63,759	9,0	62,857
2	180	0,609	0,933	45,54	0,609	3,45	0,771	8,34	58,252	8,0	55,873
3	240	0,812	0,909	43,60	0,606	3,69	0,758	9,12	63,702	9,0	62,857
4	300	1,016	0,885	61,01	0,555	3,14	0,720	8,92	62,320	9,0	62,857
5	360	1,219	0,881	-	0,534	3,16	0,707	12,04	84,117	12,0	83,810
6	420	1,422	0,853	-	0,506	3,09	0,680	20,57	143,674	-	-
7	480	1,625	0,813	-	0,481	3,09	-	-	-	-	-
8	540	1,828	0,793	-	0,477	3,83	-	-	-	-	-
	média	(1 a 4)		53,71		3,54		8,88	62,008	8,75	61,111

**Tabela C.6**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,769$  kg/m<sup>2</sup>s

$P, s$	$U$	$s = 0$		$s = 0,5$		$s = 1$	
		$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$
120	0,430	-	-	-	247,683	140,750	99,823
180	0,646	-	229,438	392,953	150,318	135,817	82,363
240	0,861	-	168,372	302,577	121,050	123,769	74,379
300	1,076	-	134,660	305,635	114,237	126,296	72,836
360	1,291	-	151,693	264,398	113,931	118,776	73,526
420	1,506	-	142,309	215,015	106,717	108,089	71,028
480	1,721	-	142,409	221,077	107,616	110,423	71,487

**Tabela C.7**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,524$  kg/m<sup>2</sup>s

$P, s$	$U$	$s = 0$		$s = 0,5$		$s = 1$	
		$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_a^*, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_r^*, \text{W/m}^2\text{K}$
120	0,293	-	-	-	-	138,163	107,452
180	0,440	-	-	-	178,077	134,665	89,632
240	0,586	-	175,824	-	124,195	134,002	75,110
300	0,733	-	139,384	-	103,296	131,982	68,001
360	0,880	-	113,706	-	88,539	120,680	61,796
420	1,026	-	113,380	-	89,149	118,982	62,440
480	1,173	-	115,467	-	90,793	127,328	63,589
540	1,320	-	114,757	-	90,622	110,430	63,780
720	1,759	-	106,232	167,871	85,433	95,634	61,428

**Tabela C.8**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,769$  kg/m<sup>2</sup>s,  $h_{SS} = 62,198$  W/m<sup>2</sup>K

	$U$	$h_m^*, \text{W/m}^2\text{K}$			$h_m, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_{GR}, \text{W/m}^2\text{K}$
		$s = 0$	$s = 0,5$	$s = 1$		
1	0,430	-	-	120,287	106,357	86,181
2	0,646	-	271,636	109,090	106,601	86,181
3	0,861	-	211,814	99,074	116,641	86,181
4	1,076	-	209,936	99,566	121,783	95,756
5	1,291	-	189,165	96,151	145,436	114,907
6	1,506	-	160,866	89,559	207,302	153,210
7	1,721	-	164,347	90,955	-	-
média		-	(3 a 7)		(1 a 4)	(1 a 4)
			187,226	95,061	112,846	88,575

**Tabela C.9**Vidro,  $d_p = 0,0153$  mEscoamento contracorrente,  $G = 0,524$  kg/m<sup>2</sup>s,  $h_{SS} = 48,138$  W/m<sup>2</sup>K

	$U$	$h_m^*, \text{W/m}^2\text{K}$			$h_m, \text{W/m}^2\text{K}$	$h_{GR}, \text{W/m}^2\text{K}$
		$s = 0$	$s = 0,5$	$s = 1$		
1	0,293	-	-	122,808	76,574	71,774
2	0,440	-	-	112,149	76,026	67,859
3	0,586	-	-	104,556	77,698	67,859
4	0,733	-	-	99,992	76,757	65,249
5	0,880	-	-	91,238	73,530	65,249
6	1,026	-	-	90,711	82,488	67,859
7	1,173	-	-	95,459	80,106	-
8	1,320	-	-	87,105	96,560	-
9	1,759	-	126,652	78,531	-	-
média		-	-	(4 a 9)	(1 a 5)	(1 a 5)
				90,506	76,117	67,598

APÊNDICE D

PROGRAMA PARA O AJUSTE DO CONDICIONADOR/AMPLIFICADOR DE SINAL

```
/* GRVOL2.C: PROGRAMA PARA O AJUSTE DO CONDICIONADOR/AMPLIFICADOR DE SINAL */
```

```
#include "conio.h"
#include "dos.h"
#include "stdlib.h"
#include "stdio.h"
#include "graphics.h"
#include "ctype.h"
#include "math.h"
```

```
#define ADLSB 0 /* Porta de leitura do lsb do conv ad */
#define ADMSB 1 /* Porta de leitura do msb do conv ad */
#define ADOFF 2 /* Porta para ajuste de offset */
#define ADSTS 4 /* Porta de controle do modo de operacao */
#define DAMSB 6 /* Porta de escrita do msb do conversor da */
#define DALSB 7 /* Porta de escrita do lsb do conversor da */
#define CTL 8 /* Porta de controle do mux de ent/saida e dos sh */
#define base 0x220
#define IODIG 10 /* Entrada e saida digital */
#define TIMER0 12 /* Timer 0 do 8253 */
#define TIMER1 13 /* Timer 1 do 8253 */
#define TIMER2 14 /* Timer 2 do 8253 */
#define TIMCTL 15 /* Porta de controle do 8253 */
#define TRUE 1
#define FALSE 0
```

```
/* Definicao dos bits de importancia */
```

```
#define BSHEAN 0x10 /* Bit de controle do sample-hold entanl (1=sample) */
#define BSHSA 0x08 /* Bit de controle do sample-holds das
saidas(1=sample)*/
#define MASC0_5 0x00 /* Mascara no modo de operacao 0-5V */
#define MASC1_5 0x29 /* Mascara no modo de operacao 1-5V */
#define MASC0_4 0x08 /* Mascara no modo de operacao 0-4V */
#define MASCBIP 0x23 /* Mascara no modo de operacao BIPOLAR */
#define TIME_OUT 25 /* Tempo de espera do fim da conversao A/D */
```

```
extern char erro; /* Codigo de erro */
unsigned char modoper; /* Byte que contem o modo de operacao da placa */
unsigned int read_anl(), adj_offset();
unsigned char offset;
void eixos();
void selchda();
void write_dig();
void main()
{
    int ponto[600], p;
    unsigned int i, ix, j, cont;
    float soma, volt_estac[600];
    int graphdriver = DETECT, graphmode;
    clrscr();
    offset = adj_offset();
    write_dig(0);
    p=0;
    printf("\n\n Aquisicao de dados /Experimental - teorica ");
    printf("\n\n Tecle <ENTER> para iniciar aquisicao de dados ");
    getch();
    clrscr();
```



```
initgraph(&graphdriver,&graphmode,"c:\\cp\\tc2");

for(cont=0;cont<600;cont++)
{
    for(i=0;i<600;i++)
    {
        volt_estac[i] = 0.0;
        ponto[i] = 0;
    }
    for(i=0;i<500;i=i+10)
    {
        soma = 0.0;
        for(j=0;j<40;j++) soma = soma + read_anl(1,offset);
        volt_estac[i] = soma/40.0*(5000.0/4095.0);
    }
    cleardevice();

    eixos();
    outtextxy(250,190,"ESTADO ESTACIONARIO");
    for(i=0;i<500;i=i+10)
    {
        ix = i + 80;
        ponto[ix] = 160.0 - 0.03*volt_estac[i];
        putpixel(ix,ponto[ix],1);
    }
    if(p==0) write_dig(128);
    else write_dig(1);
    if(p==0) p=1;
    else p=0;
    delay(1000);
    if(kbhit()) break;
}
closegraph();
}

void eixos()
{
    char buf;
    double ticx,ticy;
    int i,ix,iy;

    setttextjustify(1,0);
    setttextstyle(0,0,1);

    line(80,10,80,160);
    line(80,160,580,160);

    for(i=0;i<=500;i=i+100)
    {
        ix = i + 80;
        line(ix,160,ix,163);
        ticx = 1.0*i;
        gcvt(ticx,3,&buf);
        outtextxy(ix+2,175,&buf);
    }
    ticy = 6000.0;
```

```

for(i=0;i<=150;i=i+30)
{
    iy = i + 10;
    line(75,iy,80,iy);
    ticy = ticy - 1000.0;
    gcvt(ticy,3,&buf);
    outtextxy(50,iy+4,&buf);
}
settextjustify(1,0);
settextstyle(0,0,1);
outtextxy(500,185,"pontos");
settextjustify(1,1);
settextstyle(0,1,1);
outtextxy(15,80,"voltage(mV)");
settextstyle(0,0,1);
}

/*-----*/

/*  INICIO DAS ROTINAS DE TRATAMENTO DA AD/DA  */

/*-----*/

/* SELECAO DO CANAL DO MUX DE ENTRADA E DA SAMPLE NA ENTRADA */

/*-----*/

selchad(canal)
unsigned char canal;
{
    unsigned char chad;
    chad = canal << 5;                /* Posiciona o end do mux (badchan ) */
    chad &= 0xe0;                    /* Isola somente badchan0-2 */
    outportb(base + CTL,chad);       /* Seleciona o canal */
    modoper |= BSHEAN;               /* Introduz bit de sample */
    outportb(base + ADSTS,modoper);  /* Sample-hold da inanl em sample */
    modoper &= ~BSHEAN;              /* Retira bit de sample */
    outportb(base + ADSTS,modoper);  /* Sample-hold da inanl em hold */
    return(canal);
}

/*-----*/

/* SELECIONA O CANAL DO MUX DE SAIDA E DA SAMPLE NA SAIDA */

/*-----*/

void selchda(canal)
unsigned char canal;
{
    unsigned char chda;
    canal &= 0x07;                   /* Isola */
    chda = (canal << 5);             /* Posiciona o end do mux (badchan0-2 ) */
    chda |= canal;                   /* Soma c/ o mux do sample-hold (bdachan0-2) */
    /* Seleciona o canal+sample-hold corresp */
    chda |= BSHSA;                   /* Introduz o bit de sample */
    outportb(base + CTL,chda);      /* Coloca o sample-hold do canal em sample */
}

```

```

/*-----*/

/* ROTINA DE ESPERA DO FIM DA CONVERSAO */

/*-----*/

wait_eoc()
{
    unsigned register int ciclos,status;
    for (ciclos = TIME_OUT;ciclos;ciclos --)
    {
    }
    return;
}

/*-----*/

/* ROTINA DE LEITURA DO CONVERSOR */

/* Parametro de entrada: numero do canal
   Parametro de saida: retorna o valor da conversao
   se ocorrer erro retorna -1 */

/*-----*/

unsigned int read_anl(canal,offset)
unsigned char canal,offset;
{
    unsigned int dado;
    unsigned int dadols,dadoms;
    selchad(canal);
    outportb(base+ADOFF,offset);      /* Normaliza o valor do offset */
    dadols = inportb(base+ADLSB);      /* Envia o start ao ad */
    wait_eoc();                        /* Delay para conversao */
    dadoms = inportb(base+ADMSB);      /* le os 4 bit's mais signific. */
    dadols = inportb(base+ADLSB);      /* le os 8 bit's menos signific. */
    dado = (dadoms << 8) + dadols;
    return (dado);
}

/*-----*/

/* ESCRIVE O VALOR DE 'dado' NA SAIDA ANALOGICA DE 'canal' */

/*-----*/

void write_anl(dado,canal)
unsigned int dado;
unsigned char canal;
{
    unsigned char dadols,dadoms;
    dadols = dado;                    /* Inicia o deslocamento do dado */
    dadoms = dado >> 8;               /* Desloca os dois bits mais signific. */
    outportb(base + DALSB,dadols);    /* Escreve byte menos significativo */
    outportb(base + DAMSB,dadoms);    /* Escreve byte mais significativo */
    selchda(canal);                   /* Transf para o canal de saida desejado */
    return;
}

```

```

/*-----*/

/* ESCRIBE NAS ENTRADAS DIGITAIS */

/*-----*/

void write_dig(dado)
char dado;
{
    outportb(base + IODIG,dado);
}

/*-----*/

/* ALGORITMO PARA AJUSTE AUTOMATICO DE OFFSET */

/* Retorna os seguintes valores:

    100h -> Se nao existe o sinal de referencia de 3.500V na
           entrada analogica 7
    200h -> Se em 4 tentativas de ajustar o offset isto nao
           for conseguido
    Num -> De 0h a 0FFh que e' o valor para zerar o offset */

/*-----*/

unsigned int adj_offset()
{
    unsigned int in1,in2,i,inatual,trigger = 0x800;
    unsigned char flag = 0,delay;
    if(modoper & 0x01) /* modo 1 a 5 V ? */
        trigger = 0xa00; /* sim, armazene a00h como valor de comparacao */
    else
        trigger = 0xb33;
    inatual = read_anl(7,140); /* le a ent de refer. centrando o offset */
    if(inatual < (trigger - 0x100)) /* existe a referencia de (3500mV)? */
        return(0x100); /* nao,retorne uma condicao de erro */
    for(i=0;flag ==0;++i) /* inicio do integ. p/ busca do pto otimo */
    {
        inatual = read_anl(7,(i&0xff)); /* tente com i valor deoffset */
        for(delay=0;delay<50;++delay) /* rotina para atraso */
            if(inatual == trigger) /* erro de leitura = zero? */
            {
                flag = 1; /* termine a execucao, ponto encontrado */
                if(i == 0x400) /* feita o scan 4 vezes sem sucesso? */
                    return(0x200); /* termine e retorne condicao de erro */
            }
    }
    return (i-1); /* termine e retorne o valor ajustado */
}

```

```
/*-----*/

/* ROTINA PARA SELECAO AUTOMATICA DO MODO DE OPERACAO
   ACEITA OS SEGUINTEs PARAMETROS: */

/* n = 0 -> 0-5V (modo default)
   n = 1 -> 1-5V
   n = 2 -> 0-4V
   n = 3 -> bipolar

   OBS : modo de leitura do conversor : pooling */

/*-----*/

modo_oper(n)
char n;
{
    unsigned char masc;
    masc=MASC0_5; /* default operacao de 0-5V */
    switch(n) /* scan do modo de operacao alternativo */
    {
        case 1:
            masc=MASC1_5;
            break;
        case 2:
            masc=MASC0_4;
            break;
        case 3:
            masc=MASCBIP;
            break;
    }
    modoper = masc; /* armazena o modo de operacao setado */
    outportb(base+ADSTS,masc); /* envia a placa */
    return;
}

/*-----*/
```

APÊNDICE E

PROGRAMA PARA OBTENÇÃO DOS PARÂMETROS DE CALIBRAÇÃO

```

/* CALIBRA.C: Programa para obtencao dos parametros de calibracao */

#include "graphics.h"
#include "conio.h"
#include "dos.h"
#include "stdlib.h"
#include "stdio.h"
#include "time.h"
#include "ctype.h"
#include "math.h"

#define ADLSB    0          /* Porta de leitura do lsb do conv ad */
#define ADMSB    1          /* Porta de leitura do msb do conv ad */
#define ADOFF    2          /* Porta para ajuste de offset */
#define ADSTS    4          /* Porta de controle do modo de operacao */
#define DAMSB    6          /* Porta de escrita do msb do conversor da */
#define DALSB    7          /* Porta de escrita do lsb do conversor da */
#define CTL      8          /* Porta de controle do mux de ent/saida e dos sh */
#define base     0x220
#define IODIG    10         /* Entrada e saida digital */
#define TIMER0   12         /* Timer 0 do 8253 */
#define TIMER1   13         /* Timer 1 do 8253 */
#define TIMER2   14         /* Timer 2 do 8253 */
#define TIMCTL   15         /* Porta de controle do 8253 */
#define TRUE     1
#define FALSE    0

/* Definicao dos bits de importancia */

#define BSHEAN    0x10 /* Bit de controle do sample-hold entanl (1=sample) */
#define BSHSA     0x08 /* Bit de controle do sample-holds das saidas(1=sample)*/
#define MASC0_5   0x00 /* Mascara no modo de operacao 0-5V */
#define MASC1_5   0x29 /* Mascara no modo de operacao 1-5V */
#define MASC0_4   0x08 /* Mascara no modo de operacao 0-4V */
#define MASCBIP   0x23 /* Mascara no modo de operacao BIPOLAR */
#define TIME_OUT  25    /* Tempo de espera do fim da conversao A/D */

extern char erro ;      /*Codigo de erro */
unsigned char modoper; /* Byte que contem o modo de operacao da placa */
unsigned int read_anl(),adj_offset();
clock_t clock();
void selchda();
void write_dig();
void write_anl();

void main()
{ unsigned char off_set;
  int dm;
  float Min,Tmin,Max,Tmax;
  register int i;
  char tec;
  FILE *in;

  off_set = adj_offset();

```

```

/* Leituras minima e maxima */
dm=800;
Max=0.0;
delay(500);
write_dig(1);
delay(500);
for(i=0;i<dm;i++)
{ Max=Max+read_anl(1,off_set);
}
Max=Max/dm;
printf("\n\n Tmax = ");
scanf("%f",&Tmax);
printf("\n\n Max = %f aperte p para Tmin",Max);
do{ tec = getch();
} while(tec != 'p');
Min=0.0;
delay(500);
write_dig(128);
delay(500);
for(i=0;i<dm;i++)
{ Min=Min+read_anl(1,off_set);
}
Min=Min/dm;
printf("\n\n Tmin = ");
scanf("%f",&Tmin);
printf("\n\n Min = %f aperte p para terminar",Min);
do{ tec = getch();
} while(tec != 'p');
in = fopen ("calib","wt");
fprintf(in,"\n %f %f %f %f",Tmin,Min,Tmax,Max);
fclose(in);
}

```

```

/*-----*/

```

```

/* INICIO DAS ROTINAS DE TRATAMENTO DA AD/DA */

```

```

/*-----*/

```

```

/* SELECAO DO CANAL DO MUX DE ENTRADA E DA SAMPLE NA ENTRADA */

```

```

selchad ( canal )
unsigned char canal;

{
    unsigned char chad ;

    chad = canal << 5 ;                /* Posiciona o end do mux (badchan) */
    chad &= 0xe0 ;                     /* Isola somente badchan0-2 */
    outportb (base + CTL , chad ) ;   /* Seleciona o canal */
    modoper |= BSHEAN ;                /* Introduz bit de sample */
    outportb ( base + ADSTS,modoper ) ; /* Sample-hold da inanl em sample */
    modoper &= ~BSHEAN ;               /* Retira bit de sample */
    outportb ( base + ADSTS,modoper ) ; /* Sample-hold da inanl em hold */
    return( canal );
}

```



```

/*-----*/

/* SELECIONA O CANAL DO MUX DE SAIDA E DA SAMPLE NA SAIDA */

void selchda ( canal )
unsigned char canal ;

{
    unsigned char chda ;

    canal &= 0x07 ;          /* Isola */
    chda = ( canal << 5 ) ; /* Posiciona o end do mux (badchan0-2 ) */
    chda |= canal ;         /* Soma c/ o mux do sample-hold (bdachan0-2) */
                          /* Seleciona o canal+sample-hold corresp */
    chda |= BSHSA ;         /* Introduz o bit de sample */
    outportb (base + CTL , chda ); /* Coloca o sample-hold do canal em sample */
    chda &= ~BSHSA ;        /* Retira bit de sample */
    outportb ( base + CTL,chda ); /* Coloca o sample-hold do canal em hold */
}

/*-----*/

/* ROTINA DE ESPERA DO FIM DA CONVERSAO */

wait_eoc ()

{
    unsigned register int ciclos , status ;

    for ( ciclos = TIME_OUT ; ciclos ; ciclos -- ) {
        }
    return;
}

/*-----*/

/* ROTINA DE LEITURA DO CONVERSOR */

/* Parametro de entrada: numero do canal
   Parametro de saida:  retorna o valor da conversao
   se ocorrer erro retorna -1 */

unsigned int read_anl ( canal,off_set)
unsigned char canal,off_set ;

{
    unsigned int dado ;
    unsigned int dadols , dadoms ;

    selchda (canal);
    outportb (base+ADOFF,off_set); /* Normaliza o valor do offset */
    dadols = inportb (base+ADLSB); /* Envia o start ao ad */
    wait_eoc ();                  /* Delay para conversao */
    dadoms = inportb (base+ADMSB); /* le os 4 bit's mais signific. */
    dadols = inportb (base+ADLSB); /* le os 8 bit's menos signific. */
    dado = (dadoms <<8) +dadols;
}

```

```

/*-----*/

/* ESCRIVE O VALOR DE 'dado' NA SAIDA ANALOGICA DE 'canal' */

void write_anl ( dado, canal )
unsigned int dado ;
unsigned char canal ;

{
    unsigned char dadols , dadoms ;

    dadols = dado ;                /* Inicia o deslocamento do dado */
    dadoms = dado >> 8 ;           /* Desloca os dois bits mais signific. */
    outportb (base + DALSB ,dadols ); /* Escreve byte menos significativo */
    outportb (base + DAMSB ,dadoms ); /* Escreve byte mais significativo */
    selchda ( canal ) ;           /* Transf para o canal de saida desejado */
    return;
}

/*-----*/

/* Escreve nas saidas digitais */

void write_dig ( dado )
char dado ;

{
    outportb( base + IODIG , dado ) ;
}

/*-----*/

/*      Algoritmo para ajuste automatico de offset

Retorna os seguintes valores:

100h -> Se nao existe o sinal de referencia de 3.500V na
        entrada analogica 7

200h -> Se em 4 tentativas de ajustar o offset isto nao
        for conseguido

Num -> De 0h a 0FFh que e' o valor para zerar o offset
*/

unsigned int adj_offset ()

{
    unsigned int in1,in2,i,inatual,trigger=0x800;
    unsigned char flag=0,delay;

    if (modoper & 0x01 )          /* modo 1 a 5 V ? */
        trigger=0xa00;           /* sim,armazene a00h como valor de comparacao */
    else
        trigger=0xb33;

```

```

inatural = read_anl (7,140); /* le a ent de refer. centrando o offset */
if (inatural < (trigger - 0x100)) /* existe a referencia de (3500mV)? */
    return (0x100); /* nao,retorne uma condicao de erro */

for (i=0; flag ==0 ; ++i) /* inicio do integ. p/ busca do pto otimo */
{
    inatural = read_anl (7,(i&0xff)); /* tente com i valor de offset */
    for (delay=0; delay < 50; ++delay) /* rotina para atraso */
    {
    }
    if (inatural == trigger) /* erro de leitura = zero? */
        flag=1; /* termine a execucao,ponto encontrado */
    if ( i == 0x400) /* feita o scan 4 vezes sem sucesso? */
        return (0x200); /* termine e retorne condicao de erro */
}
return (i-1); /* termine e retorne o valor ajustado */
}

/*-----*/

/* Rotina para selecao automatica do modo de operacao
   aceita os seguintes parametros :

   n = 0 -> 0-5V (modo default)
   n = 1 -> 1-5V
   n = 2 -> 0-4V
   n = 3 -> bipolar

   OBS : modo de leitura do conversor : pooling */

modo_oper (n)

char n;
{
    unsigned char masc;

    masc=MASC0_5; /* default operacao de 0-5V */

    switch(n) /* scan do modo de operacao alternativo */
    {
        case 1:
            masc=MASC1_5;
            break;

        case 2:
            masc=MASC0_4;
            break;

        case 3:
            masc=MASCBIP;
            break;
    }
    modoper = masc; /* armazena o modo de operacao setado */
    outportb (base+ADSTS,masc); /* envia a placa */
    return;
}

/*-----*/

```

APÊNDICE F

PROGRAMA PARA AQUISIÇÃO DE DADOS

```
/* PROG2.C: Programa para aquisicao de dados */
```

```
#include "graphics.h"
#include "conio.h"/
#include "dos.h"
#include "stdlib.h"
#include "stdio.h"
#include "time.h"
#include "ctype.h"
#include "math.h"
```

```
#define ADLSB 0 /* Porta de leitura do lsb do conv ad */
#define ADMSB 1 /* Porta de leitura do msb do conv ad */
#define ADOFF 2 /* Porta para ajuste de offset */
#define ADSTS 4 /* Porta de controle do modo de operacao */
#define DAMSB 6 /* Porta de escrita do msb do conversor da */
#define DALSB 7 /* Porta de escrita do lsb do conversor da */
#define CTL 8 /* Porta de controle do mux de ent/saida e dos sh */
#define base 0x220
#define IODIG 10 /* Entrada e saida digital */
#define TIMER0 12 /* Timer 0 do 8253 */
#define TIMER1 13 /* Timer 1 do 8253 */
#define TIMER2 14 /* Timer 2 do 8253 */
#define TIMCTL 15 /* Porta de controle do 8253 */
#define TRUE 1
#define FALSE 0
```

```
/* Definicao dos bits de importancia */
```

```
#define BSHEAN 0x10 /* Bit de controle do sample-hold entanl (1=sample) */
#define BSHSA 0x08 /* Bit de controle do sample-holds das saidas(1=sample)*/
#define MASC0_5 0x00 /* Mascara no modo de operacao 0-5V */
#define MASC1_5 0x29 /* Mascara no modo de operacao 1-5V */
#define MASC0_4 0x08 /* Mascara no modo de operacao 0-4V */
#define MASCBIP 0x23 /* Mascara no modo de operacao BIPOLAR */
#define TIME_OUT 25 /* Tempo de espera do fim da conversao A/D */
```

```
extern char erro ; /* Codigo de erro */
```

```
unsigned char modoper; /* Byte que contem o modo de operacao da placa */
```

```
unsigned int read_anl(),adj_offset();
clock_t clock();
void selchda();
void write_dig();
void write_anl();
void entrada();
void grafico(float pa,float pr,float ciclo);
void eixos(float s2);
void cab(int onda,int it);
```

```
float Pia,Pir,Tmax,Tmin,a,Gq,Gf;
```

```
char arq[15];
```

```
void main(void)
```

```
{
    clock_t t0,t;
    float T[10],Pi,dt,b,ciclo,soma,dig,Max,Min;
    int cont,onda,ca,p,j,dm,i;
```

```
unsigned char off_set;
FILE *fp;

entrada();
clrscr();

off_set = adj_offset();

/* Leituras minima e maxima */
dm=80;
fp = fopen("calib","rt");
fscanf(fp,"%f%f%f%f",&Tmin,&Min,&Tmax,&Max);
fclose(fp);
printf("\n\n aperte uma tecla para comecar o 1.o periodo");
getch();

clrscr();

fp = fopen (arq,"wt");
cont = 1;
ciclo = -0.5;

for (;;)
{
    switch (cont)
    {
        case 1: /* resfriamento */
            /* rele na posicao ND */
            onda = 1;
            Pi=Pir;
            ca =128;
            break;

        case 2: /* aquecimento */
            /* rele na posicao NL */
            onda = 0;
            Pi=Pia;
            ca = 0;
            break;
    }

    b = 0; /* Instante 0 */
    ciclo = ciclo + 0.5;
    printf ("\n                                     %3.1f ciclo",ciclo);
    t0 = clock();

    for(;;)
    {
        printf ("\n                                     %7.3f      ",b);
        fprintf (fp, "\n%7.3f ",b);
        p=1;
        for (i=0;i<=6;i++)
        {
            delay(500);
            write_dig (ca+p); /* escreve nas entradas digitais */
            delay(500);
            soma = 0.;
            /* leitura do conversor */

```

```

        for(j=0;j<dm;j++)
        {
            dig = read_anl(1,off_set);
            T[i] = Tmin+(Tmax-Tmin)*(dig-Min)/(Max-Min);
            soma = T[i] + soma;
        }
        T[i] = soma/dm;
        p = 2*p;
    }
    for (i=0;i<=6;i++)
    {
        printf ("%5.1f ",T[i]);
        fprintf (fp,"%5.1f ",T[i]);
    }

    if(b >= Pi) break;
    do
    {
        t = clock(); dt = (t-t0)/(CLK_TCK);
    } while (dt <= a);

    b = b+a;
    t0 = t;
}

fprintf (fp,"\n");

/* criterio de parada */
if (kbhit())
{
    fclose(fp);
    break;
}
if (onda == 1) cont = 2;
else cont = 1;
}
clrscr();
grafico(Pia,Pir,ciclo);
}

void grafico(float pa,float pr,float ciclo)
{
    float t[100],Tgo[100],Tso[100],Ts1[100],Ts2[100],Ts3[100],Ts4[100];
    float Tgs[100],tu,ax,ay,pi;
    int i,j,pe,onda,p,nc,it;
    FILE *fp;

    pe=1;
    nc=(int)(2*ciclo+0.1);
    fp=fopen(arq,"r");
    for(it=0;it<=nc;it++)
    {
        switch(pe)
        {
            case 1: /* resfriamento */
                pi=pr; onda=1; p=(int)(pr/a);
                break;

            case 2: /* aquecimento */
                pi=pa; onda=0; p=(int)(pa/a);
                break;
        }
    }
}

```

```

for(i=0;i<=p;i++)
    fscanf(fp,"%f%f%f%f%f%f%f", &t[i], &Tgo[i], &Tso[i], &Ts1[i], &Ts2[i],
        &Ts3[i], &Ts4[i], &Tgs[i]);

clrscr();
cab(onda, it);

for(i=0;i<=p;i++)
    printf(" %5.1f %5.3f %5.3f %5.3f %5.3f %5.3f %5.3f %5.3f\n",
        t[i], Tgo[i], Tso[i], Ts1[i], Ts2[i], Ts3[i], Ts4[i], Tgs[i]);

printf(" -----");
printf("-----\n");
getch();
clrscr();

tu=pi/10.0;
eixos(tu);

ax=500/pi;
ay=150/(Tmax-Tmin+15);
for(i=1;i<=p;i++)
{
    line(80+ax*t[i-1], 160-ay*(Tgo[i-1]-Tmin+5), 80+ax*t[i], 160-ay*(Tgo[i]-
        Tmin+5));
    line(80+ax*t[i-1], 160-ay*(Tso[i-1]-Tmin+5), 80+ax*t[i], 160-ay*(Tso[i]-
        Tmin+5));
    line(80+ax*t[i-1], 160-ay*(Ts1[i-1]-Tmin+5), 80+ax*t[i], 160-ay*(Ts1[i]-
        Tmin+5));
    line(80+ax*t[i-1], 160-ay*(Ts2[i-1]-Tmin+5), 80+ax*t[i], 160-ay*(Ts2[i]-
        Tmin+5));
    line(80+ax*t[i-1], 160-ay*(Ts3[i-1]-Tmin+5), 80+ax*t[i], 160-ay*(Ts3[i]-
        Tmin+5));
    line(80+ax*t[i-1], 160-ay*(Ts4[i-1]-Tmin+5), 80+ax*t[i], 160-ay*(Ts4[i]-
        Tmin+5));
    line(80+ax*t[i-1], 160-ay*(Tgs[i-1]-Tmin+5), 80+ax*t[i], 160-ay*(Tgs[i]-
        Tmin+5));
}
settextstyle(2, 0, 2);

if(onda==1)
{
    outtextxy(80+ax*t[2], 157-ay*(Tgo[2]-Tmin+5), "1");
    outtextxy(80+ax*t[4], 157-ay*(Tgs[4]-Tmin+5), "7");
}
else
{
    outtextxy(80+ax*t[2], 157-ay*(Tgo[2]-Tmin+5), "1");
    outtextxy(80+ax*t[2], 157-ay*(Tgs[2]-Tmin+5), "7");
}

outtextxy(80+ax*t[2], 157-ay*(Tso[2]-Tmin+5), "2");
outtextxy(80+ax*t[2], 157-ay*(Ts1[2]-Tmin+5), "3");
outtextxy(80+ax*t[2], 157-ay*(Ts2[2]-Tmin+5), "4");
outtextxy(80+ax*t[3], 157-ay*(Ts3[3]-Tmin+5), "5");
outtextxy(80+ax*t[3], 157-ay*(Ts4[3]-Tmin+5), "6");

settextstyle(2, 0, 4);
if(onda==0) outtextxy(330, 6, "aquecimento");
else outtextxy(330, 6, "resfriamento");

```



```

    outtextxy(307,195,"1-Tg(L=0),2-Ts(L=0),3-Ts(L=0.065),4-Ts(0.094),
              5-Ts(L=0.124),6-Ts(0.188),7-Tg(0.188)");
    rectangle(20,187,595,199);

    getch();
    cleardevice();
    closegraph();
    if(onda == 1) pe=2;
    else pe=1;
}
fclose(fp);
}

void cab(int onda,int it)
{ printf("\n                      Temperatura real (C)");
  if(onda==0) printf("  Aquecimento  ciclo = %f\n",it*0.5);
  else printf("  Resfriamento  ciclo = %f\n",it*0.5);
  printf("-----");
  printf("-----\n");
  printf("          | T(gas) |                      T(superficie)          | ");
  printf("T(gas)\n");
  printf("-----");
  printf("-----\n");
  printf("      t[s] | y = 0 |      0      0.065   0.094   0.124   0.188   | ");
  printf("0.188 [m]\n");
  printf("-----");
  printf("-----\n");
}

void eixos(float s2)
{ char buf;
  double s;
  int y,x;
  register int j,i;
  int graphdriver = DETECT, graphmode;
  initgraph(&graphdriver,&graphmode,"c:\\cp\\tc2");

  settextjustify(1,0);
  settextstyle(0,0,1);
  rectangle(80,10,580,160);

  s=Tmax+10.+(Tmax-Tmin+15.)/10.;
  for(j=0;j<=150;j=j+15) /* divisoes do eixo y */
  { y=10+j;
    line(75,y,80,y);
    s=s-(Tmax-Tmin+15.)/10.;
    if(s<=1.0) s=Tmin-5.;
    gcvt(s,3,&buf);
    outtextxy(50,y+5,&buf);
  }

  s=-s2;
  for(i=0;i<=500;i=i+50) /* divisoes do eixo x */
  { x=80+i;
    line(x,160,x,163);
    s=s+s2;
    gcvt(s,3,&buf);
    outtextxy(x,175,&buf);
  }
}

```

```

}

settextstyle(0,0,1);
outtextxy(320,186,"tempo [s]");

settextstyle(0,1,1);
outtextxy(15,150,"temperatura [C]");
}

/*-----*/

/* INICIO DAS ROTINAS DE TRATAMENTO DA AD/DA */

/*-----*/

/* SELECAO DO CANAL DO MUX DE ENTRADA E DA SAMPLE NA ENTRADA */

selchad ( canal )
unsigned char canal;

{
    unsigned char chad ;

    chad = canal << 5 ;          /* Posiciona o end do mux (badchan ) */
    chad &= 0xe0 ;              /* Isola somente badchan0-2 */
    outportb (base + CTL , chad ) ; /* Selecciona o canal */
    modoper |= BSHEAN ;         /* Introduz bit de sample */
    outportb ( base + ADSTS,modoper ) ; /* Sample-hold da inanl em sample */
    modoper &= ~BSHEAN ;        /* Retira bit de sample */
    outportb ( base + ADSTS,modoper ) ; /* Sample-hold da inanl em hold */
    return( canal );
}

/*-----*/

/* SELECIONA O CANAL DO MUX DE SAIDA E DA SAMPLE NA SAIDA */

void selchda ( canal )
unsigned char canal ;

{
    unsigned char chda ;

    canal &= 0x07 ;             /* Isola */
    chda = ( canal << 5 ) ;     /* Posiciona o end do mux (badchan0-2 ) */
    chda |= canal ;             /* Soma c/ o mux do sample-hold (bdachan0-2) */
                                /* Selecciona o canal+sample-hold corresp */
    chda |= BSHSA ;             /* Introduz o bit de sample */
    outportb (base + CTL , chda ); /* Coloca o sample-hold do canal em sample */
    chda &= ~BSHSA ;            /* Retira bit de sample */
    outportb ( base + CTL,chda ); /* Coloca o sample-hold do canal em hold */
}

/*-----*/

```

```
/* ROTINA DE ESPERA DO FIM DA CONVERSAO */
```

```
wait_eoc ()
```

```
{
    unsigned register int ciclos , status ;

    for ( ciclos = TIME_OUT ; ciclos ; ciclos -- ) {
    }
    return;
}
```

```
/*-----*/
```

```
/* ROTINA DE LEITURA DO CONVERSOR */
```

```
/* Parametro de entrada: numero do canal
   Parametro de saida: retorna o valor da conversao
   se ocorrer erro retorna -1 */
```

```
unsigned int read_anl ( canal, off_set)
unsigned char canal, off_set ;
```

```
{
    unsigned int dado ;
    unsigned int dadols , dadoms ;

    selchad (canal);
    outportb (base+ADOFF, off_set);          /* Normaliza o valor do offset */
    dadols = inportb (base+ADLSB);           /* Envia o start ao ad */
    wait_eoc ();                             /* Delay para conversao */
    dadoms = inportb (base+ADMSB);           /* le os 4 bit's mais signific. */
    dadols = inportb (base+ADLSB);           /* le os 8 bit's menos signific. */
    dado = (dadoms <<8) +dadols;
}
```

```
/*-----*/
```

```
/* ESCRIVE O VALOR DE 'dado' NA SAIDA ANALOGICA DE 'canal' */
```

```
void write_anl ( dado, canal )
unsigned int dado ;
unsigned char canal ;
```

```
{
    unsigned char dadols , dadoms ;

    dadols = dado ;                          /* Inicia o deslocamento do dado */
    dadoms = dado >> 8 ;                     /* Desloca os dois bits mais signific. */
    outportb (base + DALSB , dadols );       /* Escreve byte menos significativo */
    outportb (base + DAMSB , dadoms );       /* Escreve byte mais significativo */
    selchda ( canal ) ;                     /* Transf para o canal de saida desejado */
    return;
}
/*-----*/
```

```

/* Escreve nas saidas digitais */

void write_dig ( dado )
char dado ;

{
    outportb( base + IODIG , dado ) ;
}

/*-----*/

/* Algoritmo para ajuste automatico de offset

Retorna os seguintes valores:

100h -> Se nao existe o sinal de referencia de 3.500V na
        entrada analogica 7

200h -> Se em 4 tentativas de ajustar o offset isto nao
        for conseguido

Num -> De 0h a 0FFh que e' o valor para zerar o offset
*/

unsigned int adj_offset ()

{
    unsigned int in1,in2,i,inatual,trigger=0x800;
    unsigned char flag=0,delay;

    if (modoper & 0x01 ) /* modo 1 a 5 V ? */
        trigger=0xa00; /* sim,armazene a00h como valor de comparacao */
    else
        trigger=0xb33;

    inatual = read_anl (7,140); /* le a ent de refer. centrando o offset */
    if (inatual < (trigger - 0x100)) /* existe a referencia de (3500mV)? */
        return (0x100); /* nao,retorne uma condicao de erro */

    for (i=0; flag ==0 ; ++i) /* inicio do integ. p/ busca do pto otimo */
    {
        inatual = read_anl (7,(i&0xff)); /* tente com i valor deoffset */
        for (delay=0; delay < 50;++delay) /* rotina para atraso */
        {
        }
        if (inatual == trigger) /* erro de leitura = zero? */
            flag=1; /* termine a execucao,ponto encontrado*/
        if ( i == 0x400) /* feita o scan 4 vezes sem sucesso? */
            return (0x200); /* termine e retorne condicao de erro */
    }
    return (i-1); /* termine e retorne o valor ajustado */
}

/*-----*/

```

```
/* Rotina para selecao automatica do modo de operacao
   aceita os seguintes parametros :
```

```
n = 0 -> 0-5V (modo default)
n = 1 -> 1-5V
n = 2 -> 0-4V
n = 3 -> bipolar
```

```
OBS : modo de leitura do conversor : pooling */
```

```
modo_oper (n)
```

```
char n;
```

```
{
```

```
    unsigned char masc;
```

```
    masc=MASC0_5; /* default operacao de 0-5V */
```

```
    switch(n) /* scan do modo de operacao alternativo */
```

```
    {
```

```
        case 1:
```

```
            masc=MASC1_5;
```

```
            break;
```

```
        case 2:
```

```
            masc=MASC0_4;
```

```
            break;
```

```
        case 3:
```

```
            masc=MASCBIP;
```

```
            break;
```

```
    }
```

```
    modoper = masc; /* armazena o modo de operacao setado */
```

```
    outportb (base+ADSTS,masc); /* envia a placa */
```

```
    return;
```

```
}
```

```
/*-----*/
```

```
void entrada()
```

```
{
```

```
    int resp;
```

```
    clrscr();
```

```
    gotoxy (18,6);
```

```
    printf ("----- Entrada de Dados -----+");
```

```
    gotoxy (18,7);
```

```
    printf ("|");
```

```
    gotoxy (18,8);
```

```
    printf ("| 1 - Vazao do Gas Quente....: |");
```

```
    gotoxy (18,9);
```

```
    printf ("| 2 - Vazao do Gas Frio.....: |");
```

```
    gotoxy (18,10);
```

```
    printf ("| 3 - Periodo de Aquecimento.: | ");
```

```
    gotoxy (18,11);
```

```
    printf ("| 4 - Periodo de Resfriamento: |");
```

```
    gotoxy (18,12);
```

```

printf ("! 5 - Intervalo de Amostragem:      !");
gotoxy (18,13);
printf ("!                                     !");
gotoxy (18,14);
printf ("!                                     !");
gotoxy (18,15);
printf ("! 6 - Arquivo de Dados.....:          !");
gotoxy (18,16);
printf ("!                                     !");
gotoxy (18,17);
printf ("!                                     !");
gotoxy (18,18);
printf ("!                                     !");
gotoxy (18,19);
printf ("!+-----+");
gotoxy (51,8);
scanf ("%f",&Gq);
gotoxy (51,9);
scanf ("%f",&Gf);
gotoxy (51,10);
scanf ("%f",&Pia);
gotoxy (51,11);
scanf ("%f",&Pir);
gotoxy (51,12);
scanf ("%f",&a);
gotoxy (51,15);
scanf ("%s",arq);

resp = 0;

while (resp != -35)
{
    gotoxy (22,17);
    printf (" Tecle nº da linha para corrigir");
    gotoxy (22,18);
    printf (" ou <ENTER> para continuar ...");

    resp = getch()-48;

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

    switch (resp)
    {
        case 1:
            gotoxy (51,8);
            printf ("                                     ");
            gotoxy (51,8);
            scanf ("%f",&Gq);
            break;
    }
}

```

```
case 2:
    gotoxy (51,9);
    printf ("          |          ");
    gotoxy (51,9);
    scanf ("%f",&Gf);
    break;
case 3:
    gotoxy (51,10);
    printf ("          |          ");
    gotoxy (51,10);
    scanf ("%f",&Pia);
    break;
case 4:
    gotoxy (51,11);
    printf ("          |          ");
    gotoxy (51,11);
    scanf ("%f",&Pir);
    break;
case 5:
    gotoxy (51,12);
    printf ("          |          ");
    gotoxy (51,12);
    scanf ("%f",&a);
    break;
case 6:
    gotoxy (51,15);
    printf ("          |          ");
    gotoxy (51,15);
    scanf ("%s",arq);
    break;

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

}
```

APÊNDICE G

PROGRAMA PARA O MÉTODO DA MINIMIZAÇÃO DA  
DIFERENÇA DAS EFICIÊNCIAS MÉDIAS



```

/*      MCIMAT.C: PROGRAMA PARA O MÉTODO DA MINIMIZAÇÃO DA      */
/*      DIFERENÇA DAS EFICIÊNCIAS MÉDIAS                        */

#include "math.h"
#include "stdio.h"
void spline();
void rtbis();
void splint();
void cintra();
void tridag();

float cs,cg,Y,ks,tsi,tgi,B,Ms,A,am,G,Fa[50],Fga[50],Fr[50],Fgr[50];
float P,Eea[100],Eer[100],Ea,Er,y,L,dz,dL,Pi;
int esc,nt;
char arq1[15];

main()
{ FILE *fp;
  char arq[15];
  float e,dp,dso,Bi,som,v[9],tsae[50],tgae[50],x1,x2,Eaex,x,ti[100];
  float tgie[50],tsie[50],tsre[50],tgre[50],sts,stg;
  float Fai[100],Fri[100],te[50],y2[50];
  int efi,i,bi,mt;

  printf("\n\n      Arquivo [experimental p/ ler]      : "); scanf("%s",arq);
  printf("\n\n      Arquivo [dados de saida]          : "); scanf("%s",arq1);
  printf("\n\n      Eficiencia 1-aquec. 2-media 3-resf.: "); scanf("%d",&efi);
  printf("\n\n      x1 [Biot maximo]                  : "); scanf("%f",&x1);
  printf("\n\n      x2 [Biot minimo]                  : "); scanf("%f",&x2);
  printf("\n\n      1:glass, 2:aco, 3:vidro, 4:chumbo : "); scanf("%d",&mt);
  printf("\n\n      tipo de escoamento [ 1:cc, 2:un ] : "); scanf("%d",&esc);

  cg=1008.0; Y=0.188;
  if(mt==1) { dp=0.0153; dso=2514.; cs=833.; e=0.451; ks=1.06; }
  else if(mt==2) { dp=0.00635; dso=7841.; cs=460.; e=0.398; ks=52.; }
  else if(mt==3) { dp=0.0038; dso=2464.; cs=833.; e=0.372; ks=1.06; }
  else { dp=0.0088; dso=11200.; cs=125.6; e=0.410; ks=34.58; }

  B=dp/2.0;
  Ms=dso*(1.0-e);
  A=3.0*(1.0-e)/B;
  /* Abertura de arquivo para os dados experimentais */
  fp=fopen(arq,"rt");
  fscanf(fp,"%f%f%f%f%f", &am,&G,&P,&tsi,&tgi);
  nt=(int)(P/am+0.1);
  for(i=0;i<=nt;i++)
  { fscanf(fp,"%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];
    tgie[i]=v[1];
    tsae[i]=v[6];
    tgae[i]=v[7];
  }
}

```

```

if(esc==1)
{ for(i=0;i<=nt;i++)
  { fscanf(fp,"%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[7];
    tsre[i]=v[2];
    tgre[i]=v[1];
  }
}
else
{ for(i=0;i<=nt;i++)
  { fscanf(fp,"%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];
    tsre[i]=v[6];
    tgre[i]=v[7];
  }
}
fclose(fp);

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

for(i=0;i<=nt;i++)
{ Fa[i]=(tsae[i]-tsi)/(tgi-tsi);
  Fga[i]=(tgae[i]-tsi)/(tgi-tsi);
}
for(i=0;i<=nt;i++)
{ Fr[i]=(tsre[i]-tsi)/(tgi-tsi);
  Fgr[i]=(tgre[i]-tsi)/(tgi-tsi);
}

spline(te, Fga, nt, y2);
for(i=0;i<=2*nt;i++)
{ x=i*am/2.;
  splint(te, Fga, nt, y2, x);
  Fai[i]=y;
  ti[i]=x;
}

spline(te, Fgr, nt, y2);
for(i=0;i<=2*nt;i++)
{ x=i*am/2.;
  splint(te, Fgr, nt, y2, x);
  Fri[i]=y;
  ti[i]=x;
}

```

```

/* Calculo da eficiencia experimental-SIMPSON */
som=0.0;
for(i=1;i<2*nt;i=i+2)
{ som=som+(6.0-Fai[i-1]-4.0*Fai[i]-Fai[i+1])*ti[1]/3.0;
  Eea[(i+1)/2]=som/((i+1)*ti[1]);
}
som=0.0;

for(i=1;i<2*nt;i=i+2)
{ som=som+(Fri[i-1]+4.0*Fri[i]+Fri[i+1])*ti[1]/3.0;
  Eer[(i+1)/2]=som/((i+1)*ti[1]);
}
if(efi == 1) Eaex=Eea[nt];
else if (efi == 2) Eaex=(Eea[nt]+Eer[nt])/2.0;
else Eaex=Eer[nt];
rtbis(x1,x2,Eaex);
}

void spline(x,y,n,y2)
float x[50],y[50],y2[50];
int n;
{ float u[50];
  float ypl,ypn,sig,p,qn,un;
  int i;

  ypl=(y[1]-y[0])/(x[1]-x[0]);
  ypn=(y[n]-y[n-1])/(x[n]-x[n-1]);
  if(ypl > 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])-ypl);
  }
  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];
}

```

```

void splint(xa,ya,n,y2a,x)
float xa[50],ya[50],y2a[50],x;
int n;
{ int klo,khi,k,h;
  float a,b;

  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;
  y=a*ya[klo]+b*ya[khi]+((a*a*a-a)*y2a[klo]+(b*b*b-b)*y2a[khi])*h*h/6.;
}

void rtbis(x1,x2,Eaex)
float x1,x2,Eaex;
{ FILE *fp;
  int it,itmax;
  float fmid1,f1,rtb,dx,xmid;

  itmax=50;
  cintra(x2);
  fmid1=Ea-Eaex;
  cintra(x1);
  f1=Ea-Eaex;
  if(f1*fmid1 >= 0.)
  { printf(" Escolha outro intervalo\n");
    exit(0);
  }
  if(f1 < 0)
  { rtb=x1;
    dx=x2-x1;
  }
  else
  { rtb=x2;
    dx=x1-x2;
  }
  for(it=1;it<=itmax;it++)
  { dx=dx*0.5;
    xmid=rtb+dx;
    cintra(xmid);
    fmid1=Ea-Eaex;
    if(fmid1 <= 0.0) rtb=xmid;
    if(fabs(dx) <= 0.00001 || fabs(fmid1) <= 0.0001)
    { fp=fopen(arq1,"wt");
      fprintf(fp," G = %f    dz = %f    dL = %f    P = %f\n",G,dz,dL,P);
      fprintf(fp," L = %f    Pi = %f    U = %f\n",L,Pi,Pi/L);
    }
  }
}

```

```

        fprintf(fp,"  Eea=%f  Eer= %f  Eem=%f\n",
            Eea[nt],Eer[nt],(Eea[nt]+Eer[nt])/2.);
        fprintf(fp,"  Eat=%f  Ert= %f  tgi= %f\n",Ea,Er,tgi);
        fprintf(fp,"  Bi= %f  h  = %f  tsi= %f\n\n\n",xmid,xmid*ks/B,tsi);
        fclose(fp);
        break;
    }
}
if(it >= itmax)
    printf(" Ultrapassou o numero de iteracoes. it = %d",it);
}

void cintra(Bi)
float Bi;
{ float fv[100][6],fn[100][6],temp[100][6],Fs[50],Fg[50],Ee[50];
  float fgv[100],fgn[100],va[50],vb[50],vc[50],vd[50],ve[50];
  float sp,H,tga,tgr,ite,Ef;
  float t[7],v[7],w[7],a[7],b[7],c[7],d[7];
  float u,M,z,ciclo,ds;
  float conv1,conv2,conv3,conv4,conv5;
  int ic,p,n,m,ia,i,cont,onda,r,j,imp,equi,nz,ex,k,pt,ut;

  L=Bi*ks*A*Y/(B*G*cg);
  Pi=Bi*ks*A*P/(B*Ms*cs);
  ite=Bi*ks*A*am/(B*Ms*cs);

  /* Inicializacao do vetor temperatura da funcao tridag() */
  k=5;
  for(i=0;i<=k+1;i++)
      t[i]=0.0;
  ds=1.0/k;  /* Incremento no interior da partícula */

  /* Calculo do numero de pontos para o comprimento (L) */
  p=0;
  do
  { p=p+1;
    dL=L/p;
  } while(dL > 0.5);

  /* Calculo do incremento para o tempo adimensional (z) */
  ia=1;
  if(ite <= 0.1) dz=ite;
  else
  { do
    { ia=ia+1;
      dz=ite/ia;
    } while(dz > 0.1);
  }

  imp=ia;
  nz=(int) (Pi/dz+0.1);

  ciclo=0.0; conv1=1.0; conv2=1.0; conv3=1.0; conv4=1.0; conv5=1.0;
  r=0;
  cont=1;
  equi=0;

```

```

do
{
switch(cont)
{
case 1:
/* Condições para o aquecimento */
onda=0;
/* Temperatura de entrada do gas */
fgv[0]=1.0;
/* Valores experimentais */
for(i=0;i<=nt;i++)
{ Fg[i]=Fga[i];
  Fs[i]=Fa[i];
}
for(i=1;i<=nt;i++)
  Ee[i]=Eea[i];
break;

case 2:
/* Condições para o resfriamento */
onda=1; r=r+1;
/* Temperatura de entrada do gas */
fgv[0]=0.0;
/* Valores experimentais */
for(i=0;i<=nt;i++)
{ Fg[i]=Fgr[i];
  Fs[i]=Fr[i];
}
for(i=1;i<=nt;i++)
  Ee[i]=Eer[i];
break;
}

/* Temperaturas iniciais do solido */
if(r == 0)
{ for(i=0;i<=p;i++)
  { for(m=k;m>=0;m--)
    fv[i][m]=0.0;
  }
}
else if(esc == 1 && r != 0) /* contracorrente */
{ for(i=0;i<=p;i++)
  { for(m=k;m>=0;m--)
    temp[i][m]=fv[i][m];
  }
  for(i=0;i<=p;i++)
  { for(m=k;m>=0;m--)
    fv[i][m]=temp[p-i][m];
  }
}

/* Calculo das constantes matriciais */
b[k+1]=2.0+dL;
M=dz/(3.0*Bi*ds*ds);
c[k+1]=-dL;
u=Bi*ds*(1.0+1.0/k);
a[k]=-M*u;
b[k]=1.0+M*(1+u);

```

```

c[k]=-M;
for(m=k-1;m>=1;m--)
{ v[m]=(1.0+1.0/m)/2.0;
  w[m]=(1.0-1.0/m)/2.0;
  a[m]=-M*v[m];
  b[m]=1.0+M;
  c[m]=-M*w[m];
}
a[0]=-3*M;
b[0]=1.0+3.0*M;

/* Temperatura iniciais do gas */
for(i=1;i<=p;i++)
  fgv[i]=((2.0-dL)/(2.0+dL))*fgv[i-1]+(dL/(2.0+dL))*(fv[i-1][k]+fv[i][k]);

/* Impressao do cabecalho */
ciclo=ciclo+0.5;
if(equi>0)
{ if(onda==0) printf("\f");          printf("\n\n\n\n");
  printf("      Perfis de temperatura na saida e eficiencia\n");
  printf("      -----");
  printf("-----\n");
  printf("          z      |   fg(CN)   Fg(exp)   fs(CN)   Fs(exp)
  Ef(CN)   Ef(exp)\n");
  printf("      -----");
  printf("-----\n");
}
if(onda==0)
{ tga=fgv[p];
  Ea=(1.0-tga)/2.0;
  Ef=Ea;
}
else
{ tgr=fgv[p];
  Er=tgr/2.0;
  Ef=Er;
}

sp=0.0;

z=0.0; n=0; ic=imp;

/* Impressao no tempo zero */
if(equi>0)
{ printf("      %11.6f",z); printf("|");
  printf(" %f %f %f %f",fgv[p],Fg[0],fv[p][k],Fs[0]);
}
/* Calculo das temperaturas para etapas de tempo sucessivas */
while(n < nz)
{ if(onda==0) fgn[0]=1.0;
  else fgn[0]=0.0;
  z=z+dz; /* Incremento para o tempo */
  n=n+1;

  /* Calculo do perfil de temperatura do solido na entrada */
  d[k]=2.0*M*u*fgn[0]+(1.0-M*u)*fv[0][k]+M*fv[0][k-1];
  d[0]=3.0*M*fv[0][1]+(1.0-3.0*M)*fv[0][0];
  for(m=k-1;m>=1;m--) /* Incremento no interior da particula */

```

```

    d[m]=M*v[m]*fv[0][m+1]+(1.0-M)*fv[0][m]+M*w[m]*fv[0][m-1];

    pt=k;
    ut=0;
    tridag(pt,ut,a,b,c,d,t);
    for(m=k;m>=0;m--)
        fn[0][m]=t[m]; /* Perfil de temperatura do solido */

/* Calculo das temperturas ao longo do regenerador */
for(i=1;i<=p;i++) /* Incremento para o comprimento */
{ d[k+1]=(2.0-dL)*fgn[i-1]+dL*fn[i-1][k];
  d[k]=M*u*fgv[i]+(1.0-M-M*u)*fv[i][k]+M*fv[i][k-1];
  d[0]=3.0*M*fv[i][1]+(1.0-3*M)*fv[i][0];
  for(m=k-1;m>=1;m--) /* Incremento no interior da particula */
      d[m]=M*v[m]*fv[i][m+1]+(1-M)*fv[i][m]+M*w[m]*fv[i][m-1];

  pt=k+1;
  ut=0;
  tridag(pt,ut,a,b,c,d,t);
  fgn[i]=t[k+1]; /* Temperatura do gas */
  for(m=k;m>=0;m--)
      fn[i][m]=t[m]; /* Perfil de temperatura do solido */
}

/* Calculo das eficiencias */
if(onda==0)
{ H=2.0-tga-fgn[p];
  Ea=dz*H/(2.0*z)+dz*sp/z;
  sp=sp+(1.0-fgn[p]);
  Ef=Ea;
}
else
{ H=tgr+fgn[p];
  Er=dz*H/(2.0*z)+dz*sp/z;
  sp=sp+fgn[p];
  Ef=Er;
}

/* substituir as novas temperaturas nas velhas */
for(i=0;i<=p;i++)
{ fgv[i]=fgn[i];
  for(m=k;m>=0;m--)
      { fv[i][m]=fn[i][m];
        }
}

/* Imprimir no tempo apropriado */
if((n==ic || n==nz) && equi>0)
{ ex=n/ia;
  printf("\n      %11.6f",z); printf("\n");
  printf(" %f %f %f %f %f %f",
        fgv[p],Fg[ex],fv[p][k],Fs[ex],Ef,Ee[ex]);
  ic=ic+imp;
}
}

```



```

/* secao de impressao final */
if(equi > 0)
{ printf("\n      -----");
  printf("-----\n");
  if(onda==0) printf("      Aquecimento : %.1f ciclo. ,Eat=%f\n",ciclo,Ea);
  else printf("      Resfriamento : %.1f ciclo. ,Eat=%f, Ert=%f\n",
    ciclo,Ea,Er);
  printf("      dz=%f, dL=%f, Bi=%f, G=%f\n",dz,dL,Bi,G);
  printf("      L=%f, Pi=%f, Pi/L=%f, Eea=%f, Eer=%f\n",
    L,Pi,Pi/L,Eea[nt],Eer[nt]);
  printf("      Eem=%f, tgi=%f, tsi=%f\n",(Eea[nt]+Eer[nt])/2.,tgi,tsi);
}
if(onda==1)
{ va[r]=fgv[1]; vb[r]=fgv[p/4]; vc[r]=fgv[p/2]; vd[r]=fgv[3*p/4];
  ve[r]=fgv[p];
}
if(ciclo>1.75)
{ conv1=fabs(va[r]-va[r-1]); conv2=fabs(vb[r]-vb[r-1]);
  conv3=fabs(vc[r]-vc[r-1]); conv4=fabs(vd[r]-vd[r-1]);
  conv5=fabs(ve[r]-ve[r-1]);
}
if(conv1<=0.0001 && conv2<=0.0001 && conv3<=0.0001 && conv4<=0.0001
  && conv5<=0.0001) equi= equi+1;

if(onda==0) cont=2;
else cont=1;
} while(equi != 3);
}

void tridag(pt,ut,a,b,c,d,t)
int pt,ut;
float a[7],b[7],c[7],d[7],t[7];
{ float beta[7], gama[7];
  int j;

  /* Calcular valores beta e gama */
  beta[pt]=b[pt];
  gama[pt]=d[pt]/beta[pt];
  for(j=pt-1;j>=0;j--)
  { beta[j]=b[j]-a[j]*c[j+1]/beta[j+1];
    gama[j]=(d[j]-a[j]*gama[j+1])/beta[j];
  }

  /* Calcular o vetor solucao */
  t[ut]=gama[ut];
  for(j=1;j<=pt;j++)
  t[j]=gama[j]-c[j]*t[j-1]/beta[j];
}

```

## APÊNDICE H

PROGRAMA PARA O MÉTODO DA MINIMIZAÇÃO DA  
DIFERENÇA DAS TEMPERATURAS DO SÓLIDO

```

/* COEFCEN2.C: PROGRAMA PARA O MÉTODO DA MINIMIZAÇÃO DA DIFERENÇA  */
/* DAS TEMPERATURAS DO SÓLIDO                                     */

#include "math.h"
#include "stdio.h"
void spline();
float splint();
void rtbis();
void mcintr();
float intra();

char arq[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;
float L,Pi,x1,x2,dz;
int nt,esc,per,mt,pon;

main()
( FILE *fp1;
  char arq1[15];
  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;

  printf("\n\n   Escoamento [ 1:cc, 2:un ]           : "); scanf("%d",&esc);
  printf("\n\n   Arquivo [experimental p/ ler]         : "); scanf("%s",arq1);
  printf("\n\n   Arquivo [dados de saida]             : "); scanf("%s",arq);
  printf("\n\n   1:glass, 2:aco, 3:vidro, 4:chumbo    : "); scanf("%d",&mt);
  printf("\n\n   x1 [Biot maximo]                     : "); scanf("%f",&x1);
  printf("\n\n   x2 [Biot minimo]                     : "); scanf("%f",&x2);
  printf("\n\n   iteracao [1:aquec, 2:resfr.]         : "); scanf("%d",&per);
  printf("\n\n   ponto [1:s=0, 2:0.5, 3:1]           : "); scanf("%d",&pon);

  cg=1008.0;
  if(mt==1) { dp=0.0153; dso=2514.; cs=833.; e=0.451; ks=1.06; }
  else if(mt==2) { dp=0.00635; dso=7841.; cs=460.; e=0.398; ks=52.; }
  else if(mt==3) { dp=0.0038; dso=2464.; cs=833.; e=0.372; ks=1.06; }
  else { dp=0.0088; dso=11200.; cs=125.6; e=0.410; ks=34.58; }

  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%f%f",&am,&G,&P,&tsi,&tgi);
  nt=(int)(P/am+0.1);
  for(i=0;i<=nt;i++)
  { fscanf(fp1,"%f%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]; tga1[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();
}

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

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

    if(ypl > 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=150;
  fmidl=intra(x2);
  f1=intra(x1);

```

```

if(f1*fmid1 >= 0.)
{ printf(" Escolha outro intervalo\n");
  exit(0);
}
if(f1 < 0)
{ rtb=x1;
  dx=x2-x1;
}
else
{ rtb=x2;
  dx=x1-x2;
}
for(it=1;it<=itmax;it++)
{ dx=dx*0.5;
  xmid=rtb+dx;
  fmid1=intra(xmid);
  if(fmid1 <= 0.0) rtb=xmid;
  if(fabs(dx) <= 0.0001 || fabs(fmid1) <= 0.0001)
  { fp=fopen(arq,"wt");
    if(per==1) fprintf(fp," AQUECIMENTO");
    else fprintf(fp," RESFRIAMENTO");
    if(mt==1) fprintf(fp," VIDRO, dp=0.0153m\n");
    else fprintf(fp," CHUMBO, dp=0.0088m\n");
    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",
      xmid,xmid*ks/B,tsi,tgi);
    fclose(fp);
    break;
  }
}
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*0.188/(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,tsa5[0],Bi,np);
else mcintr(Fgri,zi,tsr5[0],Bi,np);

som=0.;

if(per==1)
{ for(i=1;i<=nt;i++)
  som=som+tsa5[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],tsa5[i],tst[ni*i]);
}
else
{ for(i=1;i<=nt;i++)
  som = som+tsr5[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],tsr5[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[4][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=3;

/* 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;
}
}

```



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANDRADE, L. A., Transferência de Calor Transiente em Processos de Borbulhamento, Tese M.Sc., COPPE/UFRJ, 1972.

ANDRADE, L. A., Transferência de Calor em Bolhas Superaquecidas, Tese D.Sc., COPPE/UFRJ, 1985.

BANSAL, N. P. and DOREMUS, R. H., Handbook of Glass Properties, ACADEMIC PRESS, INC, New York, pp. 34-35, 1986

BACLIC, B. S., Misinterpretations of the Diabatic Regenerator Performances, Int. J. Heat Mass Transfer, vol.31, pp. 1605-1611, 1988.

BIRD, R. B., STEWART, W. E. and LIGHTFOOT, E. N., Transport Phenomena, John Wiley & Sons, 1960.

CARNAHAN, B., LUTHER, H. A. and WILKES, J. O., Applied Numerical Methods, John Wiley & Sons, chap. 7, 1969.

CHURCHIL, R. V., Operational Mathematics, McGraw-Hill Book Company, Second Edition, Tokyo, 1958.

DUDUKOVIC, M. P. and RAMACHANDRAN, P. A., Quick Design and Evaluation of Heat Regenerators, Chemical Engineering, June 10, pp. 63-72, 1985.

DUDUKOVIC, M. P. and RAMACHANDRAN, P. A., Evaluation of Thermal Efficiency for Heat Regenerators in Periodic Operation by Approximate Methods, Chemical Engineering Science, vol. 40, No. 9, pp. 1629-1639, 1985.

GUPTA, S. N., CHAUDE, R. B. and UPADHYAY, S. N., Fluid-particle Heat Transfer in Fixed and Fluidized Beds, Chemical Engineering Science, vol. 29, pp. 839 - 843, 1974.

HACKENBERG, C. M., On the Unsteady Resistance of the Spherical Submerged Bodies, Ph. D. Thesis, University of Florida, 1969.

HANDLEY, B. and HEGGS, P. J., Momentum and Heat Transfer Mechanisms in Regular Shaped Packings, Trans. Instn. Chem. Engrs., vol. 46, T251-T263, 1968.

HANDLEY, B. and HEGGS, P. J., The Effect of Thermal Conductivity of the Packing Material on Transiente Heat Transfer in a Fixed Bed, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 12, pp. 549-570, 1969.

HARGRAVES, J.C., HARNESS, J. B. and BURNS, A., A Review of Some Experimental Investigations on Regenerators, The Institution of Chemical Engineers Symposium Séries, No. 86, Oxford: Pergamon, pp. 473-490, 1984.

HEGGS, P. J. and BURNS, D., Single-Blow Experimental Prediction of Heat Transfer Coefficients, A Comparison of Four Commonly used Techniques, Experimental Thermal and Fluid Science, 1:243-251, 1988.

HEGGS, P. J. and FOUMENY, E. A., Pediction of Heat Transfer Coefficients from Cyclic Regenerators and Single Shot Packed Bed Data, The Institution of Chemical Engineers Symposium Séries, No. 86, Oxford: Pergamon, pp. 501-512, 1984.

HEGGS, P. J. and HOLLINS, S. J., Development of an Apparatus to Investigate the Thermal Characteristics of Regenerators, The Institution of Chemical Engineers Symposium Séries, No. 86, Oxford: Pergamon, pp. 491-500, 1984.

HEGGS, P. J. and FOUMENY, E. A., Thermal Performance of Diabatic Cyclic Regenerators, Numerical Heat Transfer, vol. 9, pp. 183-199, 1986

HEGGS, P. J. and CARPENTER, K. J., Prediction of a Dividing Line between Conduction and Convection Effects in Regenerator Design, Trans. IChemE., vol. 56, pp. 86-90, 1978.

ILIFFE, C. E., Thermal Analysis of the Contra-Flow Regenerative Exchanger, Proc. Inst. Mec. Engnrs. 159, pp. 363-371, 1948.

JAKOB, M., Heat Transfer, vol. 2, cap. 35, Wiley, New York, 1957.

LARSEN, F. W., Rapid Calculation of Temperature in a Regenerative Heat Exchanger Having Arbitrary Initial Solid and Entering Fluid Temperatures, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 10, pp. 149-168, 1967.

LEVENSPIEL, O., Design of Long Heat Regenerators by Use of the Dispersion Model, Chemical Engineering Science, vol. 38, No. 12, pp. 2035-2045, 1983.

LUPORINI, S., Modelagem e Simulação de Regeneradores de Calor, Tese de Mestrado, UNICAMP, 1990.

MARTINS, M. I., Monitoramento e Controle de Processos Químicos por Microcomputador, Tese de Mestrado, UNICAMP, 1992.

PERRY, R. H. and CHILTON, C. H., Chemical Engineers' Handbook, McGraw-Hill International Book Company, fifth edition, 1973.

PRESS, W. H., FLANNERY, B. P., TEUKOLSKY, S. A. and VETTERLING, W. T., Numerical Recipes, Cambridge University Press, 1988.

ROHSENOV, W., HARTNETT, J. P. and GANIC', E.N., Handbook of Heat Transfer Application, McGRAW-HILL BOOK COMPANY, second edition, cap. 4 e 6, 1985.

SEBORG, D. E. et al, Process Dynamics and Control, John Wiley & Sons, New York, 1989.

WELTY, J. R., WICKS, C. E. and WILSON, R. E., Fundamentals of Momentum, Heat, and Mass Transfer, John Wiley & Sons, third edition, 1984.

WILLMOTT, A. J., Digital Computer Simulation of a Thermal Regenerator, Int.J. heat Mass Transfer, vol. 7, pp. 1291-1302, 1964.

WILLMOTT, A. J., The Regenerative Heat Exchanger Computer Representation, Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 12, pp. 997-1014, 1969.

## NOMENCLATURA

$A$  = área superficial/volume do leito ( $\text{m}^{-1}$ ), para leito fixo de esferas é igual a  $3(1-\varepsilon)/B$

$\Delta t$  = intervalo de amostragem (s)

$b$  = constante,  $= \alpha \pi^2 / (3Bi)$

$B$  = raio da partícula (m)

$Bi$  = número de Biot,  $= hB/k_s$

$c$  = calor específico médio ( $\text{J/kgK}$ )

$d_p$  = diâmetro das partículas do recheio (m)

$F$  = Temperatura normalizada no interior da partícula, equação (4.73)

$F_g$  = Temperatura normalizada do gás, equação (4.72)

$F_s$  = Temperatura normalizada da superfície da partícula, equação (4.74)

$G$  = fluxo mássico do ar ( $\text{kg/m}^2\text{s}$ )

$h$  = coeficiente de transferência de calor convectivo ( $\text{W/m}^2\text{K}$ )

$j_h$  = fator  $j$  de Colburn para transferência de calor,  $= St Pr^{2/3}$

$k$  = condutividade térmica ( $\text{W/mK}$ )

$L$  = distância adimensional a partir da entrada do leito,  $= hAy/(Gc_g)$

$M$  = constante,  $= \Delta z / (3Bi\Delta s^2)$

$Max$  = número de dígitos máximo

$Min$  = número de dígitos mínimo

$M_s$  = densidade do leito,  $= \rho_s(1-\varepsilon)$ , ( $\text{kg/m}^3$ )

$Nu$  = número de Nusselt para a partícula,  $= hd_p/k_g$

$m$  = vazão mássica ( $\text{kg/s}$ )

$P$  = período (s)

$Pr$  = número de Prandtl,  $= c_g\mu/k_g$

$Q$  = calor transferido no tempo  $t$

$Re$  = número de Reynolds,  $= d_pG/\mu$

$R$  = resíduo, equação (5.7)

$R_R$  = raio do regenerador (m)

$Re_m$  = número de Reynolds modificado,  $= 2Gd_p/[3\mu(1-\varepsilon)]$

$S$  = área superficial ( $\text{m}^2$ )

$s$  = raio adimensional ( $r/B$ )

$St$  = número de Stanton,  $= h/(Gc_g)$

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

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

$T_{max}$  = temperatura máxima ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{min}$  = temperatura mínima ( $^{\circ}\text{C}$ )

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

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

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

$T_{g,1}$  = temperatura do gás na entrada do leito, no período de aquecimento ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t$  = tempo (s)

$U$  = fator de utilização,  $= \Pi/\Lambda$

$v$  = volume, ( $\text{m}^3$ )

$V$  = volume do leito ( $\text{m}^3$ )

$V_F$  = valor filtrado

$V_R$  = raio do regenerador ( $\text{m}^3$ )

$y$  = distância axial a partir da entrada do leito (m)

$Y$  = comprimento do leito (m)

$z$  = tempo adimensional,  $= hAt/(M_s c_s)$

## LETRAS GREGAS

$\alpha$  = constante,  $= 1/(1+\lambda)$

$\Delta$  = incremento

$\varepsilon$  = fração de vazios

$\eta$  = eficiência térmica

$\eta_o$  = eficiência térmica global

$\vartheta$  = velocidade do gás (m/s)

$\lambda$  = constante,  $= 2/Bi$

$\Lambda$  = comprimento reduzido,  $= hAL/(Gc_g)$

$\mu$  = viscosidade do gás (kg/ms)

$\Pi$  = período reduzido,  $= hAP/(M_s c_s)$

$\theta$  = temperatura adimensional do interior da partícula, para a solução analítica, equação (4.43)

$\theta_g$  = temperatura adimensional do gás, para a solução analítica, equação (4.42)

$\theta_s$  = temperatura adimensional da superfície da partícula, para a solução analítica, equação (4.44)

$\rho$  = densidade ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

## SUBSCRITOS

$a$  = aquecimento

$ad$  = adiabático

$e$  = experimental

$GR$  = gráfico de Heggs & Hollins, figura 2.2

$g$  = gás

$i$  = instante inicial

$m$  = médio

$na$  = não adiabático

$o$  = início do período

$PT$  = correlações do presente trabalho, equações: (6.9), (6.10) e (6.15)

$r$  = resfriamento

$s$  = sólido

$ss$  = correlação de Handley & Heggs, equação (6.6)

$t$  = teórica

$y$  = direção axial

1 = entrada

2 = saída

$\infty$  = vizinhanças

## SUPER-ESCRITOS

— = média no tempo e espaço