

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA  
TESE DEFENDIDA POR PAULO CESAR  
MIORALLI..... E APROVADA  
PELA COMISSÃO JULGADORA EM 18 / 02 / 2009  
mpl mfm Ganz.  
.....  
ORIENTADOR

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

# **Transferência de Calor em um Regenerador Rotativo com Perda de Carga Estabelecida nos Dutos da Matriz**

Autor: **Paulo Cesar Mioralli**  
Orientador: **Marcelo Moreira Ganzarolli**

20/2009

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

# **Transferência de Calor em um Regenerador Rotativo com Perda de Carga Estabelecida nos Dutos da Matriz**

Autor: **Paulo Cesar Mioralli**  
Orientador: **Marcelo Moreira Ganzarolli**

Curso: Engenharia Mecânica  
Área de Concentração: Térmica e Fluidos

Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2009  
S.P. – Brasil

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

M669t Mioralli, Paulo Cesar  
Transferência de calor em um regenerador rotativo  
com perda de carga estabelecida nos dutos da matriz /  
Paulo Cesar Mioralli. --Campinas, SP: [s.n.], 2009.

Orientador: Marcelo Moreira Ganzarolli.  
Tese de Doutorado - Universidade Estadual de  
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Calor - Transmissão. 2. Energia - Transferência. 3.  
Permutadores térmicos. I. Ganzarolli, Marcelo Moreira.  
II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de  
Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em Inglês: Heat transfer in a rotary regenerator with fixed pressure drop

Palavras-chave em Inglês: Heat transfer, Energy transfer, Heat exchangers

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Titulação: Doutor em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: Genésio José Menon, Ricardo Alan Verdú Ramos, Carlos  
Alberto Carrasco Altemani, Luiz Fernando Milanez

Data da defesa: 18/02/2009

Programa de Pós Graduação: Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

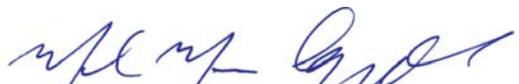
**TESE DE DOUTORADO**

**Transferência de Calor em um Regenerador  
Rotativo com Perda de Carga Estabelecida nos  
Dutos da Matriz**

Autor: **Paulo Cesar Mioralli**

Orientador: **Marcelo Moreira Ganzarolli**

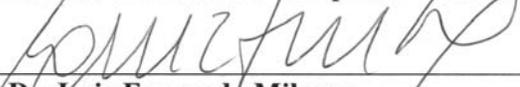
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Tese:

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli, Presidente**  
**Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Genésio José Menon**  
**Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Ricardo Alan Verdú Ramos**  
**Universidade Estadual Paulista – UNESP/FEIS**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Carlos Alberto Carrasco Altemani**  
**Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP**

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Luiz Fernando Milanez**  
**Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP**

Campinas, 18 de fevereiro de 2009.

## Dedicatória

Diversas foram as adversidades...

Muitos foram os desafios...

Alguns obstáculos pareciam intransponíveis.

Muitas vezes nos sentimos só, e, assim, o estivemos...

A sinuosidade e as esparrelas do caminho quiseram nos esmorecer, porém, a gana e a obstinação foram mais fortes, impedindo a desistência do percurso.

Agora a sensação do dever cumprido se faz presente e podemos constatar que as noites de sono perdidas, o cansaço mental adquirido, a ansiedade em querer fazer e o receio de muitas vezes não o conseguir não foram em vão.

E como sobreviventes de uma batalha, hoje nos sentimos mais hábeis e autoconfiantes, com coragem suficiente para trilhar novos caminhos e enfrentar os percalços adiante.

Caminhar é para sempre. E as marcas efetivas que deixamos pelo caminho não são apagadas pelo tempo.

Como disse *Antoine de Saint-Exupéry* em sua obra prima “*O Pequeno Príncipe*”:

“Foi o tempo que perdeste com tua rosa que fez tua rosa tão importante.”

Este trabalho é dedicado a todos que buscam atingir um objetivo sério e que, perante todos os reveses e a exaustão, perseveraram até o final da jornada.

## **Agradecimentos**

A Deus, ser onisciente que por teus mistérios nos torna seres mais curiosos e vivazes.

A meus pais, concretude de ato educativo permanente, cuja trajetória de vida marcou a ética de meus passos. Mostraram-me que a educação não tem tempo nem espaço, que se faz no fluir da vida. É a base sob a qual me faço ser e com a qual aprendi que fundamentos são perenes se a lição é sólida e permanente.

À minha irmã Milena pelo auxílio incessante e incondicional na remoção dos obstáculos da vida.

À minha querida Josi, anjo que me guia na senda da moral e me estimula de forma constante em busca de vitórias.

Ao meu orientador Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli pelos ensinamentos, dedicação e por ter me conduzido com a calma necessária para me ajudar a transpor as dificuldades encontradas na realização deste trabalho.

Aos bravos companheiros de estrada pelas boas conversas, risadas e partilhas.

À CAPES pelo apoio financeiro.

*Há um tempo de plantar e um tempo de colher.  
O problema é que a maioria tem pressa de  
colher e não tem paciência de plantar.*

## Resumo

MIORALLI, Paulo Cesar, *Transferência de Calor em um Regenerador Rotativo com Perda de Carga Estabelecida nos Dutos da Matriz*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2009. 205p. Tese (Doutorado).

O processo de transferência de calor em um regenerador rotativo foi analisado a partir de valores estabelecidos para a perda de carga nos canais da matriz. A troca térmica no equipamento foi maximizada através da obtenção de um valor ótimo de porosidade para esta perda de carga fixada. Os dutos da matriz foram admitidos triangulares equiláteros. Um programa computacional foi confeccionado para a simulação do regenerador, no qual a velocidade dos fluidos e o coeficiente de transferência de calor foram obtidos através de correlações levando em consideração a região de entrada dos dutos. Estes resultados foram utilizados para a obtenção do calor transferido no regenerador através de uma resolução numérica. A influência do bloqueio parcial do escoamento nos canais da matriz, causado por parte da estrutura do equipamento, e os efeitos dos vazamentos sobre o calor transferido, devido às folgas de trabalho do regenerador, também foram investigados. Uma análise de escala foi efetuada e expressões para a estimativa da porosidade ótima e do calor máximo transferido no equipamento foram obtidas. Baseado nesta análise, parâmetros adimensionais foram introduzidos e foi verificado que a análise de escala é capaz de prever a ordem de grandeza da porosidade ótima e o correspondente calor máximo transferido. Por fim, uma formulação adimensional para o problema foi apresentada e a influência da rotação da matriz sobre o calor transferido no regenerador foi analisada.

*Palavras Chave:* regenerador rotativo, trocador de calor, simulação numérica, transferência de calor.

## **Abstract**

MIORALLI, Paulo Cesar, *Heat Transfer in a Rotary Regenerator with Fixed Pressure Drop*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2009. 205p. Tese (Doutorado).

Heat transfer from a rotary regenerator subject to constant pressure drop constraints was examined. The optimal porosity and the corresponding maximum heat transfer were obtained considering smooth and equilateral triangular matrix ducts. The fluid flow and the heat transfer coefficient were obtained from correlations taking into account the matrix ducts entrance region. These results were used as inputs to a numerical solution employed to evaluate the regenerator thermal performance. The influence of flow partial blockage, caused by part of the equipment structure, and the effects of seal leakage on the heat transfer were also investigated. A scale analysis was conducted and equations to assess the optimal porosity and the maximum heat transfer were obtained. Based on this analysis, dimensionless parameters were introduced and it was verified that the scale analysis properly predicts the order of magnitude of the optimal porosity and the maximum heat transfer. Finally, a dimensionless formulation was suggested and the influence of matrix rotational speed was analyzed.

*Key Words:* rotary regenerator, heat exchanger, numerical simulation, heat transfer.

## Índice

Lista de Figuras .....	xii
Lista de Tabelas .....	xvi
Nomenclatura .....	xviii

### Capítulos

1. Introdução.....	01
2. Revisão da Literatura .....	05
2.1. Breve Histórico .....	05
2.2. Pesquisas Recentes sobre o Regenerador Rotativo .....	08
2.3. Pesquisas sobre Geometrias dos Canais da Matriz.....	19
2.4. O Presente Trabalho .....	25
3. O Regenerador de Ljungström .....	27
3.1. Características Geométricas.....	30
3.2. Método Efetividade-NUT para o Regenerador.....	33
3.3. Região de Bloqueio de Fluxo .....	37
3.4. Vazamentos.....	40
4. Método de Resolução .....	49
4.1. Expressões para Fator de Atrito e Número de Nusselt.....	49
4.1.1. Análise Hidrodinâmica.....	49
4.1.2. Análise Térmica .....	53
4.2. Resolução Numérica.....	59
4.2.1. Modelagem Matemática.....	59
4.2.2. Condições de Contorno .....	61

4.2.3. Método Numérico.....	63
4.3. O Programa Computacional.....	66
4.4. Adimensionalização do Problema .....	71
4.4.1. Equações Diferenciais Adimensionais de Energia.....	72
4.4.2. Condições de Contorno Adimensionais .....	76
4.4.3. Obtenção dos Parâmetros $C_{f_{ouq}}^*$ e $NUT_{f_{ouq}}$ .....	77
4.4.4. Adimensionalização da Capacidade Térmica e do Calor Transferido .....	82
5. Análise de Escala .....	87
5.1. Escala para o Regime Laminar de Escoamento.....	91
5.2. Escala para o Regime Turbulento de Escoamento.....	95
5.3. Síntese das Expressões Obtidas na Análise de Escala.....	99
6. Resultados e Discussões.....	103
6.1. Simulação de Casos Típicos .....	103
6.2. Verificação das Leis de Potência Previstas pela Análise de Escala .....	111
6.3. Diagramas com Curvas de Valores Ótimos.....	114
6.4. Influência do Bloqueio .....	116
6.5. Influência dos Vazamentos pelas Folgas.....	119
6.6. Resultados Adimensionais.....	123
6.7. Análise da Influência da Rotação .....	126
7. Conclusões .....	133
Referências Bibliográficas .....	137

## **Apêndices**

A. Estimativas para as Regiões de Bloqueio.....	153
A.1. Estimativa da Região de Bloqueio de Fluxo.....	153
A.2. Estimativa do Bloqueio na Área de Vazamento Axial .....	156
B. Obtenção de Expressões Polinomiais.....	159
B.1. Correlação para o Coeficiente $K$ de Queda de Pressão em Escoamento Turbulento..	159
B.2. Correlação para o Número de Nusselt Laminar em Canal Triangular.....	161

C. Obtenção das Equações de Conservação de Energia .....	163
C.1. Equação da Conservação de Energia para o Gás .....	163
C.2. Equação da Conservação de Energia para a Matriz.....	165
D. Discretização das Equações de Conservação de Energia.....	167
D.1. Discretização para os Pontos Internos da Malha Computacional.....	168
D.1.1. Equação de Energia do Gás.....	168
D.1.2. Equação de Energia da Matriz.....	170
D.2. Discretização para as Fronteiras da Malha Computacional.....	172
D.2.1. Equação de Energia do Gás com Condições de Contorno .....	172
D.2.2. Equação de Energia da Matriz com Condições de Contorno .....	174
E. Método para Resolução de Matrizes Tridiagonais (TDMA).....	177
F. Obtenção das Propriedades .....	181

## Lista de Figuras

### Capítulo 2

2.1. Fredrik Ljungström: inventor do regenerador rotativo .....	06
---	----

### Capítulo 3

3.1. Esquema de funcionamento de um regenerador rotativo .....	28
3.2. Algumas superfícies típicas de troca térmica utilizadas no regenerador rotativo .....	29
3.3. Perfis de canais formados a partir da sobreposição de superfícies de troca térmica.....	29
3.4. Regenerador rotativo com os canais formados pela matriz.....	31
3.5. Ilustração da região de bloqueio de fluxo .....	38
3.6. Acompanhamento de um canal durante uma revolução da matriz.....	39
3.7. Folgas dos vazamentos do regenerador.....	40
(a) Vista frontal: folga axial.....	40
(b) Vista lateral em perspectiva: folga radial.....	40
3.8. Vazões e vazamentos no regenerador .....	41
3.9. Temperaturas no regenerador.....	45

### Capítulo 4

4.1. Esquema do regenerador rotativo para aplicação das condições de contorno .....	62
4.2. Esquema das malhas espaciais para o gás e para a matriz .....	64
4.3. Vazões, vazamentos e temperaturas no regenerador.....	68
4.4. Diagrama ilustrativo com as etapas do programa computacional.....	69
4.5. Faixa estimada para os valores de $Be$ em função de $(e/L)$ .....	85

## Capítulo 6

6.1. Calor total transferido em função da porosidade ( $q$ versus $\sigma$ ) para o regenerador simulado no <i>Caso 1</i> da Tabela 6.1 .....	105
6.2. Calor total transferido em função da porosidade na forma adimensional ( $q^*$ versus $\sigma^*$ ) para o regenerador simulado no <i>Caso 1</i> da Tabela 6.1 .....	106
(a) ambas as correntes em regime laminar.....	106
(b) ambas as correntes em regime turbulento .....	106
6.3. Calor total transferido em função da porosidade ( $q$ versus $\sigma$ ) para o regenerador simulado no <i>Caso 2</i> da Tabela 6.1 .....	107
6.4. Calor total transferido em função da porosidade na forma adimensional ( $q^*$ versus $\sigma^*$ ) para o regenerador simulado no <i>Caso 2</i> da Tabela 6.1 .....	108
(a) ambas as correntes em regime laminar.....	108
(b) ambas as correntes em regime turbulento .....	108
6.5. Calor total transferido em função da porosidade ( $q$ versus $\sigma$ ) para o regenerador simulado no <i>Caso 3</i> da Tabela 6.1 .....	109
6.6. Calor total transferido em função da porosidade na forma adimensional ( $q^*$ versus $\sigma^*$ ) para o regenerador simulado no <i>Caso 3</i> da Tabela 6.1 .....	110
(a) ambas as correntes em regime laminar.....	110
(b) ambas as correntes em regime turbulento .....	110
6.7. Comparação entre a análise de escala e o método numérico para a porosidade ótima... ..	112
(a) regime laminar ( <i>Caso 1</i> ).....	112
(b) regime turbulento ( <i>Caso 3</i> ) .....	112
6.8. Comparação entre a análise de escala e o método numérico para o calor máximo transferido .....	113
(a) regime laminar ( <i>Caso 1</i> ).....	113
(b) regime turbulento ( <i>Caso 3</i> ) .....	113
6.9. Diagrama da capacidade térmica da corrente fria em função da perda de carga para o regenerador do <i>Caso 1</i> da Tabela 6.1 com ambas as correntes em regime laminar .....	115

6.10. Diagrama da capacidade térmica da corrente fria em função da perda de carga para o regenerador do <i>Caso 3</i> da Tabela 6.1 com ambas as correntes em regime turbulento ...	115
6.11. Diagrama da capacidade térmica da corrente fria em função da perda de carga para o regenerador do <i>Caso 2</i> da Tabela 6.1 com vazamentos nulos .....	119
(a) ambas as correntes em regime laminar.....	119
(b) ambas as correntes em regime turbulento .....	119
6.12. Diagrama da capacidade térmica de entrada da corrente fria em função da perda de carga para o regenerador do <i>Caso 2</i> da Tabela 6.1 .....	123
(a) ambas as correntes em regime laminar.....	123
(b) ambas as correntes em regime turbulento .....	123
6.13. Calor total transferido no regenerador de médio porte correspondente ao caso simulado com os parâmetros mostrados na Tabela 6.6: $q^+$ versus $\sigma$ .....	124
6.14. Diagrama da capacidade térmica $C^+$ em função do número de Bejan $Be$ para o caso adimensional da Tabela 6.6 quando ambas as correntes estão em regime laminar .....	125
6.15. Diagrama da capacidade térmica $C^+$ em função do número de Bejan $Be$ para o caso adimensional da Tabela 6.6 quando ambas as correntes estão em regime turbulento..	126
6.16. Análise do efeito da rotação da matriz para o caso simulado com os parâmetros da Tabela 6.6.....	128
(a) $q^+$ versus $(l/Fo_g)$ .....	128
(b) $(t_{res}/t_0)$ versus $(l/Fo_g)$ .....	128
6.17. Análise do efeito da rotação da matriz para o caso simulado com os parâmetros da Tabela 6.7.....	130
(a) $q^+$ versus $(l/Fo_g)$ .....	130
(b) $(t_{res}/t_0)$ versus $(l/Fo_g)$ .....	130
6.18. Análise do efeito da rotação da matriz para o caso simulado com os parâmetros da Tabela 6.8.....	131
(a) $q^+$ versus $(l/Fo_g)$ .....	131
(b) $(t_{res}/t_0)$ versus $(l/Fo_g)$ .....	131

## **Apêndice A**

A.1. Regenerador.....	153
(a) Características geométricas do regenerador da Replan.....	153
(b) Bloqueio .....	153
A.2. Ilustração para a estimativa do tamanho do bloqueio .....	154
A.3. Bloqueio na folga axial de vazamento .....	156

## **Apêndice B**

B.1. Linha de tendência traçada sobre os pontos $K$ versus $L_A$ obtidos por Zhi-qing (1982)	160
B.2. Linha de tendência sobre os pontos $Nu_m$ versus $(l/L_B)$ obtidos por Wibulswas (1966)	162

## **Apêndice C**

C.1. Volume de controle para a obtenção da equação da energia do gás .....	163
C.2. Elemento infinitesimal para a obtenção da equação da energia da matriz .....	165

## **Apêndice D**

D.1. Esquema do método de discretização de volumes de controle finitos .....	167
D.2. Fronteiras da malha computacional para o gás e para a matriz.....	172

## **Apêndice E**

E.1. Malha computacional.....	178
-------------------------------	-----

## Lista de Tabelas

### Capítulo 4

- 4.1. Comparação entre resultados obtidos pelas correlações e pelo *PHOENICS* ..... 58
- 4.2. Testes de malha para um regenerador rotativo de médio porte com escoamento laminar e perda de carga de 100 Pa estabelecida nos canais da matriz ..... 71

### Capítulo 6

- 6.1. Dados geométricos e condições operacionais típicas para a simulação do regenerador. 104
- 6.2. Influência do bloqueio: Resultados ótimos obtidos para o regenerador simulado no *Caso 2* da Tabela 6.1 quando ambas as corrente estão em regime laminar ..... 118
- 6.3. Influência do bloqueio: Resultados ótimos obtidos para o regenerador simulado no *Caso 2* da Tabela 6.1 quando ambas as corrente estão em regime turbulento ..... 118
- 6.4. Influência dos vazamentos pelas folgas: Resultados ótimos obtidos para o regenerador simulado no *Caso 2* da Tabela 6.1 quando ambas as corrente estão em regime laminar 121
- 6.5. Influência dos vazamentos pelas folgas: Resultados ótimos obtidos para o regenerador simulado no *Caso 2* da Tabela 6.1 quando ambas as corrente estão em regime turbulento.. ..... 122
- 6.6. Parâmetros utilizados para a simulação do regenerador do *Caso 2* da Tabela 6.1 em termos adimensionais ..... 124
- 6.7. Parâmetros utilizados para a simulação do regenerador do *Caso 1* da Tabela 6.1 em termos adimensionais ..... 129
- 6.8. Parâmetros utilizados para a simulação do regenerador do *Caso 3* da Tabela 6.1 em termos adimensionais ..... 130

## **Apêndice B**

- B.1. Variação de  $L_A$  com  $K$  apresentada por Zhi-qing (1982) para escoamento turbulento em duto circular liso..... 159
- B.2. Variação de  $(l/L_B)$  com  $Nu_m$  apresentada por Wibulswas (1966) para escoamento laminar em duto triangular equilátero com temperatura de superfície constante ..... 161

## **Apêndice F**

- F.1. Propriedades dos materiais da matriz utilizados nas simulações do regenerador..... 183

## Nomenclatura

### *Letras Latinas*

$a$	- largura da folga radial de vazamento	[m]
$b$	- largura da folga axial de vazamento	[m]
$A$	- área efetiva de seção transversal de um canal do regenerador	[m <sup>2</sup> ]
$A_m$	- área de seção transversal da matriz em um canal do regenerador	[m <sup>2</sup> ]
$A_T$	- área total de seção transversal de um canal do regenerador	[m <sup>2</sup> ]
$A_{tr}$	- área de troca térmica de um trocador de calor	[m <sup>2</sup> ]
$A_{vaz}$	- área da seção transversal das folgas de vazamentos	[m <sup>2</sup> ]
$Be$	- número de Bejan	
$C$	- capacidade térmica do fluido	[W/K]
$C_{min}$	- menor capacidade térmica entre os fluidos	[W/K]
$C_{max}$	- maior capacidade térmica entre os fluidos	[W/K]
$C^*$	- razão entre $C_{min}$ e $C_{max}$	
$C_r$	- capacidade térmica da matriz	[W/K]
$C_r^*$	- razão entre $C_r$ e $C_{min}$	
$C^+$	- capacidade térmica adimensional	
$C_d$	- coeficiente de descarga	
$c_p$	- calor específico do fluido à pressão constante	[J/kgK]

$c_v$	- calor específico do fluido a volume constante	[J/kgK]
$c_m$	- calor específico do material da matriz	[J/kgK]
$D_e$	- diâmetro equivalente	[m]
$D_h$	- diâmetro hidráulico dos canais da matriz do regenerador	[m]
$e_i$	- energia no volume de controle	[J]
$e$	- espessura das chapas de troca térmica da matriz do regenerador	[m]
$f$	- fator de atrito de Fanning	
$f_{ap}$	- fator de atrito aparente	
$Fo$	- número de Fourier	
$g$	- aceleração da gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
$h$	- coeficiente convectivo de transferência de calor	[W/m <sup>2</sup> K]
$h_i$	- propriedade termodinâmica entalpia	[J/kg]
$i$	- energia interna	[J]
$k$	- condutividade térmica	[W/mK]
$K$	- coeficiente de queda de pressão para os efeitos de entrada do escoamento	
$L$	- comprimento dos canais da matriz do regenerador	[m]
$L_H$	- comprimento de entrada hidrodinâmico	[m]
$L_T$	- comprimento de entrada térmico	[m]
$\dot{m}$	- vazão mássica do fluido	[kg/s]
$m_m$	- massa da matriz do regenerador	[kg]
$n$	- rotação da matriz do regenerador	[rpm]
$Nu$	- número de Nusselt	
$NUT$	- número de unidades de transferência	
$p$	- pressão	[Pa]
$P$	- perímetro das chapas que compõem a matriz do regenerador	[m]
$Pr$	- número de Prandtl	

$\dot{Q}$	- taxa de calor transferido no volume de controle de um canal da matriz	[W]
$q$	- calor transferido no regenerador	[W]
$q_{max}$	- máxima quantidade possível de calor transferido no regenerador	[W]
$q^+$	- calor transferido no regenerador adimensional	
$R$	- constante de gás perfeito	[Nm/kgK]
$Re_{D_h}$	- número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico do canal	
$R_e$	- raio externo da matriz do regenerador	[m]
$R_i$	- raio interno da matriz do regenerador	[m]
$r_h$	- raio hidráulico	[m]
$St$	- número de Stanton	
$T$	- temperatura	[K]
$t$	- tempo	[s]
$t^*$	- tempo adimensional	
$t_f$	- tempo total referente ao período frio	[s]
$t_q$	- tempo total referente ao período quente	[s]
$t_i$	- instante de tempo determinado ao longo de um período	[s]
$t_0$	- tempo para uma revolução da matriz do regenerador	[s]
$t_{res}$	- tempo de residência do gás na matriz	[s]
$U$	- coeficiente global de transferência de calor	[W/m <sup>2</sup> K]
$u$	- velocidade do fluido no canal	[m/s]
$Vaz_{R1}$	- vazamento radial na região de entrada da corrente fria	[kg/s]
$Vaz_{R2}$	- vazamento radial na região de saída da corrente fria	[kg/s]
$Vaz_{AX1}$	- vazamento axial da corrente fria	[kg/s]
$Vaz_{AX2}$	- vazamento axial da corrente quente	[kg/s]
$\dot{W}$	- taxa de trabalho realizado pelo volume de controle de um canal da matriz	[W]
$x$	- posição axial no canal do regenerador	[m]

$Z$  - altura em relação a um determinado plano de referência [m]

### **Letras Gregas**

$\alpha$  - difusividade térmica

$\delta$  - diferencial discreto

$\Delta$  - diferencial discreto

$\varepsilon_0$  - efetividade de um trocador de calor em contracorrente

$\varepsilon_r$  - efetividade do regenerador rotativo

$\varphi_r$  - fator de correção devido à influência da rotação e da capacidade térmica da matriz

$\nu$  - viscosidade cinemática [m<sup>2</sup>/s]

$\mu$  - viscosidade dinâmica [Ns/m<sup>2</sup>]

$\theta$  - posição angular [rad]

$\rho$  - densidade [kg/m<sup>3</sup>]

$\sigma$  - porosidade

### **Sobrescritos**

$0$  - instante de tempo anterior

$1$  - instante de tempo atual

$*$  - referente a parâmetro adimensional

### **Subscritos**

$e$  - referente à entrada do escoamento

$s$  - referente à saída do escoamento

$f$  - referente a fluido frio

$q$  - referente a fluido quente

$g$  - referente ao gás

$m$  - referente à matriz

$max$  - máximo

*opt* - ótimo

### ***Abreviações***

*V.C.* – Volume de Controle

### ***Siglas***

***Replan*** – Refinaria do Planalto Paulista – Paulínia/SP

***TDMA*** – Método para Resolução de Matrizes Tridiagonais

## Capítulo 1

### Introdução

Processos industriais, manufatureiros e instalações residenciais que visam ao conforto térmico são responsáveis por uma fração significativa de toda a energia consumida no planeta. O constante aumento do preço da energia tem tornado atrativo o uso de mecanismos para a recuperação de calor desperdiçado em sistemas que promovem troca térmica. O reaproveitamento de parte desse calor perdido pode melhorar a eficiência global desses sistemas, além de reduzir o consumo energético mundial e também o uso de combustíveis fósseis.

A recuperação de calor é uma tecnologia antiga que remonta aos primeiros fornos abertos com combustão ativada por sopro (Kuppan, 2000) e que perdura nos dias atuais através do uso de trocadores de calor. No entanto, a busca por um aproveitamento energético cada vez maior e as limitações com capital de investimento em projetos que envolvem troca térmica tem estimulado uma constante reavaliação do desempenho dos trocadores de calor envolvidos neste processo. Inserido nesta ótica, destaca-se como alternativa econômica o regenerador rotativo, o qual corresponde a um tipo específico na categoria dos trocadores de calor compactos de armazenamento.

Trocadores compactos não se constituem em uma nova tecnologia, embora projetos inovadores sejam continuamente gerados para se adaptarem às exigências do mercado. A crescente demanda por compacidade tem direcionado o projeto de trocadores de calor ao alcance de equipamentos com maiores densidades e menores canais de escoamento. De uma maneira geral, trocadores compactos são caracterizados pela elevada razão entre sua área de transferência

de calor e seu volume, tipicamente  $200$  a  $300 \text{ m}^2/\text{m}^3$ , segundo o guia para engenheiros Energy Efficiency (2000). Em regeneradores rotativos, que apresentam grau de compacidade bem maior, essa relação é superior a  $5.000 \text{ m}^2/\text{m}^3$  (Energy Efficiency, 2000), podendo chegar até cerca de  $6.600 \text{ m}^2/\text{m}^3$  (Shah e Sekulic, 2003).

Em geral, um regenerador rotativo é constituído por um cilindro cujo interior é repleto de pequenos canais, os quais são formados pela sobreposição de chapas finas perfiladas estreitamente unidas. Esse conjunto de chapas, denominado de matriz, rotaciona entre dois dutos adjacentes por onde escoam gases em sentidos opostos. A matriz, que tem capacidade de armazenar energia, absorve o calor da corrente gasosa de maior temperatura e, ao rotacionar para dentro da corrente de menor temperatura, transfere a energia armazenada.

Regeneradores rotativos já são usados por vários anos em sistemas diversos que incluem desde conforto térmico de ambientes até plantas de caldeiras industriais. Todavia, devido à associação entre compacidade e economia de custos com energia, sua aplicabilidade vem se estendendo a processos industriais nos quais o uso de trocadores compactos não é comum (Hesselgreaves, 2001). Esse fato tem contribuído para renovar o interesse de pesquisadores pelo equipamento e muitos estudos sobre vários aspectos do regenerador têm emergido nos últimos anos, já que uma melhor compreensão da dinâmica do equipamento constitui-se em um pré-requisito importante para que projetos mais eficientes de sistemas de recuperação de energia possam ser alcançados.

Na literatura são encontrados trabalhos com diferentes enfoques para o regenerador. No presente trabalho, o processo de transferência de calor no regenerador rotativo é investigado sobre um ponto de vista diferente que o das demais pesquisas relacionadas ao equipamento. Trabalhos em que a perda de carga fixada constitui-se no ponto de partida para a investigação do processo de troca térmica no regenerador não foram encontrados na literatura. Assim, neste estudo o processo de transferência de calor em regeneradores rotativos será analisado a partir de valores estabelecidos para a perda de carga nos dutos da matriz. O objetivo é a maximização da

troca térmica no equipamento através da obtenção de um valor ótimo de porosidade da matriz para esta perda de carga fixada.

Um breve histórico sobre o regenerador rotativo e uma revisão de literatura são apresentados no Capítulo 2 deste trabalho. O Capítulo 3 apresenta o esquema de funcionamento, aplicações e características do regenerador, dentre elas o bloqueio parcial do escoamento nos canais da matriz, causado por parte da estrutura do equipamento, e também os efeitos dos vazamentos pelas folgas de trabalho deste trocador. Um programa computacional foi confeccionado para a simulação do regenerador, no qual a velocidade dos fluidos e o coeficiente de transferência de calor foram obtidos através de correlações. Estes resultados foram utilizados para a obtenção do calor transferido no equipamento através de uma resolução numérica. No Capítulo 4 é encontrada a modelagem matemática, o método de resolução, o programa computacional desenvolvido para a simulação do equipamento e também uma formulação adimensional para o problema. No Capítulo 5 uma análise de escala foi efetuada e expressões para a estimativa da porosidade ótima e do calor máximo transferido no equipamento foram obtidas. Os resultados obtidos no presente trabalho são apresentados no Capítulo 6. Adicionalmente, são mostrados neste capítulo a influência do bloqueio parcial do escoamento, os efeitos dos vazamentos pelas folgas de trabalho do regenerador e também a influência da velocidade rotacional da matriz sobre o equipamento. Finalizando o trabalho, são expostas no Capítulo 7 conclusões e sugestões para pesquisas futuras.



## Capítulo 2

### Revisão de Literatura

#### 2.1 Breve Histórico

Regenerador rotativo, pré-aquecedor regenerativo e pré-aquecedor de ar são as denominações comumente encontradas para este tipo de trocador de calor. Todavia nomes menos usuais como regenerador de escoamento periódico, reauecedor de gás, recuperador de calor ou simplesmente roda de calor também aparecem em artigos de revista técnica, páginas da internet e catálogos de fabricantes do equipamento.

O trocador de calor rotativo foi inventado pelo engenheiro sueco Fredrik Ljungström em 1922 (Howden, 2009). Nascido em 16 de junho de 1875, Ljungström foi um inventor versátil em uma variedade de áreas da engenharia mecânica, dentre elas a construção naval e a exploração petrolífera. Faleceu em 18 de fevereiro de 1964 deixando ao longo de sua vida uma imensa contribuição para a indústria mecânica em geral. Foi também industrial, projetista e marinheiro ativo por mais de 50 anos, sendo esta a principal motivação para trabalhar com projeto e desenvolvimento de embarcações (Bjälvenlid, 2009). Recebeu várias premiações e condecorações por suas invenções e em 21 de junho de 1934, por iniciativa da American Society of Mechanical Engineering (ASME), foi inaugurado um memorial permanente de Fredrik Ljungström em exposição no museu técnico de Estocolmo na Suécia. Uma imagem de Fredrik Ljungström é mostrada na Figura 2.1. Maiores informações sobre o inventor do pré-aquecedor regenerativo podem ser obtidas em Hansson (1955).



Figura 2.1. Fredrik Ljungström: inventor do regenerador rotativo.

Segundo o artigo *Fact Sheets on Sweden* (2000), publicado pelo Instituto Sueco, a *ASME* designou o pré-aquecedor de ar de Ljungström como um *Marco Histórico Internacional da Engenharia Mecânica*. A utilidade inicial do invento era para pré-aquecer o ar de combustão em plantas de caldeira, mas com o passar do tempo sua aplicabilidade foi bastante expandida para diversas operações que visam recuperação de energia e, conseqüentemente, minimização de custos. Através da história de projeto de caldeiras, muitos avanços proporcionaram melhor desempenho e menor consumo de combustível, mas poucas invenções foram tão notáveis e vastamente adotadas como o regenerador rotativo de Ljungström (ASME, 2009). Sua aceitação e aplicação continuam se expandindo no cenário contemporâneo, sendo atualmente empregado em vários sistemas que envolvem processos de transferência de calor e massa, tanto no setor industrial como em ambientes domésticos.

Os artigos mais antigos encontrados na literatura sobre regeneradores são datados, em sua maioria, do final da década de 1920 e estão escritos no idioma alemão. Grande parte deles refere-se a aproximações e soluções para as equações diferenciais parciais de modelos propostos para o equipamento. Nessa época, o maior número dessas pesquisas era referente a trocadores regenerativos fixos e não do tipo rotativo. Dentre os pesquisadores e trabalhos pioneiros sobre o assunto podem ser destacados: Gröber (1924); Anzelius (1926); Nusselt (1927) e (1928); Heiligenstaedt (1928); Rummel e Schack (1929); Hausen (1929a), (1929b) e (1931); Ackermann (1931); Gumz (1933) e (1935); e Boestad (1938).

Nelik (1990) afirma que o artigo mais antigo conhecido sobre o pré-aquecedor de ar de Ljungström foi apresentado por Lysholm e Edenholm (1929) na Conferência Mundial de Energia em Tóquio. Assim como outros artigos que o sucederam na época, este trabalho foi essencialmente experimental, no qual a efetividade do regenerador, o fator de atrito e a taxa de transferência de calor foram investigados em função de vários parâmetros, dentre eles a geometria dos canais da matriz.

Naquela época, as pesquisas sobre o regenerador rotativo se concentravam basicamente na Suécia e na Alemanha (Nelik, 1990). Nos anos subseqüentes, com a crescente utilização do regenerador nas indústrias, as pesquisas começaram a ser mais abundantes e ganhar mais espaço em outros países, acarretando o surgimento de muitos estudos para aplicação industrial até meados da década de 1950. Valiosas contribuições apareceram nesse período e, juntamente com os trabalhos pioneiros, constituíram-se em um acervo com uma boa quantidade de informações para as pesquisas posteriores. Dentre os trabalhos deste período podem ser mencionados: Karlsson e Holm (1943); Iliffe (1948); Johnson (1948); London e Kays (1950) e (1951); Saunders e Smoleniec (1951); Harper e Hohsenow (1953); Coppage e London (1953); Bowden e Hrynyszak (1953); Harper (1957); e Lambertson (1958), sendo todos considerados artigos clássicos sobre o trocador de calor de Ljungström.

A constante busca por melhorias no regenerador rotativo e o acesso a uma maior produção científica impulsionaram os estudos emergentes ao longo da segunda metade do século XX. Desde então inúmeros trabalhos foram produzidos até os dias atuais. No entanto, serão focados e comentados a seguir apenas estudos realizados acerca dos últimos dez anos, na intenção de evidenciar e destacar o que há de mais recente sobre o assunto. Pesquisas mais antigas, ocorridas nos últimos cinquenta anos do século passado, são referenciadas por Mioralli (2005), sendo que a maioria delas está voltada para a obtenção da efetividade do equipamento, estudo de vazamentos entre as correntes no regenerador e também propostas de modelagens, métodos de resolução e comparação de resultados numéricos com medidas experimentais.

## 2.2 Pesquisas Recentes sobre o Regenerador Rotativo

Devido à sua compacidade e adaptabilidade a diversos processos industriais que incluem recuperação de calor, o regenerador rotativo tem atraído a atenção de pesquisadores de todos os continentes, o que explica um aumento significativo no número de artigos publicados sobre o equipamento nos últimos anos.

No início deste século, Neti e Wolfe (2000) fizeram medidas da efetividade de um trocador de calor rotativo com matriz de sílica gel, a qual é um poderoso agente desumidificante e desidratante. Os testes foram realizados com velocidades de escoamento das correntes variando de 0,5 a 2,5 m/s, temperaturas de 20 a 30°C e umidade relativa entre 30 e 100%. Dados obtidos experimentalmente foram comparados com os obtidos a partir da resolução das equações diferenciais que governam o regenerador. Dois métodos de resolução foram utilizados nas equações: o método das características e uma aproximação numérica. Em comparação com os dados experimentais, o método das características foi satisfatório somente para uma pequena faixa das condições testadas. A aproximação numérica previu a tendência dos dados experimentais, embora com grandes diferenças no valor da efetividade.

Uma forma de estimar a velocidade rotacional ótima e o desempenho de um regenerador rotativo absorvedor foi proposta por Kodama *et al.* (2001). Nesse trabalho as variações de entalpia e umidade foram tratadas separadamente pela visualização das mudanças de estado de uma das correntes de gases através de cartas psicrométricas. As mudanças das condições das correntes com o aumento da velocidade rotacional puderam ser observadas a partir de um conjunto de equações simples com algumas hipóteses baseadas em resultados empíricos. Foi observado que existe uma rotação ótima na qual a umidade da corrente de gás é minimizada. Em comparações com experimentos, o método proposto apresentou resultados para a velocidade rotacional perto do valor ótimo e os valores de umidade e temperatura da corrente de gás foram praticamente os mesmos obtidos experimentalmente.

Perfis de temperatura e a efetividade de um trocador regenerativo foram obtidos a partir de um modelo analítico proposto por Klein e Eigenberger (2001). Essa modelagem foi aplicada ao

caso de matrizes metálicas com espessura fina, levando em consideração a variação de temperatura da matriz na direção do escoamento e desprezando essa variação no sentido de sua espessura. As equações para calcular os perfis de temperatura e a efetividade do regenerador foram obtidas usando expansões em série a partir de uma solução aproximada para o gás e a matriz. O modelo analítico apresentado é interessante, pois permite a simplificação dos cálculos dos perfis de temperatura e boas aproximações para a efetividade nesse tipo de trocador. Resultados foram comparados com solução numérica e boa concordância foi observada.

Niu e Zhang (2002a) apresentaram um modelo bidimensional para a resolução dos processos de transferência de calor e massa em regeneradores rotativos. Nessa modelagem, os efeitos de difusão no sólido, tanto na direção do escoamento, como ao longo da espessura da matriz foram considerados. Através de simulações numéricas, velocidades ótimas de rotação para a recuperação dos calores sensível e latente e também para a desumidificação de ar foram calculadas. Perfis de temperatura e umidade foram analisados e os efeitos da espessura da matriz na velocidade ótima de rotação foram verificados. Os resultados mostraram que as velocidades rotacionais ótimas são diferentes para cada aplicação do regenerador, sendo esse parâmetro bem menor para desumidificação do ar do que para recuperação de calor. Foi observada também uma forte influência da espessura da matriz no desempenho do sistema e na velocidade rotacional ótima.

Um modelo simples para prever o desempenho de um regenerador periódico utilizado para transferência de massa em uma fábrica de bebidas foi proposto por Tanthapanichakoon e Prawarnpit (2002). O modelo foi validado experimentalmente por comparação dos dados simulados com medidas experimentais do regenerador em regime transiente, de tal forma que o valor medido de um determinado parâmetro do equipamento variava com o tempo. Uma boa concordância, para cada período de tempo, foi observada entre o resultado simulado e o experimental.

Büyükalaca e Yilmaz (2002) investigaram a influência da velocidade rotacional na efetividade do trocador de calor regenerativo. Métodos analítico, numérico e experimental foram utilizados neste estudo e uma correlação empírica para o cálculo da efetividade do regenerador

foi desenvolvida. Outros autores como Kays e London (1964) e Worsøe-Schmidt (1991) já haviam desenvolvido correlações para o cálculo da efetividade levando em consideração a rotação da matriz. Entretanto, tais correlações não fornecem bons resultados para baixos valores da velocidade rotacional. A equação desenvolvida por Büyükalaca e Yilmaz (2002) pode ser aplicada inclusive para baixas rotações da matriz.

As equações da continuidade, da quantidade de movimento e de energia para um regenerador rotativo foram resolvidas numericamente a partir de uma modelagem proposta por Ghodsipour e Sadrameli (2003). Um regenerador fabricado em escala de laboratório foi utilizado para a realização de medidas experimentais, as quais apresentaram boa concordância com os resultados numéricos obtidos. Neste trabalho também foram obtidos parâmetros otimizados para o desempenho do equipamento e foi constatado que a velocidade rotacional e as velocidades das correntes são os principais parâmetros que afetam o seu desempenho.

Jassim e Mohammed Ali (2003) realizaram uma otimização termo-econômica de um regenerador periódico. Nesse equipamento, a destruição de exergia devido à perda de carga pode ser comparada em magnitude com a destruição devido aos gradientes de temperatura. O custo para compensar essas formas de exergia destruída é, em geral, diferente. Quando se deseja otimizar a geometria do regenerador, deve-se estabelecer os custos relativos a cada uma dessas formas de exergia destruída, relacionados ao sistema de recuperação de energia no qual o regenerador é utilizado. Neste trabalho, a razão entre estes dois custos, vinculados à corrente de ar quente do regenerador, foi obtida para um sistema de condicionamento de ar e para uma estação de geração de energia em que o equipamento é usado. O efeito da variação de parâmetros de projeto sobre estes custos e na efetividade do trocador de calor foi examinado e recomendações puderam ser feitas para a seleção de parâmetros mais apropriados.

Skiepko e Shah (2004) modelaram o pré-aquecedor de Ljungström incluindo a condução de calor longitudinal na matriz. Os resultados obtidos a partir da modelagem foram comparados com medidas experimentais de um regenerador em operação e uma ótima concordância foi observada. Uma comparação entre os valores de efetividade obtidos teórica e experimentalmente apresentaram uma diferença em torno de 3%. Os resultados calculados para as temperaturas de

saída dos gases aproximaram-se qualitativa e quantitativamente dos dados experimentais e o perfil de temperatura dos gases e da matriz foram apresentados em gráficos tridimensionais.

Muitos dos trabalhos sobre regeneradores rotativos encontrados na literatura são modelados para que o equipamento opere com pressões próximas à atmosférica. Dependendo da umidade do ar e da pressão de operação, pode ocorrer condensação nos canais da matriz durante o processo de troca térmica. Golubovic e Worek (2004) desenvolveram um método numérico para ser aplicado em situações quando altas pressões e o processo de condensação se fazem presentes no equipamento. Com esta modelagem, pôde ser efetuada uma análise de desempenho do regenerador sob estas condições.

Sphaier e Worek (2004) propuseram um modelo para os processos de transferência de calor e massa em regeneradores rotativos, contabilizando a condução de calor e a difusão de massa na matriz. O modelo foi validado utilizando resultados obtidos em trabalhos anteriores, incluindo dados experimentais. As equações diferenciais parciais governantes do modelo foram normalizadas usando grupos adimensionais clássicos para os processos de troca térmica e transferência de massa. As equações propostas são facilmente adaptáveis para incorporar características adicionais para simulação, tais como considerar regiões de entrada nos escoamentos e acrescentar propriedades dependentes da temperatura.

O desempenho de um regenerador periódico utilizado para transferência de massa e integrado em sistemas de condicionamento de ar foi avaliado por Subramanyam *et al.* (2004). Os resultados obtidos foram comparados com os obtidos em um sistema de condicionamento de ar convencional. O estudo mostrou que o sistema proposto pode fornecer ar com uma temperatura de orvalho muito menor quando comparado com o sistema convencional. O regenerador intensificou a desumidificação do ar fornecido ao ambiente, mas houve um pequeno decréscimo no coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração.

Transferência de calor e mistura entre os fluidos ocorrem entre as correntes de gases no regenerador, permitindo assim a existência de irreversibilidades ou destruição de exergia. Jassim *et al.* (2004) demonstraram a importância do uso de uma análise exérgica na minimização das

irreversibilidades em um regenerador rotativo. As exergias química e física foram calculadas e a razão entre as irreversibilidades química e física foram avaliadas para um determinado regenerador. O efeito da variação de parâmetros de projeto do equipamento nas irreversibilidades e na efetividade do regenerador foi examinado e recomendações foram feitas para a seleção de parâmetros mais apropriados. Observou-se que as irreversibilidades química e física podem diferenciar-se amplamente e o uso da razão entre essas irreversibilidades permite obter uma melhor configuração geométrica e custo-benefício do equipamento.

Shang *et al.* (2005) investigaram experimentalmente a formação de gelo em um trocador regenerativo utilizado em sistemas de ventilação com temperaturas muito baixas. O regenerador operava a uma rotação de 20 rpm com fornecimento de ar seco a  $-40^{\circ}\text{C}$  em um dos lados e ar úmido a  $20^{\circ}\text{C}$  no outro. Medidas da queda de pressão ao longo do equipamento revelaram flutuações cíclicas e um aumento gradual na queda de pressão média durante duas horas de funcionamento. Um feixe de laser que passava através dos canais da matriz mostrou tais flutuações e pôde-se observar uma diminuição gradual no sinal do laser com o passar do tempo. As flutuações foram interpretadas como o resultado do crescimento de gelo ao longo do tempo seguido de fraturas súbitas de camadas de gelo em outros pontos do escoamento dentro da matriz. O acúmulo de gelo nos canais da matriz também foi observado através de fotos.

Um modelo matemático bidimensional para a simulação de um pré-aquecedor de ar foi proposto por Harshe *et al.* (2005). As equações de balanço de massa e energia para as correntes de gases foram resolvidas numericamente e o desempenho do equipamento foi analisado. Os coeficientes de transferência de calor e massa foram calculados a partir de correlações apropriadas para os números de Nusselt e Sherwood. O modelo foi validado por comparação dos resultados com dados experimentais e uma concordância razoável foi observada. Neste trabalho foi observado que é necessário relacionar o número de Sherwood com o conteúdo de água no interior da matriz para uma melhor concordância dos resultados com as medidas experimentais. Dessa forma, a proximidade entre os resultados e os dados experimentais foi satisfatória.

Sphaier e Worek (2006a) efetuaram uma comparação entre diferentes tipos de formulações para os processos de transferência de calor e massa que ocorrem em trocadores

regenerativos. Resultados obtidos de um modelo matemático bidimensional, incluindo a difusão na matriz, foram comparados com os obtidos usando uma modelagem unidimensional correspondente. Como a solução da formulação bidimensional requer um tempo computacional significativo quando comparado com a formulação unidimensional, o regenerador foi simulado com diferentes configurações no intuito de avaliar sobre quais condições a formulação unidimensional pode ser empregada ao invés da bidimensional. Os resultados indicaram que a formulação unidimensional pode ser utilizada em aplicações que envolvem transferência de massa, enquanto que para determinadas condições operacionais que visam a transferência de calor, a formulação bidimensional torna-se necessária.

Uma comparação entre duas formulações matemáticas para descrever os processos de transferência de calor e massa em um trocador de calor rotativo foi realizada por Sphaier e Worek (2006b). Uma das formulações incluía os efeitos de difusão axial de calor e massa no equipamento e a outra formulação era uma versão simplificada sem a inclusão destes efeitos. O propósito do trabalho era verificar sobre quais condições estes termos podem ser desconsiderados do equacionamento. Os resultados mostraram que a razão entre a espessura e o comprimento da matriz, além do número de Biot, são os parâmetros que determinam se a difusão axial deve ser incluída nas equações. Observou-se também que cerca de 20% do tempo computacional para a simulação pode ser poupado quando a difusão axial não é considerada.

O número de unidades de transferência (NUT) é um dos mais importantes parâmetros adimensionais utilizados em trocadores rotativos para aplicações industriais, sendo usualmente considerado como um valor constante em aplicações com condições operacionais especificadas. O método Efetividade-NUT é bastante utilizado em aplicações com regeneradores porque as condições do escoamento na saída podem ser previstas a partir do conhecimento das condições de entrada. Shang e Besant (2006a) verificaram a influência que as variações e tolerâncias oriundas do processo de manufatura das chapas que compõem a matriz do regenerador exercem no valor de NUT. Uma análise mostrou que o valor efetivo de NUT diminui quando são significativas as variações no tamanho dos canais de escoamento da matriz devido ao processo de fabricação das chapas. A efetividade do regenerador também diminui em função de grandes tolerâncias na manufatura das chapas da matriz.

Em outro artigo, Shang e Besant (2006b) complementam o trabalho anterior (Shang e Besant, 2006a) investigando a geração de entropia no aquecedor regenerativo, a qual é dependente das mudanças de temperatura e quedas de pressão. O número de geração de entropia é um parâmetro adimensional que contribui para a dissipação irreversível de energia devido aos processos de transferência de calor e escoamento neste tipo de trocador. Este parâmetro foi analisado de maneira independente para temperatura e pressão. Observou-se que maiores variações no tamanho do canal fazem com que o número de geração de entropia aumente para casos em que NUT é pequeno para aplicações do regenerador em sistemas de ventilação e condicionamento de ar. No caso de aplicações em turbinas a gás, o número de geração de entropia aumenta com o aumento das variações no tamanho dos dutos para elevados valores de NUT e baixa queda de pressão. Em contrapartida, se a queda de pressão for elevada, o número de geração de entropia diminui.

Sheer *et al.* (2006) desenvolveram uma técnica versátil de simulação para prever o desempenho térmico de regeneradores rotativos. Várias geometrias para os canais de escoamento podem ser acomodadas no modelo, incluindo placas corrugadas de vários perfis com qualquer espessura e comprimento da matriz. Velocidade rotacional, vazamentos, bloqueios e distribuição não uniforme do escoamento na entrada dos dutos foram considerados como variáveis de entrada na simulação. As correlações para a transferência de calor e queda de pressão para vários canais foram obtidas experimentalmente. O diferencial deste trabalho está na inclusão do efeito de desgaste que a fuligem existente em uma das correntes de gás causa nas placas que formam os canais da matriz. O efeito de desgaste foi incluído na simulação a partir de medidas obtidas em um aparato experimental para desgaste acelerado das placas. Foi verificado que, durante a vida útil das placas, o desgaste exerce pouca influência no desempenho térmico do trocador e reduz ligeiramente a queda de pressão ao longo do equipamento.

Uma investigação numérica que enfatizava o desenvolvimento e implementação de um modelo matemático para a análise térmica dos fluidos e da matriz do regenerador foi realizada por Wu *et al.* (2006). O efeito da condução de calor na direção do escoamento foi incorporado neste estudo e a influência que a variação de alguns parâmetros característicos (velocidade

rotacional, temperatura ambiente, vazão dos fluidos e tamanho geométrico) exerce sobre o trocador rotativo foi averiguada. Os resultados obtidos na simulação numérica foram comparados com medidas experimentais e também com resultados obtidos a partir de métodos teóricos de previsão de eficiência energética. Entretanto, devido a algumas simplificações no modelo numérico e algumas limitações no aparato experimental, a concordância entre os resultados numérico e experimental foi razoável.

Em uma operação com pré-aquecedor regenerativo é importante controlar os vazamentos que ocorrem no equipamento devido à diferença de pressão entre as correntes. Drobic *et al.* (2006) propuseram um método de monitoramento *online* para controlar os vazamentos radiais que ocorrem em um regenerador. O processo de transferência de calor e o escoamento dos fluidos foram analisados a partir de um modelo numérico tridimensional, tendo como resultado a distribuição de temperatura na matriz do trocador. Nesse estudo foram verificados os efeitos que diferentes sistemas de selagem exercem nas propriedades de uma das correntes de gás. Os resultados numéricos obtidos foram confirmados por medidas experimentais.

O trocador de calor rotativo pode ser utilizado em processos vinculados à indústria alimentícia. Madhiyanon *et al.* (2007) introduziram um regenerador em um sistema convencional de secagem por ar quente usado para secar pedaços de coco. O desempenho do sistema combinado e a coloração final dos produtos secados foram examinados e comparados com os mesmos quando se utilizou o sistema convencional de secagem. O regenerador removiu a umidade do ar de secagem e foi verificado que seu acoplamento no sistema reduzia em cerca de 25% o tempo de secagem dos produtos. A taxa média de secagem do sistema combinado foi de 30-35% superior a do sistema convencional, entretanto, a energia consumida foi 40-80% maior que no convencional. Quanto à coloração final dos produtos, foi observado que o sistema combinado é mais vantajoso que o convencional, pois controla a umidade relativa na entrada do ar de secagem, um dos principais fatores que podem deixar a coloração do produto final escura.

Sphaier (2007) propôs um modelo matemático capaz de simular simultaneamente os processos de transferência de calor e massa na presença de adsorção física que ocorre em regeneradores rotativos. Além desses trocadores, a formulação apresentada também pode ser

utilizada para equipamentos estacionários. Grupos adimensionais com significado físico foram definidos e um sistema normalizado de equações diferenciais parciais foi obtido. As equações incluíam as difusões térmica e de massa e um caso teste foi simulado mostrando o comportamento do regenerador com a variação do número de unidades de transferência e a razão entre as capacidades térmicas. O trabalho demonstrou a necessidade de uma análise paramétrica para a verificação dos impactos dos parâmetros característicos na operação de regeneradores.

Em geral, as modelagens matemáticas para regeneradores rotativos requerem um número de hipóteses simplificadoras com relação aos processos de transferência de calor e escoamento de fluido pelos canais da matriz. Conforme observado na literatura, é comum assumir um valor médio constante para o coeficiente de transferência de calor ao longo do escoamento nos canais do regenerador. Nóbrega e Brum (2007) obtiveram valores locais para o número de Nusselt ao longo do escoamento. Um modelo matemático para o equipamento foi proposto, as equações foram resolvidas utilizando o método de volume finitos e uma simulação numérica foi realizada. Os resultados mostraram que, em determinadas situações, o coeficiente de transferência de calor é notavelmente não uniforme com relação à posição e o tempo, o que não é observado nos modelos em geral, que consideram constante este parâmetro.

Um sistema de condicionamento de ar usando um pré-aquecedor rotativo para os processos transferência de calor e massa foi proposto por Kabeel (2007). A matriz do regenerador foi construída com arames de aço e camadas de tecido impregnadas com solução de cloreto de cálcio, o qual é um agente desumidificante. O sistema utilizava energia solar e os efeitos da vazão do ar de alimentação e da intensidade de radiação do sol sobre o sistema foram investigados ao longo do dia. Como resultado do estudo, foi desenvolvida uma equação empírica para calcular a umidade removida do ar durante o sol do meio-dia e também uma equação para o cálculo da efetividade do trocador de calor.

Porowski e Szczechowiak (2007) apresentaram um método analítico para a simulação do pré-aquecedor de Ljungström incluindo em seu modelo a condução de calor longitudinal na matriz. O método foi utilizado para averiguar a influência da condução de calor na matriz sobre a efetividade do regenerador. Simulações foram realizadas para uma ampla faixa de parâmetros

adimensionais e a transformada de Laplace foi um dos recursos utilizados para a solução. Foi observado que a condução de calor torna-se significativa em matrizes metálicas, principalmente de alumínio com canais lisos. O método foi considerado bastante eficiente e requer baixo tempo computacional.

Wang *et al.* (2008) empregaram um método semi-analítico para investigar os efeitos de parâmetros dimensionais na distribuição de temperatura de um regenerador com três correntes de gases, sendo uma corrente quente e duas frias. Resultados da simulação deste trocador tri-seccional indicaram que o método semi-analítico é mais preciso e de melhor convergência do que os métodos numéricos iterativos padrões encontrados na literatura. Observou-se ainda que o método semi-analítico possibilitou uma considerável redução no montante de esforços computacionais requeridos para determinar a solução do modelo. Os resultados obtidos também apresentaram boa concordância com dados experimentais.

Condições ótimas de operação de um pré-aquecedor rotativo utilizado em aplicações de condicionamento de ar foram investigadas por Sanaye *et al.* (2008) com o uso de algoritmo genético como técnica de otimização, sujeito a algumas restrições. A efetividade do regenerador foi considerada como sendo a função a ser otimizada, enquanto que os parâmetros operacionais (variáveis de decisão) foram as vazões das correntes, a rotação e a área de transferência de calor da matriz. Um aparato experimental foi testado com as condições operacionais otimizadas e os resultados foram comparados com os obtidos numericamente a partir da utilização do algoritmo genético. Os valores experimentais apresentaram uma concordância em torno de 2% com os valores correspondentes verificados na otimização. Os resultados mostraram também que a máxima efetividade ocorre para a máxima vazão da corrente quente e mínima vazão da corrente fria. Além disso, a efetividade aumenta com o aumento da rotação da matriz até um determinado valor. Após este, mudanças desprezíveis na efetividade foram observadas. Uma análise econômica mostrou que a economia de energia proporcionada por um regenerador nestas condições, em funcionamento por um período em torno de três anos, seria equivalente aos gastos com projeto e manufatura do equipamento.

Stabat e Marchio (2008) propuseram um modelo para regeneradores rotativos desumidificadores que pudesse ser incluído em pacotes computacionais de simulação. O modelo englobava muitos critérios e visava responder às seguintes necessidades de tais pacotes: exatidão; baixo tempo computacional; simplicidade de parametrização, sendo os dados avaliados limitados àqueles encontrados nos catálogos de fabricante; e polivalência, na qual o modelo deve caracterizar o equipamento em qualquer condição operacional. Neste modelo, o método das características foi aplicado para as equações diferenciais parciais de transferência de calor e massa. Os resultados obtidos foram comparados com resultados experimentais e com dados de fabricante para uma ampla gama de condições operacionais e uma boa concordância foi observada.

Um regenerador rotativo para transferência de calor e massa foi utilizado em um ciclo de ventilação para resfriamento de ambientes. Este ciclo é pouco encontrado no Brasil e difere-se dos ciclos convencionais de refrigeração por não fazer uso de fluidos refrigerantes. Silva e Sphaier (2008) propuseram e implementaram computacionalmente um algoritmo simples para a simulação deste ciclo e realizaram uma análise do seu desempenho sob as condições climáticas de cinco cidades brasileiras. A análise mostrou que o ciclo apresenta melhor desempenho quando empregado sob condição climática quente e úmida.

A análise térmica de trocadores de calor inclui o cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor. De uma maneira geral, a obtenção desse coeficiente em regeneradores rotativos é baseada em correlações e engloba o tipo da geometria dos canais da matriz. Dependendo da aplicação, uma determinada forma geométrica dos dutos pode implicar em melhor ou pior desempenho do equipamento. Em geral, a matriz do regenerador é formada por chapas perfiladas sobrepostas e estreitamente unidas, as quais definem o formato geométrico dos canais da matriz. Diversos estudos sobre a geometria dos canais do pré-aquecedor regenerativo vêm sendo realizados no decorrer dos anos e alguns serão abordados a seguir.

### 2.3 Pesquisas sobre Geometrias dos Canais da Matriz

A utilização de geometrias não-convencionais para o formato dos dutos que compõem a matriz de um regenerador rotativo constitui-se em uma característica comum desse equipamento. Áreas de seção transversal arbitrária, formas triangulares, trapezoidais ou senoidais são bastante empregadas em trocadores compactos. Para determinadas operações, é freqüente também a presença de corrugados ou ondulações nos canais visando minimizar a resistência térmica do ar. Dessa forma, o conhecimento dos mecanismos de escoamento de fluido e de troca térmica nesses tipos de geometrias torna-se importante para o estudo de regeneradores rotativos.

Diversos pesquisadores têm contribuído sobre este assunto. Sunden e Karlsson (1991) verificaram que canais corrugados são mais eficientes para a transferência de calor em regeneradores rotativos do que canais de superfície lisa. Utilizando um equipamento construído em escala de laboratório, resultados experimentais foram obtidos para um canal liso e quatro diferentes canais corrugados com seção transversal trapezoidal. Somente as partes superior e inferior do canal trapezoidal apresentavam corrugados na direção do escoamento, enquanto que as duas paredes laterais eram lisas. Em sistemas de condicionamento de ar é comum o uso de regeneradores rotativos com canais trapezoidais que possuem as quatro paredes lisas. O canal liso foi usado como referência e os experimentos foram realizados com temperatura de superfície constante e número de Reynolds variando entre 500 e 5.000. A altura e o comprimento dos corrugados dos canais foram variados e concluiu-se que maior altura e menor comprimento do corrugado fornecem uma melhor transferência de calor.

Um método para o cálculo do coeficiente de transferência de calor em canais lisos com área de seção transversal arbitrária foi proposto por Yilmaz e Cihan (1993). O método é válido para escoamento laminar completamente desenvolvido e temperatura de superfície constante. Os resultados obtidos foram comparados com valores encontrados na literatura, os quais foram calculados teoricamente e avaliados para dutos circular, retangular, triangular, elípticos e placas paralelas. Depois, Yilmaz e Büyükalaca (2003) estenderam a aplicabilidade do método para qualquer valor da velocidade rotacional da matriz. Sua validade foi comprovada por comparação dos resultados com valores obtidos numérica e experimentalmente, sendo observada uma boa

concordância entre eles. A versatilidade do método proposto fez dele uma boa indicação para ser usado em projetos seguros de pré-aquecedores regenerativos.

Dutos triangulares com pequenas aletas em sua seção interna foram estudados por Braga e Saboya (1996). Eles realizaram experimentos para determinar o coeficiente de transferência de calor e o fator de atrito para escoamento turbulento nesses dutos. Os canais foram construídos com duas paredes de latão e a terceira com um material de menor condutividade. Devido à elevada condutividade, as paredes de latão foram consideradas isotérmicas e a outra foi bem isolada e considerada adiabática. Os resultados foram apresentados na forma adimensional, em termos do número de Nusselt e fator de atrito. A eficiência da aleta também foi determinada em função de parâmetros adimensionais. Os resultados mostraram que as aletas intensificam a transferência de calor e a queda de pressão quando comparado com o duto liso.

Uzun e Ünsal (1997) analisaram numericamente o escoamento laminar hidrodinamicamente desenvolvido e em desenvolvimento térmico em alguns dutos com área de seção transversal irregular utilizados em trocadores compactos. Os formatos dos canais estudados foram: triangular, senoidal, quadrado com os cantos truncados, cúspide de quatro lados e rômbico. Uma técnica de geração de malha elíptica foi usada para efetuar uma mudança de coordenadas e o problema foi resolvido para condições de temperatura de superfície e fluxo de calor constantes. Resultados numéricos para o fator de atrito e o número de Nusselt foram obtidos e comparados com dados previamente reportados na literatura. Uma boa concordância foi observada.

Três dutos triangulares isósceles foram usados por Leung e Probert (1997) para simular o comportamento térmico de escoamento turbulento de ar através de passagens triangulares em trocadores de calor compactos. Os dutos foram fabricados de alumínio e tinham o mesmo comprimento e diâmetro hidráulico, sendo diferente apenas o ângulo de ápice de cada um ( $40^\circ$ ,  $60^\circ$  e  $90^\circ$ ). Investigações experimentais foram realizadas para uma extensa faixa do número de Reynolds e correlações para o coeficiente médio de transferência de calor foram deduzidas a partir das medidas obtidas no experimento. Foi observado que, dentre os casos testados, o canal

triangular equilátero proporcionou uma maior troca térmica para as mesmas condições de operação.

Uma técnica conhecida como interferometria holográfica foi aplicada para a visualização do campo de temperatura em canais da matriz de trocadores compactos. Kilicaslan e Sarac (1998) utilizaram este método ótico porque ele oferece a vantagem de fornecer informações sobre a distribuição de temperatura nos canais sem que haja interferência ou distúrbio no padrão de escoamento. A distribuição de velocidade foi medida usando uma técnica de anemometria a laser. Em seu experimento foi investigado o processo de transferência de calor nos seguintes tipos de canais: cilíndrico e triangular corrugados; e cilíndrico e triangular de superfície lisa. Dentre os resultados, foi verificado que a taxa de transferência de calor é maior e a queda de pressão é menor nos canais cilíndricos corrugados quando comparados com os outros tipos estudados.

Escoamento laminar térmica e hidrodinamicamente desenvolvido em dutos trapezoidais e hexagonais foi investigado por Sadasivam *et al.* (1999). A modelagem foi realizada usando o método de diferenças finitas e uma transformação de coordenadas foi empregada para mapear a seção irregular de escoamento e convertê-la em um domínio retangular. Duas condições de contorno foram consideradas: temperatura e fluxo de calor constantes. Além da distribuição de velocidade e temperatura, o fator de atrito e o número de Nusselt foram obtidos para diversos formatos de canais trapezoidais e hexagonais. Os resultados obtidos foram correlacionados e uma equação polinomial, em função da geometria e angulação das paredes dos canais, foi proposta para a obtenção do fator de atrito e do número de Nusselt. A diferença entre os resultados computacionais e os obtidos pela equação foi inferior a 2% para os dutos trapezoidais e 1,5% para os hexagonais.

Utriainen e Sundén (2000) realizaram um estudo numérico tridimensional para avaliar o desempenho térmico e fluidodinâmico em canais ondulados de seção trapezoidal para trocadores regenerativos. Eles constataram que tal desempenho é superior do que em dutos com configuração de seção reta, sendo que o número de Nusselt chega a ser 400% maior para um aumento similar na queda de pressão. Foi concluído que as ondulações ao longo do duto é uma característica importante na melhora da troca térmica porque criam diversos escoamentos

secundários no domínio das correntes de gases. Os resultados da simulação foram comparados com resultados correspondentes a dutos de seção reta e observou-se que, em escoamento laminar, o número de Nusselt é dependente do de Reynolds, enquanto que para dutos retos, ele assume um valor constante.

Os processos de escoamento e transferência de calor em dutos corrugados com escoamento laminar foram investigados por Blomerius e Mitra (2000). Os dutos são formados por placas paralelas que são comumente usadas em trocadores de calor regenerativos. O método de volumes finitos foi utilizado para a obtenção dos campos de escoamento e temperatura em canais formados por dois tipos de placas corrugadas: bidimensional e tridimensional. O modelo de placa tridimensional foi desenvolvido a partir da superposição de três placas de modelo bidimensional. Os ângulos de  $45^\circ$  e  $90^\circ$  entre os corrugados e a direção principal do escoamento foram considerados na simulação. Dentre os casos estudados, foi observado que a placa tridimensional com corrugados em  $45^\circ$  é a melhor configuração para a troca térmica e queda de pressão nos canais, necessitando de uma menor área de transferência de calor em comparação com as outras.

Niu e Zhang (2002b) analisaram numericamente os processos de troca térmica e escoamento fluidodinâmico em canais com área de seção transversal sinusoidal. Para isso, a geometria do canal foi dividida em duas partes, sendo a parte superior aproximada por uma curva senoidal e a inferior por um arco. Devido à complexidade da geometria, uma técnica de mudança do sistema de coordenadas foi aplicada para discretizar o domínio computacional de tal maneira a transformar a geometria complexa em um duto de seção quadrada regular. Os efeitos que razões de aspecto (relações entre medidas da curva senoidal e do arco) exercem no fator de atrito e no coeficiente de transferência de calor foram observados para a condição de temperatura de parede constante. Os resultados obtidos foram comparados com encontrados na literatura e uma boa concordância foi observada.

Os efeitos que a relação entre a altura e o comprimento da ondulação (razão de espaço) dos canais exerce no processo de transferência de calor e queda de pressão em um regenerador foram investigados por Comini *et al.* (2003). Um modelo simplificado bidimensional foi utilizado para simulação de escoamento laminar completamente desenvolvido. As soluções foram obtidas para

diversas razões de espaço e dois valores para o ângulo que a ondulação faz com o plano horizontal. Observou-se que o número de Nusselt e o fator de atrito aumentam com o aumento da razão de espaço, mas somente para até um determinado valor do ângulo da ondulação, a partir do qual, tais parâmetros começam a diminuir mesmo com o crescimento da razão de espaço.

Muzychka e Yovanovich (2004) apresentaram um modelo para o cálculo dos números de Nusselt local e médio em dutos não circulares, sendo válido para as condições de contorno de temperatura e fluxo de calor constantes. O modelo foi desenvolvido utilizando resultados assintóticos para escoamento laminar em uma placa plana com comprimento de entrada térmico em desenvolvimento e comprimento de entrada fluidodinâmico desenvolvido em dutos não circulares. Através do uso de um comprimento característico e da raiz quadrada da área de seção transversal, o efeito que o formato do duto exerce no número de Nusselt foi minimizado. Foram realizadas comparações com outros modelos existentes para dutos circulares, canais de placas paralelas e também para dutos não circulares. A concordância entre os resultados obtidos pelo modelo proposto e os outros foi em torno de 15%.

Correlações para o fator de atrito desenvolvidas para escoamento turbulento em dutos circulares são amplamente utilizadas em canais com área de seção transversal arbitrária. Para tal, o diâmetro hidráulico (uma relação que envolve a área e o perímetro do canal) é usado para substituir o diâmetro do duto. Todavia, o fator de atrito calculado dessa maneira pode não ser uma boa representação do valor verdadeiro em dutos de seção arbitrária que apresentam cantos agudos. Em geral, o fator de atrito real desses dutos é menor que o obtido através de correlações de duto circular. Um modo de resolver este problema é introduzir um multiplicador para corrigir o fator de atrito que é calculado a partir da correlação de duto circular. He e Gotts (2004) apresentaram um método para estimar esse multiplicador para canais não circulares com área de seção transversal arbitrária. O método foi aplicado para algumas geometrias e os resultados se mostraram, em sua maioria, dentro de 5% comparados com medidas experimentais.

Uma correlação para a obtenção do coeficiente médio de transferência de calor em um duto com área de seção transversal específica e não-convencional foi obtida por Mioralli e Ganzarolli (2005) usando um pacote comercial de simulação e também a técnica de extrapolação de

Richardson. O duto em questão apresentava corrugados, sendo utilizado em regeneradores rotativos aplicados em processos vigentes em refinaria de petróleo. A correlação é válida para regime laminar de escoamento e temperatura de superfície constante e forneceu resultados relativamente bons quando comparados com dados de campo.

Fernandes *et al.* (2005a) analisaram o comportamento hidrodinâmico de escoamento laminar de fluidos em canais formados por placas corrugadas que constituem a matriz de um regenerador. Através da dinâmica de fluidos computacional, foram simulados canais com corrugados em ângulos de 30° e 60° com a seção da placa que é perpendicular ao sentido do escoamento. Perfis tridimensionais para o campo de velocidades foram obtidos e observou-se que para os corrugados de 30° esse perfil assume o formato parabólico, enquanto que para os corrugados de 60°, esse perfil possui um núcleo irregular. A análise do comportamento térmico de escoamento laminar nesses canais é encontrada em Fernandes *et al.* (2005b). Nesses dois trabalhos, foram realizadas simulações considerando a influência da temperatura sobre a viscosidade do fluido e simulações desprezando esse efeito. Correlações para o cálculo do fator de atrito e do número de Nusselt foram propostas para as duas situações.

Assim como os corrugados e ondulações nos canais de um trocador de calor compacto diminuem a resistência térmica do ar, outra forma de se alcançar tal resultado é usar, para formar os canais da matriz, placas com pequenos rasgos em sua superfície, propiciando melhoria no desempenho do equipamento. Malapure *et al.* (2007) verificaram numericamente as características fluidodinâmica e térmica dessas placas em regeneradores. Simulações, a partir de um modelo tridimensional, foram realizadas para diferentes geometrias e dimensões características dessas aberturas das chapas utilizando-se diferentes números de Reynolds. Os resultados da simulação foram comparados com experimentos e foi observada boa concordância para valores do número de Stanton e fator de atrito, exceto para Reynolds baixo. Efetuando-se um estudo paramétrico na geometria dos rasgos das placas foi possível obter uma configuração desejada para a qual o coeficiente de transferência de calor é máximo e a queda de pressão dentro de um valor limite de projeto aceitável.

Zhang (2007) investigou o processo de troca térmica em canais triangulares isósceles com regime laminar de escoamento. O escoamento era hidrodinamicamente desenvolvido e termicamente em desenvolvimento sob condição de temperatura uniforme. A condução de calor no duto e a convecção envolvendo o fluido foram analisadas simultaneamente como um problema conjugado. O número de Nusselt foi obtido para canais com diferentes ângulos de ápice, variando de 30° a 120°. Os resultados obtidos possibilitaram estimar as características do processo de transferência de calor nesse tipo de geometria para várias condutividades térmicas e espessuras da matriz.

Há uma variedade de formas geométricas para os dutos da matriz do regenerador e são em geral utilizadas conforme a aplicação, que leva em conta as condições operacionais do equipamento e características das correntes dos fluidos envolvidos (Saunders, 1988). Uma forma geométrica para os canais será especificada no presente trabalho e a transferência de calor no regenerador será analisada.

## 2.4 O Presente Trabalho

Neste trabalho o processo de transferência de calor em regeneradores rotativos é analisado a partir de valores estabelecidos para a perda de carga nos dutos da matriz. Trabalhos em que a perda de carga fixada constitui-se no ponto de partida para a investigação do processo de troca térmica em equipamentos foram realizados por Bejan e Sciubba (1992) e Mereu *et al.* (1993). Estes trabalhos foram efetuados visando aplicação para resfriamento de componentes eletrônicos e tinham como objetivo determinar o espaçamento ótimo entre as placas dos componentes que fornecesse o máximo calor transferido para a perda de carga especificada. Não foram encontrados na literatura trabalhos focados na obtenção do calor transferido no regenerador em função da porosidade da matriz para uma perda de carga fixada nos canais. O objetivo do presente trabalho é a otimização da troca térmica no equipamento através da obtenção de um valor ótimo de porosidade a partir da perda de carga estabelecida nos dutos. Um formato geométrico específico para os canais da matriz foi adotado. Dentre as opções existentes, dutos com área de seção transversal triangular são bastante frequentes, fato que estimulou a escolha de canais triangulares equiláteros lisos para serem utilizados neste trabalho.



## Capítulo 3

### O Regenerador de Ljungström

O regenerador de Ljungström é um tipo específico de trocador de calor compacto vastamente empregado em operações nas quais a razão de transferência de calor por unidade de peso e de volume é de importância fundamental. Comprovado o desempenho e a confiabilidade, este equipamento é apropriado para promover troca térmica entre correntes gasosas, sendo adaptável a diversas aplicações industriais que tenham tal necessidade.

Conforme a finalidade, além de proporcionar transferência de calor, o regenerador rotativo também pode promover transferência de massa. Dessa forma, muitos dos fabricantes disponibilizam o equipamento em duas versões: higroscópica, para transferência de massa; e não-higroscópica, para transferência de calor. Testes mostram que a efetividade da versão higroscópica pode chegar a 70% e a da não-higroscópica a 80% (KASTT, 2009). Disponíveis em vários arranjos e materiais, ambas as versões são projetadas e construídas para funcionarem com durabilidade durante longos períodos de serviço ininterrupto. Devem também atender a requisitos específicos de engenharia e condições operacionais de uma diversidade de aplicações, incluindo: geração de energia elétrica, caldeiras industriais, plantas de dessulfurização de gases de combustão, processos químicos, sistemas de secagem e conforto térmico.

Num regenerador rotativo convencional, dois gases em dutos adjacentes escoam em sentidos opostos. O calor é transferido do gás de maior para o de menor temperatura através de um cilindro rotativo (ou rotor) constituído de chapas perfiladas estreitamente unidas e empacotadas, capazes de armazenar energia. A este conjunto de chapas dá-se o nome de matriz.

Os gases, por estarem em temperaturas diferentes, são comumente chamados de quente e frio. A matriz gira lentamente através de uma corrente de gás e depois da outra. O gás quente escoou sobre a superfície das chapas acondicionadas, aumentando a sua temperatura. À medida que a matriz gira, as chapas aquecidas se movem para dentro da corrente fria e transferem o calor armazenado. O tempo que as chapas levam para percorrer o lado da corrente fria é denominado de *Período Frio*, enquanto que o tempo gasto para percorrer o lado da corrente quente é chamado *Período Quente*. A transmissão da força motriz de um motor para o rotor do trocador ocorre, em geral, através de uma correia. A Figura 3.1 ilustra o funcionamento do equipamento.

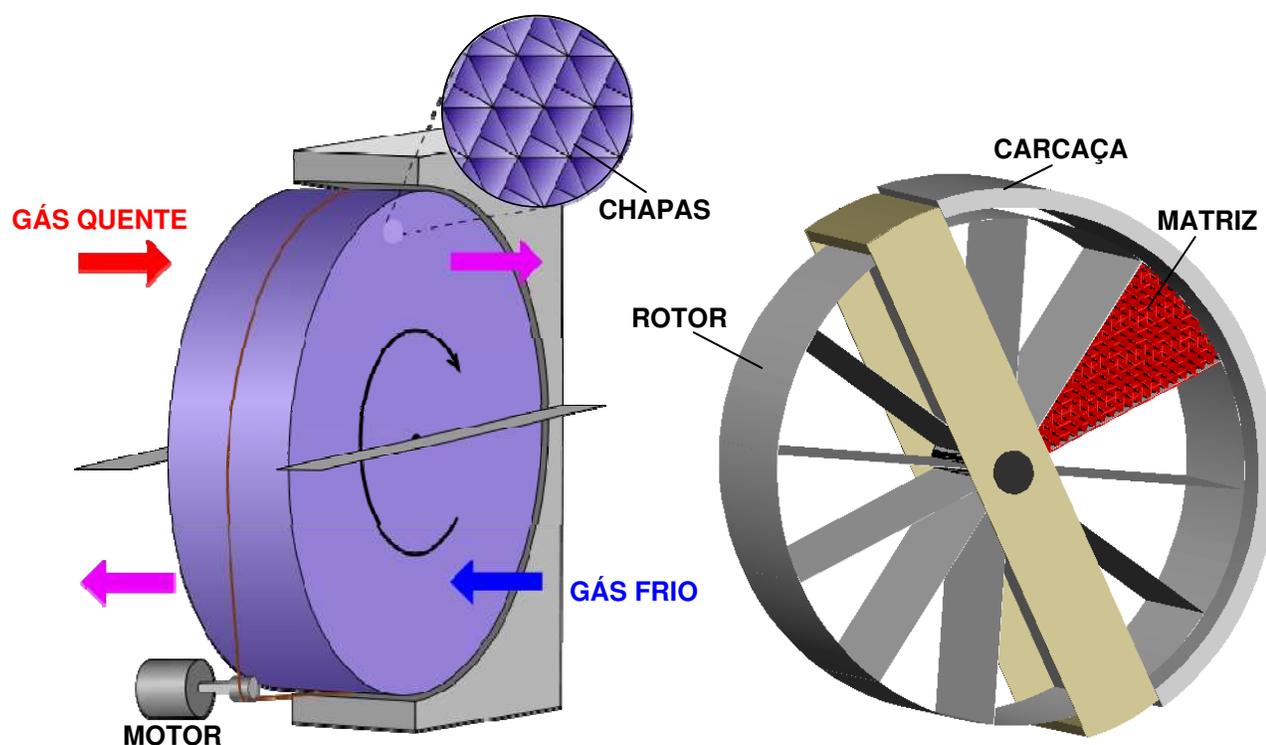


Figura 3.1. Esquema de funcionamento de um regenerador rotativo.

Devido à variedade de aplicações, atualmente os regeneradores rotativos são produzidos em diversos tamanhos, desde pequenas dimensões da ordem de centímetros, podendo chegar até 20 metros de diâmetro e pesando mais de 800 toneladas (Howden, 2009). A velocidade rotacional da matriz pode ser baixa, da ordem de  $10^{-2}$  rpm, até cerca de 20 rpm. Entretanto, para a maioria das operações, os valores comumente utilizados para a rotação estão na faixa de 1 a 10 rpm.

As superfícies de transferência de calor que compõem a matriz são caracterizadas por grande compacidade e potencial para promover a troca térmica. Segundo Kays e London (1964), diferentes geometrias podem ser utilizadas para os canais da matriz, incluindo superfícies tubulares e agrupamento de tubos aletados. Contudo, essas configurações são usuais em algumas aplicações com regeneradores em que ao menos uma das correntes de fluido é líquida. Para ambas as correntes gasosas, a recomendação é a utilização de superfícies estendidas, como chapas finas empacotadas que proporcionam formatos arbitrários para a área de seção transversal dos dutos. Dependendo da aplicação, essas chapas podem ser lisas ou apresentar corrugados para intensificar a troca térmica. Além disso, o uso desse arranjo possibilita o alcance de elevadas áreas de transferência de calor por unidade de volume. A Figura 3.2 apresenta algumas superfícies típicas de troca de calor usadas em regeneradores. A Figura 3.3 mostra perfis de canais formados pela sobreposição destas superfícies.



Figura 3.2. Algumas superfícies típicas de troca térmica utilizadas no regenerador rotativo.

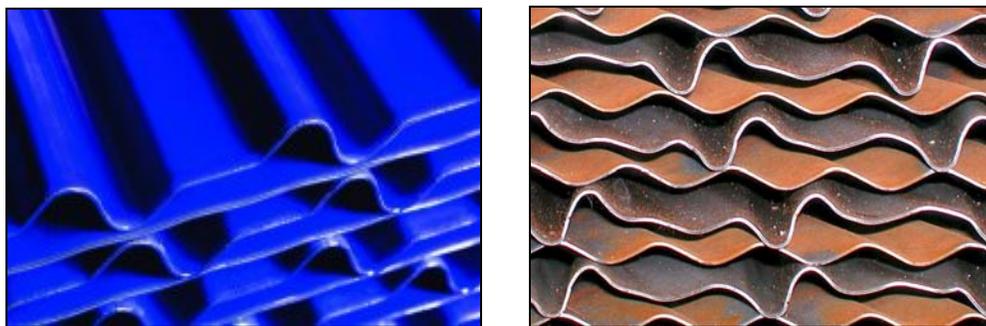


Figura 3.3. Perfis de canais formados a partir da sobreposição de superfícies de troca térmica.

Materiais diferentes para as superfícies são utilizados para aplicações específicas e o seu desempenho deve refletir um compromisso entre a resistência às condições operacionais e a eficiência da transferência de calor. Superfícies de aço e alumínio são amplamente usadas em regeneradores rotativos, mas matrizes de materiais poliméricos e cerâmicos também são encontradas. Se o meio de trabalho for agressivo, um tratamento superficial com camadas de esmaltes especiais pode ser realizado para prolongar a vida das superfícies, as quais podem ser avariadas por mecanismos como corrosão ou desgaste por material particulado.

Afora o modelo convencional do regenerador de Ljungström, existem tipos menos usuais com três ou quatro setores para correntes de fluidos, sendo que todos os modelos podem aparecer dispostos tanto na posição vertical como na horizontal dentro do sistema em que estão integrados (Howden, 2009). Maiores informações sobre modelos, aplicações e tipos de superfície de troca térmica de regeneradores rotativos podem ser encontrados na internet em páginas de fabricantes: ALSTOM (2009), Howden (2009) e KASTT (2009).

### 3.1. Características Geométricas

O presente trabalho tem como base de estudo um regenerador convencional com dois setores iguais, no qual o período frio é igual ao período quente, sendo este equipamento utilizado em operações que visam somente o processo de transferência de calor entre gases. A matriz do regenerador foi assumida como sendo composta por superfícies estendidas lisas que, quando acondicionadas, apresentam o formato triangular equilátero para a área de seção transversal dos canais. Além dessas características, outros parâmetros geométricos do regenerador rotativo, como a porosidade e o raio hidráulico, são relevantes porque influenciam diretamente no desempenho do equipamento. Assim, o conhecimento destes parâmetros faz-se necessário.

A Figura 3.4 ilustra o regenerador com os canais formados pela matriz, sendo  $R_e$  e  $R_i$  os raios externo e interno do equipamento. A espessura das chapas que compõem a matriz é representada por  $e$ .

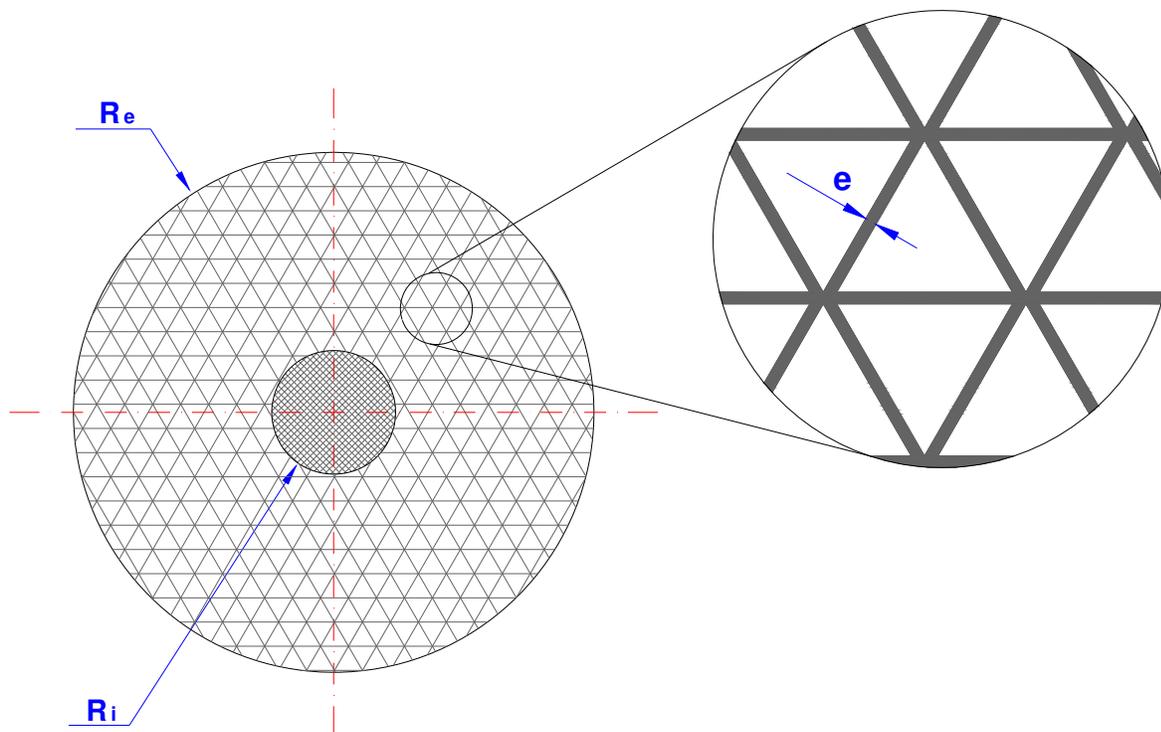


Figura 3.4. Regenerador rotativo com os canais formados pela matriz.

Baseado na Figura 3.4, seja  $A$  a área livre de seção transversal e  $A_m$  a área de seção transversal das chapas da matriz do regenerador, de tal forma que a área total de seção transversal seja dada por:

$$A_T = \pi(R_e^2 - R_i^2) = A + A_m \quad (3.1)$$

A porosidade  $\sigma$  é definida como sendo a relação entre a área livre e a área total,

$$\sigma = \frac{A}{A_T} \quad (3.2)$$

Se a porosidade é conhecida, então a área livre  $A$  de seção transversal e a área  $A_m$  de seção transversal das chapas podem ser facilmente obtidas pelas Eqs. (3.2) e (3.1).

A relação entre a área livre  $A$  e o perímetro  $P$  das chapas que compõem a matriz é conhecida com raio hidráulico  $r_h$ , o qual corresponde a  $1/4$  do diâmetro hidráulico  $D_h$  do canal.

$$r_h = \frac{A}{P} \quad (3.3)$$

O perímetro  $P$  pode ser expresso em função da área  $A_m$  da matriz,

$$P = \frac{A_m}{(e/2)} \quad (3.4)$$

Nesta expressão a espessura  $e$  das chapas é dividida por 2, pois conforme pode ser observado na Figura 3.4, cada chapa é fronteira entre dois canais adjacentes. Dessa forma, a espessura da parede de um único canal é dada como sendo metade do valor da espessura das chapas de troca térmica.

Se, na Eq. (3.4), a área  $A_m$  da matriz for expressa em função da área total  $A_T$  e da área livre  $A$  de seção transversal ( $A_m = A_T - A$ ), o perímetro  $P$  da Eq. (3.4) pode ser substituído na Eq. (3.3), resultando em:

$$r_h = \frac{A}{A_T - A} \left( \frac{e}{2} \right) \quad (3.5)$$

Utilizando ainda a definição de porosidade, dada pela Eq. (3.2), na Eq. (3.5) e manipulando, então o raio hidráulico pode ser expresso como função da porosidade. Assim,

$$r_h = \frac{\sigma}{1 - \sigma} \left( \frac{e}{2} \right) \quad (3.6)$$

A porosidade e o raio hidráulico são parâmetros interdependentes e exercem influência sobre a troca térmica neste trocador de calor. Pequenas variações na porosidade afetam diretamente o calor total transferido no regenerador, podendo inclusive alterar o tipo de regime de escoamento das correntes quando a perda de carga nos canais da matriz é especificada. Uma vez conhecidas as características geométricas do regenerador, o calor transferido no equipamento pode ser calculado. Uma maneira bastante utilizada para a obtenção da quantidade de calor transmitida é através do uso do método Efetividade-NUT para o regenerador rotativo.

### 3.2. Método Efetividade-NUT para o Regenerador

Este método é similar ao método Efetividade-NUT convencional que é utilizado para trocadores de calor em geral. A partir de resultados numéricos de Lambertson (1958), Kays e London (1964) desenvolveram uma correlação para a obtenção da efetividade  $\varepsilon_r$  do regenerador, na qual um fator de correção devido à velocidade rotacional e à capacidade térmica da matriz é usado para corrigir a efetividade de um trocador de calor em contracorrente.

Os resultados numéricos de Lambertson (1958) foram obtidos desconsiderando o efeito de condução axial na matriz do regenerador ao longo do comprimento dos canais. Entretanto, esse efeito pode ser significativo em alguns regeneradores com matrizes metálicas de boa condutividade. O presente trabalho visa a obtenção do calor transferido no regenerador pela resolução numérica das equações de energia do gás e da matriz obtidas a partir de uma modelagem matemática que leva em consideração a condução axial na matriz. O método  $\varepsilon$ -NUT para o regenerador será usado neste trabalho como uma ferramenta auxiliar para a obtenção da velocidade dos fluidos e do coeficiente de transferência de calor, os quais serão utilizados posteriormente na resolução numérica.

A correlação desenvolvida por Kays e London (1964) para a obtenção da efetividade  $\varepsilon_r$  do regenerador é dada pela Eq. (3.7), na qual  $\varepsilon_0$  representa a efetividade de um trocador de calor em contracorrente e  $\varphi_r$  é o fator de correção devido a velocidade rotacional e a capacidade térmica da matriz.

$$\varepsilon_r = \varepsilon_0 \varphi_r \quad (3.7)$$

A efetividade de um trocador de calor em contracorrente pode ser calculada pela Eq. (3.8).

$$\varepsilon_0 = \frac{1 - e^{[-NUT(1-C^*)]}}{1 - C^* e^{[-NUT(1-C^*)]}} \quad (3.8)$$

A razão entre as capacidades térmicas dos gases  $C^*$  e o número de unidades de transferência  $NUT$  são definidos, respectivamente, como segue:

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (3.9)$$

$$NUT = \frac{I}{C_{min}} \left[ \frac{I}{(1/hA_{tr})_f + (1/hA_{tr})_q} \right] \quad (3.10)$$

sendo  $h$  o coeficiente de transferência de calor e  $A_{tr}$  a área de troca térmica do regenerador.

A partir das soluções computacionais de Lambertson (1958), Kays e London (1964) propuseram a seguinte correlação para o cálculo do fator de correção  $\varphi_r$ , devido à velocidade rotacional e a capacidade térmica da matriz:

$$\varphi_r = 1 - \frac{I}{9C_r^{*1,93}} \quad (3.11)$$

$$C_r^* = \frac{C_r}{C_{min}} \quad (3.12)$$

sendo  $C_r$  a capacidade térmica da matriz, obtida a partir da velocidade rotacional  $n$  (rpm), da massa  $m_m$  e do calor específico  $c_m$  da matriz:

$$C_r = \frac{n}{60} m_m c_m \quad (3.13)$$

As soluções computacionais de Lambertson (1958) foram obtidas para as seguintes faixas de valores:  $0,1 \leq C^* \leq 1$ ;  $C_r^* > 1$ ;  $1 \leq NUT \leq 10$  e  $0,25 \leq (hA_{tr})_{C_{mi}} / (hA_{tr})_{C_{ma}} \leq 1$ , sendo que os subíndices  $C_{mi}$  e  $C_{ma}$  representam, respectivamente, o lado da corrente de menor capacidade térmica ( $C_{min}$ ) e o lado da corrente de maior capacidade térmica ( $C_{max}$ ).

Worsøe-Schmidt (1991) também propôs uma correlação, Eq. (3.14), para o cálculo do fator de correção  $\phi_r$ , a qual produz resultados muito próximos dos obtidos pela Eq. (3.11) proposta por Kays e London (1964) para a faixa de valores de  $0,2 \leq NUT \leq 5$ ;  $0,5 \leq C^* \leq 1$  e  $C_r^* > 1$ .

$$\phi_r = 1 - \frac{0,114 [1 - e^{(-NUT)}]}{C^{*0,44} C_r^{*1,93}} \quad (3.14)$$

Entretanto, as Eqs. (3.11) e (3.14) não são adequadas para baixos valores de velocidade rotacional. Uma correlação que pode ser aplicada mesmo para baixas rotações da matriz foi desenvolvida por Büyükalaca e Yilmaz (2002) a partir de resultados numéricos e experimentais. Essa correlação é dada pela Eq. (3.15) e será a utilizada neste trabalho para a obtenção da efetividade do regenerador pelo fato dela reproduzir com boa concordância os resultados obtidos pela correlação proposta por Kays e London (1964), Eq. (3.11), para velocidades rotacionais mais elevadas e também fornecer melhores resultados que a Eq. (3.11) para baixas rotações da matriz (inferior a 1 rpm).

$$\varphi_r = \frac{I}{\left[1 + 3\left(\varepsilon_0/C_r^*\right)^2 + \left(\varepsilon_0/C_r^*\right)^4\right]^{1/4}} \quad (3.15)$$

Conhecendo-se a efetividade  $\varepsilon_r$  do regenerador conforme o procedimento descrito, então o calor transferido no equipamento pode ser obtido como segue:

$$q = \varepsilon_r q_{max} \quad (3.16)$$

sendo  $q$  a quantidade real de calor transferido por unidade de tempo e  $q_{max}$  a máxima quantidade possível, a qual é definida como:

$$q_{max} = C_{min} (T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (3.17)$$

sendo, respectivamente,  $T_{q,e}$  e  $T_{f,e}$  as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio no regenerador. O parâmetro  $C_{min}$  corresponde ao menor valor entre  $C_q$  e  $C_f$  que são as capacidades térmicas dos fluidos quente e frio, respectivamente, dadas por:

$$C_q = \dot{m}_q c_{p,q} \quad (3.18)$$

$$C_f = \dot{m}_f c_{p,f} \quad (3.19)$$

sendo  $\dot{m}$  a vazão mássica e  $c_p$  o calor específico do fluido à pressão constante.

Com o calor total  $q$  transferido no regenerador, Eq. (3.16), é possível calcular as temperaturas médias de mistura na saída de cada corrente de gás a partir de duas relações que podem ser estabelecidas através de balanços de energia nos fluidos:

$$q = C_q (T_{q,e} - T_{q,s}) \quad (3.20)$$

$$q = C_f (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (3.21)$$

sendo  $T_{q,s}$  e  $T_{f,s}$  as temperaturas médias de mistura na saída das correntes quente e fria do regenerador. Os subscritos  $q$  e  $f$  representam os gases quente e frio, respectivamente, enquanto que  $e$  e  $s$  indicam entrada e saída do escoamento.

O calor transferido no regenerador rotativo é afetado por algumas características que são comumente observadas nesses equipamentos, sendo a *Região de Bloqueio de Fluxo* e os *Vazamentos*. Dessa forma, é interessante tomar conhecimento destas particularidades do regenerador.

### 3.3. Região de Bloqueio de Fluxo

Devido à instalação do regenerador rotativo ser entre dois dutos adjacentes, existe uma região do equipamento em que não há escoamento de fluido por alguns canais da matriz, pois o sistema de montagem dos dutos bloqueia estes canais e impede a passagem do gás. Essa interrupção do escoamento ocorre próxima à fronteira entre os dutos adjacentes, onde existe um acoplamento entre eles. A Figura 3.5 ilustra essa região, a qual é denominada aqui por *Região de Bloqueio de Fluxo*.

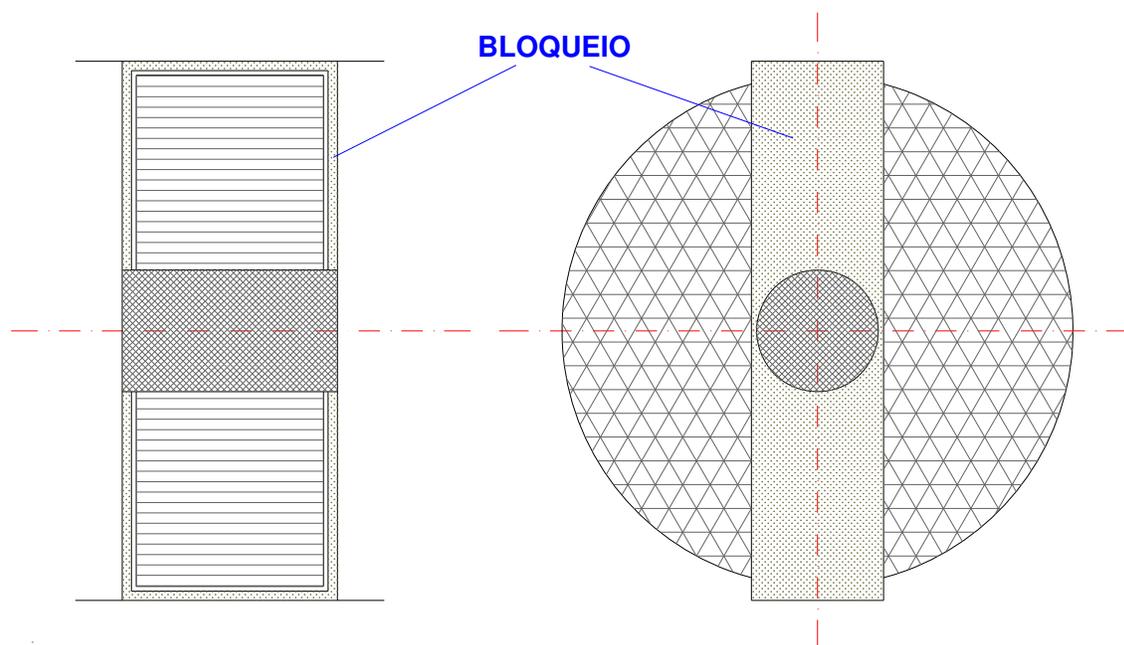


Figura 3.5. Ilustração da região de bloqueio de fluxo.

Não foram encontrados na literatura trabalhos que levam em consideração a região de bloqueio de fluxo. Todavia, ela pode ser incluída no estudo de regeneradores rotativos e sua influência sobre o calor transferido no equipamento pode ser averiguada. Na aplicação do método  $\varepsilon - NUT$  para o regenerador, uma forma simples de computar essa região é descontar do valor da área total de seção transversal da matriz o valor da área bloqueada. Esse procedimento torna menor a área de seção transversal do escoamento, o que acarretará na conseqüente diminuição da vazão mássica do fluido e do calor transferido no equipamento.

Uma estimativa da magnitude desse bloqueio foi realizada a partir de dados geométricos fornecidos, em caráter informal, pela Refinaria do Planalto Paulista – Paulínia/SP (Replan - PETROBRAS) de um regenerador rotativo em operação. Nessa estimativa foi obtido um valor percentual de 29% para a relação entre a área de escoamento bloqueado e a área total da seção transversal da matriz do regenerador. Como este resultado foi estimado a partir de um regenerador com tamanho específico, não é possível garantir que ele seja válido para regeneradores com outras dimensões, pois a região de bloqueio de fluxo depende do regenerador. Sendo assim, este resultado será utilizado neste trabalho na simulação de um regenerador com dimensões próximas ao regenerador em operação na Replan e os efeitos da região de bloqueio de

fluxo sobre o calor transferido serão observados para essa situação em particular. A maneira como foi estimada essa região é apresentada em detalhes no Item A.1 do Apêndice A.

Na utilização de um método numérico para a simulação do regenerador, a região de bloqueio de fluxo pode ser incluída conforme esquema da Figura 3.6. Se um canal fixo na matriz do regenerador for acompanhado durante uma revolução do rotor, percebe-se que em um determinado período de tempo o escoamento por esse canal é interrompido devido à sua passagem pela região de bloqueio de fluxo. A utilização de um método numérico para a simulação do equipamento permite interromper o escoamento no canal enquanto este passa pelo bloqueio, de tal forma a considerar que a velocidade no canal seja nula durante esse período de tempo. Resultados incluindo esse bloqueio no regenerador serão apresentados no Capítulo 6.

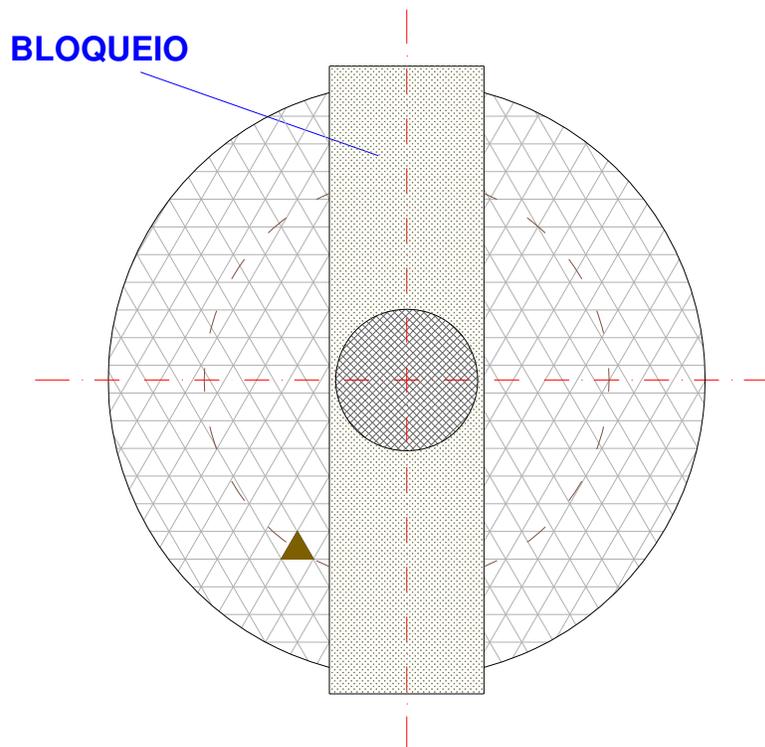


Figura 3.6. Acompanhamento de um canal durante uma revolução da matriz.

### 3.4. Vazamentos

Em um regenerador rotativo é inevitável haver algum vazamento do gás de maior pressão para a corrente de gás de menor pressão, pois há a necessidade de pequenas folgas de trabalho entre o rotor e a carcaça. Essas folgas permitem o funcionamento correto do equipamento, impedindo um possível travamento da matriz durante o processo de rotação. De uma maneira geral, em sistemas que utilizam regeneradores rotativos, a corrente de fluido frio que passa pelo equipamento é mais pressurizada que a de fluido quente e os vazamentos decorrentes desta característica são denominados de vazamentos radiais. Vazamentos axiais também ocorrem no regenerador, mas não têm relação com a diferença de pressão entre as correntes, já que não acontecem de uma corrente para outra. A Figura 3.7 ilustra as folgas de vazamentos descritas.

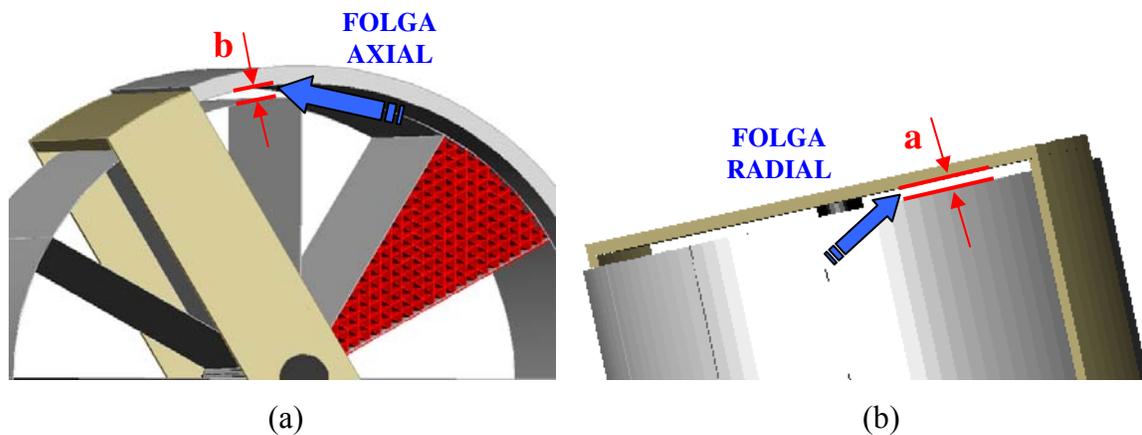


Figura 3.7. Folgas dos vazamentos do regenerador: (a) Vista frontal: folga axial; (b) Vista lateral em perspectiva: folga radial.

Conforme pode ser visto na Figura 3.7, existem as folgas radiais e axiais, pelas quais ocorrem os vazamentos radiais e axiais, respectivamente. A Figura 3.8 apresenta o esquema de vazamentos comumente encontrado em regeneradores rotativos, no qual  $V_{az_{R1}}$  e  $V_{az_{R2}}$  representam os vazamentos radiais enquanto que  $V_{az_{AX1}}$  e  $V_{az_{AX2}}$  indicam os vazamentos axiais. As vazões mássicas dos gases frio e quente são representadas por  $\dot{m}_f$  e  $\dot{m}_q$ .

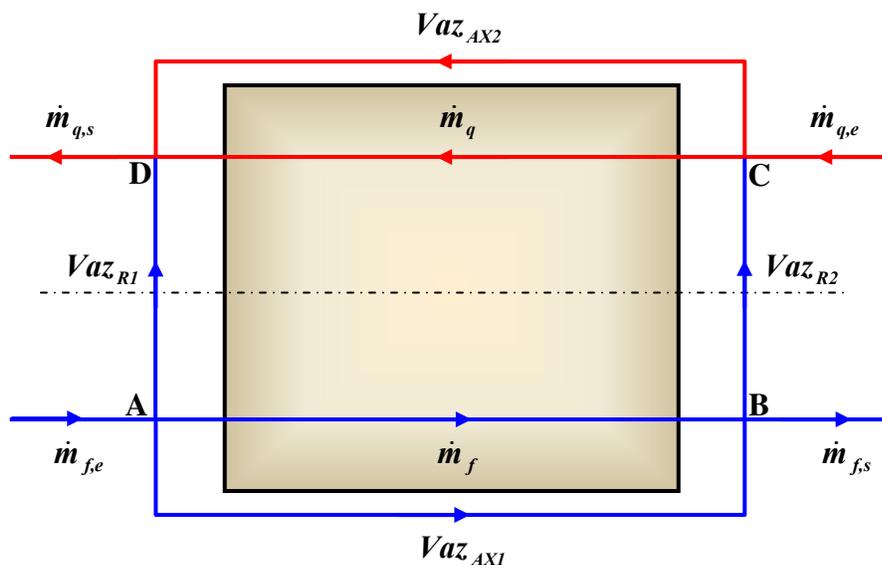


Figura 3.8. Vazões e vazamentos no regenerador.

Para o cálculo dos vazamentos através das folgas de trabalho, seja radial ou axial, Maclaine-Cross e Ambrose (1980) indicam a seguinte correlação:

$$Vaz = C_d A_{vaz} (2 \Delta P_{vaz} \rho_g)^{1/2} \quad (3.22)$$

sendo  $Vaz$  obtido em  $(kg/s)$ . Nesta equação  $A_{vaz}$  representa a área de seção transversal da folga,  $\Delta P_{vaz}$  a perda de carga nas folgas de vazamento,  $\rho_g$  a densidade do fluido e  $C_d$  é um parâmetro adimensional conhecido como coeficiente de descarga. Harper (1957) realizou estudos experimentais e obteve valores do coeficiente de descarga em função do tamanho da folga de vazamento. Seus valores variaram entre 0,56 e 0,70 e não foram fornecidas informações sobre dimensões da folga. Assim, para este trabalho será usado o valor médio do coeficiente de descarga  $C_d = 0,65$ , sendo esse valor fixo tanto para o vazamento radial como o axial.

Observando a Figura 3.8, as perdas de carga nos canais da matriz do regenerador  $\Delta P_{AB}$  e  $\Delta P_{CD}$  serão parâmetros estabelecidos neste trabalho, constituindo-se no ponto de partida para a simulação do equipamento. Assim, as vazões de cada corrente e também os vazamentos serão

obtidos a partir do conhecimento dos valores de  $\Delta P_{AB}$  e  $\Delta P_{CD}$ . Para que não fosse atribuído valores para essas perdas de carga distantes de perdas reais verificadas em regeneradores em operação, foi realizada uma estimativa para  $\Delta P_{AB}$  e  $\Delta P_{CD}$  a partir de informações fornecidas pela Replan de um trocador rotativo em operação. Utilizando a equação universal de Darcy-Weissbach, Eq. (3.23), para o cálculo da perda de carga distribuída e desconsiderando o efeito do escoamento na região de entrada dos canais, foi estimado que a perda de carga no regenerador em funcionamento na Replan é em torno de 100 Pa. Nesta equação  $f$  representa o fator de atrito de Fanning,  $L$  o comprimento dos canais da matriz e  $u$  a velocidade média do fluido nos canais. Em comparação com esta estimativa de 100 Pa, através de uma busca na literatura por informações sobre queda de pressão em regeneradores, verificou-se valores para a perda de carga entre 20 e 300 Pa, para ambos os regimes de escoamento em diferentes tamanhos do equipamento. Os valores usados para  $\Delta P_{AB}$  e  $\Delta P_{CD}$  na simulação serão em torno destes averiguados e neste trabalho será considerado que estas perdas de carga tem o mesmo valor, ou seja,  $\Delta P_{AB} = \Delta P_{CD} = \Delta P$ .

$$\Delta P = f \rho_g \frac{L u^2}{r_h} \quad (3.23)$$

Com os valores de  $\Delta P_{AB}$  e  $\Delta P_{CD}$ , as perdas de carga nas folgas radiais,  $\Delta P_{BC}$  e  $\Delta P_{AD}$ , puderam ser obtidas a partir da suposição de que, na Figura 3.8,  $Vaz_{R2}$  é aproximadamente 10% de  $Vaz_{R1}$ . Essa relação entre os vazamentos radiais foi informada pela Replan a respeito de um de seus regeneradores rotativos em operação e será adotada neste trabalho. Assim,

$$Vaz_{R2} = 0,1 Vaz_{R1} \quad (3.24)$$

Relacionando  $Vaz_{R1}$  e  $Vaz_{R2}$  pela Eq. (3.22) e utilizando a Eq. (3.24), os valores de  $\Delta P_{BC}$  e  $\Delta P_{AD}$  foram estimados considerando os parâmetros  $C_d$ ,  $A_{vaz}$  e  $\rho_g$  da mesma ordem de grandeza para ambas as correntes. Assim, tem-se que:

$$\frac{\Delta P_{BC}}{\Delta P_{AD}} \approx \frac{Vaz_{R2}^2}{Vaz_{R1}^2} = \frac{(0,1 Vaz_{R1})^2}{Vaz_{R1}^2} \Rightarrow \Delta P_{BC} \approx 0,01 \Delta P_{AD} \quad (3.25)$$

Sabe-se que:

$$\Delta P_{AB} = P_A - P_B \Rightarrow P_A = \Delta P_{AB} + P_B \quad (3.26)$$

$$\Delta P_{CD} = P_C - P_D \Rightarrow P_D = P_C - \Delta P_{CD} \quad (3.27)$$

Utilizando estes resultados em  $\Delta P_{AD}$  tem-se que:

$$\begin{aligned} \Delta P_{AD} &= P_A - P_D = \Delta P_{AB} + P_B - P_C + \Delta P_{CD} \\ \Delta P_{AD} &= \Delta P_{AB} + \Delta P_{CD} + \Delta P_{BC} \end{aligned} \quad (3.28)$$

Substituindo a Eq. (3.25) na Eq. (3.28) chega-se a:

$$\Delta P_{AD} = \frac{\Delta P_{AB} + \Delta P_{CD}}{0,99} \quad (3.29)$$

Através das Eqs. (3.29) e (3.25) é possível calcular as perdas de carga nas folgas radiais de vazamento a partir dos valores conhecidos de  $\Delta P_{AB}$  e  $\Delta P_{CD}$ . De posse das perdas de carga, utilizando a Eq. (3.22) os valores dos vazamentos em cada folga ficam:

$$Vaz_{R1} = C_d A_{vaz.R} \left( 2 \Delta P_{AD} \rho_{f,e_g} \right)^{1/2} \quad (3.30)$$

$$Vaz_{AX1} = C_d A_{vaz.AX} \left( 2 \Delta P_{AB} \rho_{f,e_g} \right)^{1/2} \quad (3.31)$$

$$Vaz_{AX2} = C_d A_{vaz.AX} \left( 2 \Delta P_{CD} \rho'_{q,e_g} \right)^{1/2} \quad (3.32)$$

$$Vaz_{R2} = C_d A_{vaz.R} \left( 2 \Delta P_{BC} \rho_{f,s_g} \right)^{1/2} \quad (3.33)$$

sendo a densidade  $\rho$  obtida nas seções indicadas. A seção indicada em  $\rho'_{q,e}$  é mostrada na Figura 3.9 e será explicada mais adiante. Observando o lado de uma das correntes do regenerador e desconsiderando a região de bloqueio de fluxo na folga axial de vazamento, as áreas de seção transversal dos vãos radial  $A_{vaz.R}$  e axial  $A_{vaz.AX}$  são dadas por:

$$A_{vaz.R} = 2a(R_e - R_i) \quad (3.34)$$

$$A_{vaz.AX} = \pi R_e b \quad (3.35)$$

sendo  $a$  e  $b$  a largura dos vãos radial e axial, respectivamente, conforme Figura 3.7. Os parâmetros  $R_e$  e  $R_i$  correspondem aos raios externo e interno do regenerador, conforme Figura 3.4.

A região de bloqueio de fluxo descrita no item anterior também obstrui parte da folga axial de vazamento. Para considerar a região de bloqueio de fluxo no vão axial, um procedimento análogo ao apresentado para a estimativa do bloqueio em relação a área de seção transversal do regenerador foi realizado. Foi estimado que a área bloqueada do vão axial é cerca de 17% da área total desse vão e esse resultado será utilizado na simulação do regenerador em que a região de bloqueio de fluxo for considerada. O Item A.2 do Apêndice A apresenta o modo como foi realizada a estimativa do bloqueio do vão axial.

Conhecendo-se os vazamentos e as vazões  $\dot{m}_f$  e  $\dot{m}_q$  mostradas na Figura 3.8, as vazões de entrada ( $\dot{m}_{f,e}$  e  $\dot{m}_{q,e}$ ) e de saída ( $\dot{m}_{f,s}$  e  $\dot{m}_{q,s}$ ) das correntes podem ser calculadas pela equação da continuidade aplicada em cada ponto, ou seja:

$$\dot{m}_{f,e} = Vaz_{R1} + \dot{m}_f + Vaz_{Ax1} \quad (3.36)$$

$$\dot{m}_{f,s} = \dot{m}_f + Vaz_{Ax1} - Vaz_{R2} \quad (3.37)$$

$$\dot{m}_{q,e} = \dot{m}_q + Vaz_{Ax2} - Vaz_{R2} \quad (3.38)$$

$$\dot{m}_{q,s} = Vaz_{R1} + \dot{m}_q + Vaz_{Ax2} \quad (3.39)$$

É importante observar também os valores de temperatura dos fluidos na entrada e saída de cada corrente. Observando a Figura 3.9, nota-se que os vazamentos acarretam variação nos valores das temperaturas nas regiões de entrada e saída do fluido quente e também na região de saída do fluido frio na matriz do regenerador, de tal forma que  $T'_{q,e} \neq T_{q,e}$ ,  $T'_{q,s} \neq T_{q,s}$  e  $T'_{f,s} \neq T_{f,s}$ .

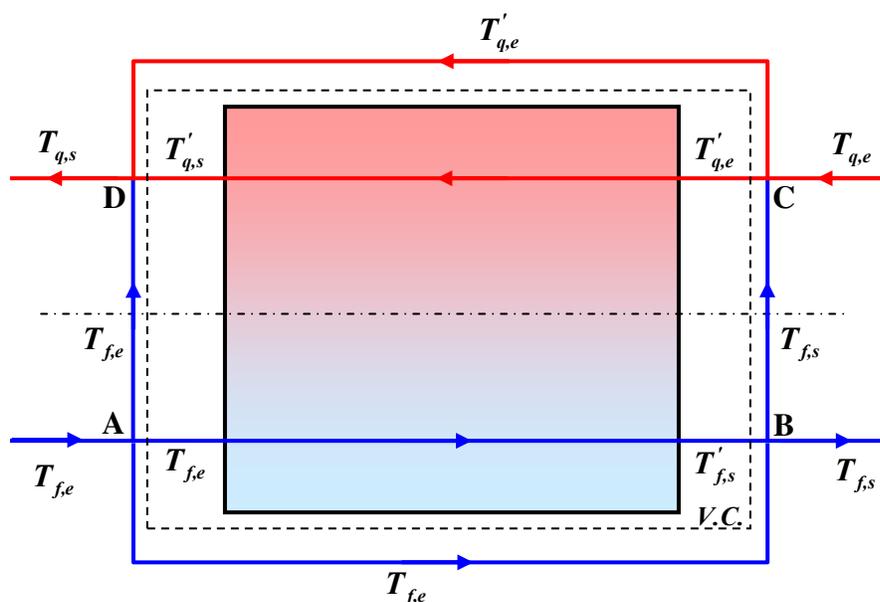


Figura 3.9. Temperaturas no regenerador.

Com as temperaturas de entrada  $T_{f,e}$  e saída  $T'_{f,s}$  da corrente fria, as quais aparecem dentro do volume de controle V.C. da Figura 3.9, a temperatura final de saída  $T_{f,s}$  dessa corrente pode ser calculada a partir de um balanço de energia no ponto B da Figura 3.9, que fornece:

$$T_{f,s} = \frac{(Vaz_{AX1} c_{p_{f,e}} T_{f,e}) + (\dot{m}_f c'_{p_{f,s}} T'_{f,s})}{c_{p_{f,s}} (\dot{m}_{f,s} + Vaz_{R2})} \quad (3.40)$$

sendo o calor específico  $c_{p_{f,s}}$  à temperatura  $T_{f,s}$  calculado pela média ponderada com as vazões e vazamentos vinculados ao ponto  $B$ .

$$c_{p_{f,s}} = \frac{c_{p_{f,e}} Vaz_{AX1} + c'_{p_{f,s}} \dot{m}_f}{\dot{m}_{f,s} + Vaz_{R2}} \quad (3.41)$$

Conhecendo-se a temperatura de entrada da corrente quente  $T_{q,e}$ , pode-se então calcular  $T'_{q,e}$  aplicando um balanço de energia no ponto  $C$  da Figura 3.9.

$$T'_{q,e} = \frac{(Vaz_{R2} c_{p_{f,s}} T_{f,s}) + (\dot{m}_{q,e} c_{p_{q,e}} T_{q,e})}{c'_{p_{q,e}} (\dot{m}_q + Vaz_{AX2})} \quad (3.42)$$

sendo o calor específico  $c'_{p_{q,e}}$  à temperatura  $T'_{q,e}$  calculado pela média ponderada com as vazões e vazamentos vinculados ao ponto  $C$ .

$$c'_{p_{q,e}} = \frac{c_{p_{f,s}} Vaz_{R2} + c_{p_{q,e}} \dot{m}_q}{\dot{m}_q + Vaz_{AX2}} \quad (3.43)$$

Conhecendo a capacidade térmica  $C_f$  da corrente fria, o calor  $q_i$  transferido no regenerador pode ser calculado através da Eq. (3.44).

$$q_i = C_f (T'_{f,s} - T_{f,e}) \quad (3.44)$$

sendo que o subscrito  $i$  indica a análise dentro do  $V.C.$ . Com o calor transferido  $q_i$  no regenerador, com o valor de  $T'_{q,e}$  e conhecendo a capacidade térmica  $C_q$  da corrente quente, então a temperatura  $T'_{q,s}$  na saída da corrente quente é obtida a partir da Eq. (3.45).

$$q_i = C_q (T'_{q,e} - T'_{q,s}) \quad (3.45)$$

Por fim, a temperatura média final  $T_{q,s}$  na saída da corrente quente pode ser então calculada aplicando um balanço de energia no ponto  $D$  da Figura 3.9.

$$T_{q,s} = \frac{(Vaz_{AX2} c'_{p_{q,e}} T'_{q,e}) + (\dot{m}_q c'_{p_{q,s}} T'_{q,s}) + (Vaz_{R1} c_{p_{f,e}} T_{f,e})}{\dot{m}_{q,s} c_{p_{q,s}}} \quad (3.46)$$

sendo o calor específico  $c_{p_{q,s}}$  à temperatura  $T_{q,s}$  calculado pela média ponderada com as vazões e vazamentos vinculados ao ponto  $D$ .

$$c_{p_{q,s}} = \frac{(c_{p_{f,e}} Vaz_{R1}) + (c'_{p_{q,s}} \dot{m}_q) + (c'_{p_{q,e}} Vaz_{AX2})}{\dot{m}_{q,s}} \quad (3.47)$$

Em geral os vazamentos são pequenos e sua influência na efetividade do regenerador é pequena para a maioria das aplicações (Shah, 1980). Entretanto, eles ainda podem ser minimizados através do dimensionamento de um sistema adequado de selagem a partir do conhecimento do tamanho das folgas de trabalho do equipamento. O estudo sobre os vazamentos no regenerador assim como o da região de bloqueio de fluxo descrita no item anterior não se constitui no foco principal deste trabalho. A influência dos vazamentos pelas folgas sobre o calor transferido no equipamento será investigada para um regenerador em particular e os resultados obtidos para este caso serão apresentados no Capítulo 6.

Além dos vazamentos e da região de bloqueio, outra característica do regenerador é a contaminação entre os fluidos, a qual ocorre na mudança do período frio para o quente e vice-

versa. De um modo geral essa contaminação é considerada desprezível. Ela será relevante quando o tempo gasto pelo fluido para percorrer o canal do regenerador for bem maior que o tempo de rotação da matriz. O tempo que o fluido leva para percorrer o canal da matriz é conhecido como *Tempo de Residência* do gás na matriz, sendo dado pela relação entre o comprimento do canal e a velocidade média do fluido. Uma breve discussão sobre esse assunto será retomada no Capítulo 6. Mais detalhes sobre a contaminação entre os fluidos e outras informações a respeito do regenerador rotativo podem ser encontrados em Shah (1980).

## Capítulo 4

### Método de Resolução

Para a obtenção do calor transferido um processo de cálculo é realizado com o uso de um programa computacional desenvolvido neste trabalho. Os cálculos incluem a obtenção da velocidade dos fluidos e do coeficiente de transferência de calor das correntes através de correlações e também uma resolução numérica para a obtenção do perfil de temperatura e do calor transferido no equipamento. Neste capítulo serão apresentadas as correlações utilizadas para o cálculo da velocidade dos fluidos e do coeficiente de transferência de calor, a modelagem matemática para o problema, a resolução numérica das equações diferenciais do modelo e também o esquema de funcionamento do programa computacional confeccionado. Finalizando este capítulo, uma formulação adimensional para o problema será apresentada.

#### 4.1 Expressões para Fator de Atrito e Número de Nusselt

##### 4.1.1 Análise Hidrodinâmica

Analisando uma das correntes do regenerador e desconsiderando as perdas localizadas por contração e expansão na entrada e saída dos dutos da matriz, a perda de carga distribuída no escoamento pode ser obtida através da equação de Darcy-Weissbach, Eq. (3.23), acrescida do termo que leva em consideração os efeitos da região de entrada fluidodinâmica. Assim,

$$\Delta P = f\rho \frac{L}{r_h} \frac{u^2}{2} + \rho K \frac{u^2}{2} \quad (4.1)$$

sendo  $K$  o coeficiente adimensional de queda de pressão para os efeitos de entrada do escoamento. Como a perda de carga  $\Delta P$  é um valor pré-estabelecido neste trabalho, então a Eq. (4.1) será usada para calcular a velocidade  $u$  nos canais da matriz do regenerador.

Para o caso de regime laminar de escoamento, o fator de atrito  $f$  de Fanning foi calculado por uma correlação usada para escoamento completamente desenvolvido em canal triangular equilátero liso (Marco e Han, 1955).

$$f = \frac{40}{3 \cdot Re_{D_h}} \quad (4.2)$$

Lundgren *et al.* (1964) desenvolveram um método analítico para determinar a perda de carga em dutos com área de seção transversal arbitrária considerando a região de entrada no escoamento laminar. Foram obtidos resultados para o coeficiente  $K$  de queda de pressão para vários formatos de seção transversal de dutos, dentre eles para triângulo equilátero cujo valor é  $K = 1,818$ , o qual será utilizado neste trabalho.

Medidas experimentais do fator de atrito para escoamento turbulento completamente desenvolvido em duto triangular equilátero foram realizadas por Altemani e Sparrow (1980) para a faixa do número de Reynolds de  $4000 < Re_{D_h} < 8 \cdot 10^4$ . Os resultados obtidos por Altemani e Sparrow (1980) apresentaram boa concordância com os resultados obtidos a partir de uma correlação proposta anteriormente por Malák *et al.* (1975), a qual é dada por:

$$f = 0,0425 Re_{D_h}^{-0,2} \quad (4.3)$$

Zhi-qing (1982) verificou que, no escoamento turbulento em duto circular liso, o parâmetro de queda de pressão  $K$  é dependente do número de Reynolds e da razão entre o comprimento e o

diâmetro hidráulico do canal ( $L/D_h$ ). Em seu trabalho, ele apresenta uma tabela que mostra a variação de  $K$  com o parâmetro adimensional  $L_A$ , sendo:

$$L_A = \frac{L/D_h}{Re_{D_h}^{0,25}} \quad (4.4)$$

No presente trabalho, os dados tabelados por Zhi-qing (1982) foram colocados em um gráfico  $L_A$  versus  $K$  e uma linha polinomial de tendência de quinto grau foi traçada sobre estes pontos. Esse procedimento foi realizado com o uso do programa Microsoft Office Excel, o qual forneceu a seguinte equação polinomial que ajusta os pontos tabelados por Zhi-qing (1982).

$$K = 0,1959L_A^5 - 0,7638L_A^4 + 1,1348L_A^3 - 0,8334L_A^2 + 0,3364L_A + 0,001 \quad (4.5)$$

Esta equação fornece bons resultados, sendo válida somente para  $L_A \leq 1,3590$ . A partir deste valor  $K$  assume o valor constante de  $K = 0,07$ . Os dados tabelados por Zhi-qing (1982) de  $L_A$  e  $K$ , assim como o ajuste destes pontos por uma linha de tendência são apresentados no Item B.1 do Apêndice B.

Conforme visto, o parâmetro  $L_A$  é baseado no diâmetro hidráulico do canal e foi obtido a partir de estudos de escoamento turbulento em duto circular. Como o canal de interesse neste trabalho tem o formato triangular, um ajuste no valor do diâmetro hidráulico foi realizado. Ahmed e Brundrett (1971) introduziram um conceito de diâmetro equivalente  $D_e$  para duto triangular, o qual fornece bons resultados quando utilizado no lugar do diâmetro hidráulico  $D_h$  em correlações aplicadas para duto circular.

$$D_e = \frac{3}{2}D_h \quad (4.6)$$

Utilizando então o conceito de diâmetro equivalente, a Eq. (4.4) fica:

$$L_A = \frac{L/D_e}{Re_{D_h}^{0,25}} \quad (4.7)$$

Dessa forma valores mais realísticos podem ser obtidos para o coeficiente de queda de pressão  $K$  em canais triangulares. Resultados obtidos para o fator de atrito e também para o número de Nusselt por correlações de escoamento turbulento em dutos circulares lisos com o uso de  $D_e$  foram comparados com medidas experimentais por Ahmed e Brundrett (1971) e uma excelente concordância foi observada.

Com o valor do fator de atrito  $f$  e do coeficiente de queda de pressão  $K$ , o valor da velocidade  $u$  nos canais da matriz do regenerador é então calculado pela Eq. (4.1). Desprezando a região de bloqueio de fluxo, a vazão mássica  $\dot{m}$  para uma das correntes é obtida a partir da equação da continuidade, sendo  $\dot{m}$  considerada constante. Assim,

$$\dot{m} = \rho u \frac{A}{2} \quad (4.8)$$

O comprimento de entrada hidrodinâmico  $L_H$  pode ser obtido para ambos os regimes de escoamento. Não foram encontradas na literatura correlações para a estimativa da região de entrada em canais triangulares. Sendo assim, correlações para a obtenção do comprimento de entrada em dutos circulares lisos foram usadas. Langhaar (1942) propôs a seguinte correlação para o cálculo do comprimento de entrada hidrodinâmico em escoamento laminar.

$$\frac{L_H}{D_h} = 0,05 Re_{D_h} \quad (4.9)$$

Diversos autores investigaram o comprimento de entrada hidrodinâmico para escoamento turbulento em duto circular. Na e Lu (1973) obtiveram o valor de  $(L_H/D_h)$  experimentalmente. Para um mesmo número de Reynolds, o parâmetro  $(L_H/D_h)$  apresentou concordância

praticamente perfeita com medidas experimentais realizadas por Barbin e Jones (1963). Entretanto, nenhum desses autores forneceu uma equação para a determinação do comprimento de entrada. Equações que reproduzem os resultados destes autores com satisfatória concordância foram propostas por Bowlus e Brighton (1968) e Zhi-qing (1982). Neste trabalho, o comprimento de entrada turbulento foi obtido pela equação proposta por Zhi-qing (1982), Eq. (4.10).

$$\frac{L_H}{D_h} = 1,359 Re_{D_h}^{0,25} \quad (4.10)$$

Para a obtenção de resultados mais realísticos para o comprimento de entrada nos canais triangulares da matriz do regenerador, o diâmetro hidráulico  $D_h$  nas Eqs. (4.9) e (4.10) também foi substituído pelo diâmetro equivalente  $D_e$  proposto por Ahmed e Brundrett (1971).

#### 4.1.2 Análise Térmica

No estudo do processo de transferência de calor em regime laminar de escoamento, Wibulswas (1966) apresentou em uma tabela a variação de valores do número de Nusselt médio  $Nu_m$  em função do número de Prandtl  $Pr$  e de um parâmetro adimensional  $L_B$ , sendo:

$$L_B = \frac{L}{D_h Re Pr} \quad (4.11)$$

Os resultados de Wibulswas (1966) foram obtidos numericamente para escoamento com desenvolvimento simultâneo em canal triangular equilátero e condição de temperatura de superfície constante. No presente trabalho, os valores tabelados por Wibulswas (1966) de  $Nu_m$  e  $(1/L_B)$  para  $Pr = 0,72$  foram colocados em um gráfico  $(1/L_B)$  versus  $Nu_m$  e uma linha polinomial de tendência de sexto grau foi traçada sobre estes pontos. Analogamente ao processo de obtenção do coeficiente  $K$  de queda de pressão para os efeitos de entrada do escoamento, esse procedimento foi realizado com o uso do programa Microsoft Office Excel e a equação polinomial, Eq. (4.12), para o cálculo de  $Nu_m$  em função de  $L_B$  foi obtida. Os dados tabelados

por Wibulswas (1966) de  $Nu_m$  e  $(1/L_B)$ , assim como o ajuste destes pontos por uma linha de tendência são apresentados no Item B.2 do Apêndice B.

$$Nu_m = -7 \cdot 10^{-13} L_B^{-6} + 5 \cdot 10^{-10} L_B^{-5} - 10^{-7} L_B^{-4} + 2 \cdot 10^{-5} L_B^{-3} - 0,0018 L_B^{-2} + 0,1188 L_B^{-1} + 2,4913 \quad (4.12)$$

O número de Nusselt para escoamento laminar completamente desenvolvido em duto triangular equilátero foi obtido, utilizando diferentes condições de contorno, por diversos pesquisadores. Se forem analisados os resultados apresentados por Wibulswas (1966) nota-se que quando  $(1/L_B) \rightarrow 0$  o valor de  $Nu_m$  tende para um valor fixo que corresponde ao valor quando o escoamento é completamente desenvolvido. De acordo com a Eq. (4.12), o valor de  $Nu_m$  para escoamento laminar desenvolvido pode ser assumido como  $Nu_m = 2,49$ . Para a condição de contorno de temperatura de superfície constante, Kays e London (1964) reportaram  $Nu_m = 2,35$  e Kutateladze (1963) obteve  $Nu_m = 2,70$ . Resultados gráficos de Schmidt e Newell (1967) mostram esse valor como sendo  $Nu_m = 2,47$ . Uma solução por diferenças finitas apresentada por Nakamura *et al.* (1972) mostra que  $Nu_m = 2,46$ . Uma extrapolação aplicada nos valores de número de Nusselt local obtidos por Wibulswas (1966) em canal triangular equilátero fornece  $Nu_m = 2,47$ .

Observando os dados anteriores pode-se assumir que  $Nu_m$  para escoamento laminar desenvolvido em canal triangular equilátero é  $Nu_m = 2,47$  até que uma solução mais acurada seja avaliada. Comparando os resultados, quando  $(1/L_B) \rightarrow 0$ , a Eq. (4.12) fornece um valor para  $Nu_m$  que difere em torno de 1% dos valores encontrados por Schmidt e Newell (1967), Nakamura *et al.* (1972) e do valor obtido por extrapolação aplicada aos resultados de Wibulswas (1966). Se os resultados de  $Nu_m$  e  $(1/L_B)$  obtidos por Wibulswas (1966) fossem ajustados por uma expressão polinomial de quinto grau, por exemplo, essa diferença seria próxima a 4%. Uma expressão polinomial de quarto grau acarretaria em uma diferença acerca de 10% do valor  $Nu_m = 2,47$ .

Não foram encontradas na literatura correlações que consideram os efeitos da região de entrada em escoamento turbulento em canal triangular. Altemani e Sparrow (1980) propuseram uma correlação para o cálculo do número de Nusselt médio  $Nu_d$  obtida a partir de resultados experimentais em escoamento turbulento completamente desenvolvido em canal triangular equilátero. Essa correlação foi desenvolvida para  $Pr = 0,7$  e  $4000 < Re < 6 \cdot 10^4$  com fluxo de calor constante em duas das paredes do canal e a terceira parede isolada.

$$Nu_d = 0,019Re_{D_h}^{0,781} \quad (4.13)$$

Escoamento turbulento com desenvolvimento simultâneo em dutos lisos é consideravelmente afetado pelo tipo de configuração geométrica da entrada do duto. Alguns autores como Boelter *et al.* (1948) e Mills (1962) realizaram extensivas investigações experimentais para estudar esse efeito em duto circular liso com escoamento de ar. Boelter *et al.* (1948) empregaram condição de temperatura constante no duto e Mills (1962) empregou fluxo de calor constante. Tais autores expressaram o número de Nusselt médio  $Nu_m$  para algumas configurações de entrada em duto circular liso por correlações do tipo:

$$\frac{Nu_m}{Nu_d} = 1 + \frac{C_0}{(L/D_h)^n} \quad (4.14)$$

sendo  $Nu_d$  o número de Nusselt para escoamento turbulento desenvolvido com condição de contorno de temperatura de superfície ou fluxo de calor constante. A magnitude dos parâmetros adimensionais  $C_0$  e  $n$  para diferentes configurações de entrada foram determinadas experimentalmente por Mills (1962) para  $Pr = 0,7$  e condição de fluxo de calor constante no canal circular. Embora esses adimensionais tenham sido determinados para fluxo de calor constante, eles comumente são usados também para a condição de temperatura de superfície constante, principalmente para elevados valores de Reynolds. Hall e Khan (1964) estudaram experimentalmente o efeito de ambas as condições de contorno no valor de Nusselt local para escoamento turbulento com desenvolvimento simultâneo em um duto circular para  $Pr = 0,7$ .

Seus resultados mostram que diferenças significativas entre as condições de contorno são observadas para  $Re < 3 \cdot 10^4$ .

Para uma configuração de entrada comum de seção reta, Mills (1962) propõe  $C_0 = 2,4254$  e  $n = 0,676$  para canal com área de seção transversal circular. Devido ao fato de não ter sido encontrado na literatura correlação de Nusselt para duto triangular com escoamento turbulento em desenvolvimento, será utilizado neste trabalho a Eq. (4.14) com os parâmetros  $C_0$  e  $n$  obtidos para duto circular e  $Nu_d$  calculado a partir da Eq. (4.13) para escoamento turbulento desenvolvido em canal triangular equilátero. Além disso, o diâmetro hidráulico  $D_h$  que aparece na Eq. (4.14) será substituído pelo diâmetro equivalente  $D_e$  proposto por Ahmed e Brundrett (1971). Dessa forma, a equação utilizada para o cálculo do número de Nusselt médio  $Nu_m$  para escoamento turbulento em canal triangular equilátero fica:

$$\frac{Nu_m}{Nu_d} = 1 + \frac{2,4254}{(L/D_e)^{0,676}} \quad (4.15)$$

Com o valor de  $Nu_m$ , o coeficiente de transferência de calor  $h$  pode então ser calculado pela Eq. (4.16), na qual  $k_g$  é a condutividade térmica do fluido.

$$h = \frac{Nu_m k_g}{D_h} \quad (4.16)$$

Não foram encontradas na literatura correlações para a obtenção do comprimento térmico de entrada  $L_T$  em dutos triangulares. Em escoamento laminar, o comprimento de entrada térmico é dependente do número de Prandtl e pode ser representado por uma correlação fornecida por Kays e Crawford (1980) para duto circular liso.

$$\frac{L_T}{D_h} = 0,05 Re_{D_h} Pr \quad (4.17)$$

Para escoamento turbulento de ar, uma aproximação razoável é admitir que o comprimento térmico de entrada seja equivalente ao comprimento de entrada hidrodinâmico. Dessa forma, será adotado neste trabalho que ( $L_T \approx L_H$ ) obtido pela Eq. (4.10). Na Eq. (4.17) para escoamento laminar, o diâmetro equivalente  $D_e$  será utilizado no lugar do diâmetro hidráulico  $D_h$  para a obtenção de melhores resultados de  $L_T$ .

Para verificar se as correlações utilizadas para o cálculo da velocidade média do fluido e do número de Nusselt fornecem bons resultados, o escoamento de ar em um canal triangular equilátero foi simulado usando o pacote computacional *PHOENICS* 3.5. As simulações foram realizadas para ambos os regimes de escoamento. No caso de escoamento turbulento foi utilizado o modelo de turbulência *LVEL*. As simulações foram realizadas com condição de contorno de temperatura de superfície constante e com a utilização de uma malha computacional com 20x20x120 pontos. Uma malha computacional mais refinada com 30x30x200 pontos também foi utilizada na simulação do escoamento de ar no canal triangular no intuito de averiguar a influência da malha sobre os resultados obtidos pelo *PHOENICS*. Uma diferença insignificante foi observada entre os resultados obtidos com o uso desta malha e os obtidos com o uso da malha de 20x20x120 pontos. Todos os resultados obtidos com o uso do *PHOENICS* apresentaram boa concordância com os obtidos pelas correlações. A Tabela 4.1 apresenta uma comparação entre os resultados de velocidade média e do coeficiente de transferência de calor obtidos através das correlações e com o uso do *PHOENICS* para uma das correntes de um regenerador rotativo de médio porte com perda de carga de 100 Pa estabelecida nos canais da matriz. Para escoamento laminar nos canais deste regenerador, a porosidade do equipamento foi admitida como sendo  $\sigma = 0,9$ . Para escoamento turbulento, foi admitida  $\sigma = 0,94$ .

Tabela 4.1. Comparação entre resultados obtidos pelas correlações e pelo *PHOENICS*.

	<i>Laminar</i>		<i>Turbulento</i>	
	$u$ (m/s)	$h$ (W/m <sup>2</sup> K)	$u$ (m/s)	$h$ (W/m <sup>2</sup> K)
<b><i>Correlações</i></b>	6,5	13,9	10,1	37,5
<b><i>PHOENICS</i></b>	7,0	13,6	9,4	38,8
<b><i>Diferença (%)</i></b>	7,1	2,2	6,9	3,4

Para o regime turbulento na Tabela 4.1, condição na qual as correlações de duto circular são usadas, foi utilizado nas correlações o diâmetro equivalente  $D_e$  proposto por Ahmed e Brundrett (1971) no lugar do diâmetro hidráulico  $D_h$ . Caso não fosse utilizado  $D_e$ , a diferença de 3,4% entre os valores do coeficiente de transferência de calor (regime turbulento – Tabela 4.1) seria em torno de 6%. Outra averiguação foi que, em ambos os regimes de escoamento, as correlações empregadas para o cálculo dos comprimentos de entrada, tanto o hidrodinâmico como o térmico, também forneceram resultados mais próximos aos observados na simulação no *PHOENICS* quando  $D_e$  foi utilizado no lugar de  $D_h$ .

A região de transição de escoamento em canais triangulares é algo não muito bem definido e há certa escassez de estudos e investigações sobre isso. Poucos autores dedicaram-se a pesquisas sobre este assunto e resultados não muito confiáveis foram avaliados para o fator de atrito e o número de Nusselt (Ebdian e Dong, 1998). Eckert e Irvine (1957) e Hartnett *et al.* (1962) reuniram informações para o valor do número de Reynolds crítico  $Re_C$  em dutos não circulares. Estudos mostram que a configuração de entrada do canal, suave ou abrupta, exerce influência sobre o valor de  $Re_C$ . Para uma configuração de entrada abrupta de seção reta, o limite inferior de  $Re_C$  é observado como sendo em torno de  $Re_C = 2.000$  em dutos triangulares. Todavia, alguns pesquisadores como Bandopadhyay e Hinwood (1973) verificaram que canais triangulares com um dos ângulos agudo, da ordem de 10 graus, podem proporcionar a coexistência dos regimes laminar e turbulento de escoamento. Nesses casos existe uma considerável incerteza no valor inferior de  $Re_C$ . Nikuradse (1930) investigou a transição de escoamento em diferentes canais triangulares. Para triângulo equilátero ele estimou  $Re_C = 2.800$  e este valor será utilizado neste trabalho.

## 4.2 Resolução Numérica

### 4.2.1 Modelagem Matemática

Mioralli (2005) realizou um estudo numérico para a obtenção da distribuição de temperatura ao longo de um canal da matriz do regenerador em diferentes posições angulares. Em seu estudo, as equações diferenciais parciais de energia do gás e da matriz foram obtidas a partir de uma modelagem matemática para o equipamento. Essa mesma modelagem será utilizada neste trabalho e o regenerador será simulado numericamente com o uso de um programa computacional. O modelo matemático utilizado por Mioralli (2005) foi baseado nas seguintes hipóteses simplificadoras:

- A transferência de calor entre o regenerador e a vizinhança é desprezível. Não há fontes de energia térmica no equipamento e também não ocorre mudança de fase nos fluidos;
- A vazão mássica de ambos os fluidos, mesmo sendo diferente, não varia com o tempo durante cada período, quente e frio, do regenerador;
- A velocidade e a temperatura na entrada de cada fluido são uniformes na seção transversal de escoamento e são constantes com o tempo;
- A velocidade de cada fluido é considerada constante com a posição, a temperatura e o tempo ao longo de um canal do regenerador;
- Os coeficientes de transferência de calor entre os fluidos e a matriz são constantes através do trocador;
- A área de superfície da matriz assim como a massa do rotor é uniformemente distribuída;

- A distribuição de temperaturas num canal do regenerador, para o gás e a matriz, é unidimensional;
- As propriedades térmicas para ambos os fluidos e para o material da matriz sólida são constantes;
- A condução de calor nos fluidos nas direções longitudinal e transversal ao escoamento é desprezível;
- A contaminação existente entre os fluidos é desprezível quando comparada com os valores de vazões mássicas dos mesmos.

Utilizando essas hipóteses simplificadoras, as seguintes equações de energia para o gás e para a matriz foram obtidas a partir de um balanço de energia em um elemento infinitesimal de um dos canais do regenerador.

$$\rho_g c_{p_g} \frac{\partial T_g}{\partial t} + \rho_g u c_{p_g} \frac{\partial T_g}{\partial x} + \frac{h(T_g - T_m)}{r_h} = 0 \quad (4.18)$$

$$\rho_m c_m \left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) \frac{\partial T_m}{\partial t} - \frac{h(T_g - T_m)}{r_h} - \left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) \frac{\partial}{\partial x} \left( k_m \frac{\partial T_m}{\partial x} \right) = 0 \quad (4.19)$$

sendo  $T$  a temperatura,  $t$  o tempo,  $u$  a velocidade do fluido no canal e  $k$  a condutividade térmica. Os subíndices  $g$  e  $m$  representam gás e matriz. O procedimento realizado para a obtenção das Eqs. (4.18) e (4.19) é apresentado em detalhes no Apêndice C.

Observa-se que a equação de transporte de energia para a matriz, Eq. (4.19), inclui a condução axial na matriz ao longo dos canais do regenerador, a qual não é levada em consideração no método  $\varepsilon - NUT$  mostrado no Capítulo 3. Baseado nesta diferença é que a obtenção do calor transferido no regenerador a partir da resolução numérica das equações diferenciais torna-se mais interessante do que a obtenção do calor transferido através do método

$\varepsilon - NUT$ . Em muitas aplicações, a condutividade térmica da matriz exerce pouca influência no calor transferido no regenerador e a maioria dos artigos encontrados na literatura não leva em consideração esse efeito. Entretanto, alguns trabalhos contabilizam a condução axial ao longo da matriz em sua modelagem e mostram que esse efeito pode ser significativo em regeneradores com algumas matrizes metálicas de canais lisos. Em regeneradores de pequeno porte com matrizes lisas de alumínio, Porowski e Szczechowiak (2007) mostram que a condução axial na matriz exerce influência na efetividade do equipamento para determinadas condições operacionais. Como o presente trabalho pretende abranger trocadores rotativos de diferentes tamanhos e com matrizes de boa condutividade térmica, como é o caso do alumínio, a inclusão do efeito da condução axial na matriz no sentido do escoamento é interessante.

De posse das equações de transporte de energia do gás e da matriz, (4.18) e (4.19), deve-se então estabelecer as condições de contorno para a resolução dessas equações.

#### **4.2.2 Condições de Contorno**

As condições de contorno para a solução numérica foram estabelecidas conforme a Figura 4.1, considerando um canal do regenerador rotativo que será acompanhado durante uma revolução da matriz.

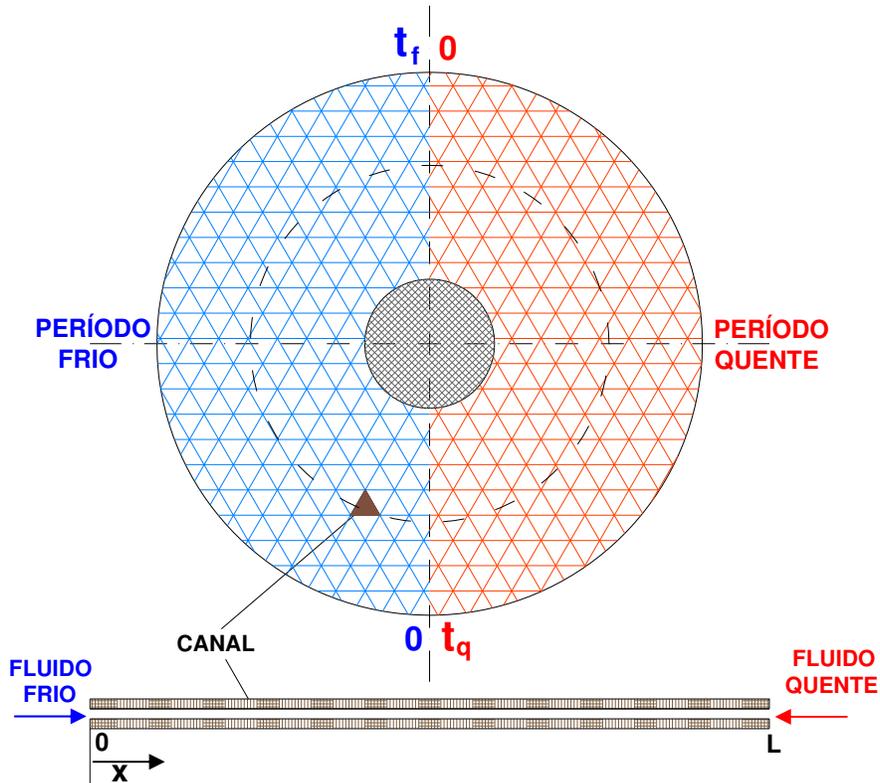


Figura 4.1. Esquema do regenerador rotativo para aplicação das condições de contorno.

O fluido frio entra no canal na posição  $x = 0$  e o fluido quente entra no canal na posição  $x = L$ . Seja  $t_0$  o tempo total para uma revolução completa do regenerador,  $t_f$  o tempo total referente ao período frio e  $t_q$  o tempo total referente ao período quente, de tal forma que  $t_0 = t_f + t_q$ .

O valor de temperatura  $T$  em qualquer ponto do regenerador é dependente somente da posição  $x$  ao longo do canal e do instante de tempo  $t$  ou posição angular, ou seja,  $T = T(x, t)$ . Caso esse instante de tempo esteja no período frio, ele será chamado de  $t_{i,f}$ , caso esteja no período quente será  $t_{i,q}$ . A temperatura dos gases nas posições  $x = 0$  e  $x = L$  não varia com o tempo. Assim, têm-se as seguintes condições de contorno para os períodos frio e quente, respectivamente.

$$T_f(x = 0, t_{i,f}) = T_{fe}, \quad \text{para } 0 \leq t_{i,f} \leq t_f \quad (4.20)$$

$$T_q(x = L, t_{i,q}) = T_{q,e}, \quad \text{para } t_f < t_{i,q} \leq t_q \quad (4.21)$$

Para a matriz, as extremidades  $x = 0$  e  $x = L$  são consideradas adiabáticas, já que elas são pequenas e trocam pouco calor comparado com a superfície do canal pela qual escoam os fluidos. Assim, as condições de contorno para a matriz são dadas por:

$$\frac{\partial T_m(x = L, t_i)}{\partial x} = 0, \quad \text{para } 0 \leq t_i \leq t_0 \quad (4.22)$$

$$\frac{\partial T_m(x = 0, t_i)}{\partial x} = 0, \quad \text{para } 0 \leq t_i \leq t_0 \quad (4.23)$$

O perfil de temperatura da matriz no início do período quente é igual ao perfil de temperatura da matriz no final do período frio e vice-versa. Assim,

$$T_m(x, t_{i,q} = t_q) = T_m(x, t_{i,f} = 0), \quad \text{para } 0 \leq x \leq L \quad (4.24)$$

$$T_m(x, t_{i,f} = t_f) = T_m(x, t_{i,q} = 0), \quad \text{para } 0 \leq x \leq L \quad (4.25)$$

Estabelecidas as condições de contorno, as equações diferenciais de energia foram discretizadas.

### 4.2.3 Método Numérico

As equações de transporte de energia, Eqs. (4.18) e (4.19), foram discretizadas com o uso do método de volumes de controle finitos desenvolvido por Patankar (1980) e foram resolvidas utilizando o esquema implícito de solução. Duas malhas espaciais unidimensionais foram utilizadas no processo de resolução, sendo uma para o gás e outra para a matriz. As malhas foram dispostas de tal forma que os volumes de controle, tanto do gás como da matriz, ficassem

posicionados exatamente uns sobre os outros, com as interfaces sobre uma mesma linha vertical, conforme Figura 4.2.

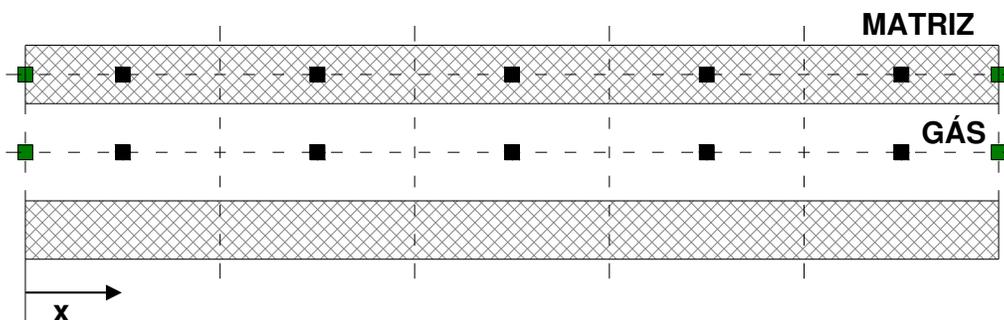


Figura 4.2. Esquema das malhas espaciais para o gás e para a matriz.

O esquema de interpolação *À Montante (Upwind)* foi utilizado no termo convectivo da equação de energia do gás para a obtenção do valor de temperatura nas interfaces dos volumes de controle. Neste esquema as temperaturas das interfaces são tomadas como sendo iguais aos valores de temperatura do ponto à montante de cada uma delas, conforme o sentido do escoamento. A partir deste procedimento, a equação de energia do gás é resolvida através de um processo de solução em marcha, no qual o valor da temperatura em um ponto da malha computacional depende do valor de temperatura no ponto à montante.

Para a resolução da equação de energia da matriz foi utilizado o esquema de interpolação por *Diferenças Centrais*, no qual o valor de temperatura na interface é obtido como sendo a média aritmética entre os pontos à esquerda e à direita da mesma. Diferentemente da equação de energia do gás, o cálculo da temperatura em um ponto da malha computacional da matriz é dependente dos valores de temperatura nos pontos à montante e à jusante. Por este fato, o método *TDMA*, que se constitui em um algoritmo para a resolução de matrizes tridiagonais, foi utilizado para a obtenção dos valores de temperatura nos pontos da malha. As Eqs. (4.26) e (4.27) correspondem às equações discretizadas obtidas para os pontos internos das malhas do gás e da matriz, respectivamente.

$$-\rho_g u c_{p_g} T_{Wg}^I + \left( \frac{\rho_g c_{p_g} \Delta x}{\Delta t} + \rho_g u c_{p_g} + \frac{h \Delta x}{r_h} \right) T_{Pg}^I = \frac{\rho_g c_{p_g} \Delta x}{\Delta t} T_{Pg}^0 + \frac{h \Delta x}{r_h} T_{Pm}^I \quad (4.26)$$

$$\begin{aligned} & - \left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) \frac{k_m}{(\delta x)} T_{Wm}^I + \left[ \frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t} \left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) + \frac{h \Delta x}{r_h} + 2 \left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) \frac{k_m}{(\delta x)} \right] T_{Pm}^I - \\ & \left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) \frac{k_m}{(\delta x)} T_{Em}^I = \frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t} \left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) T_{Pm}^0 + \frac{h \Delta x}{r_h} T_{Pg}^I \end{aligned} \quad (4.27)$$

sendo que  $(\Delta x)$  representa o tamanho do volume de controle e  $(\delta x)$  representa a distância entre os pontos internos da malha computacional. O subíndice  $P$  representa o ponto da malha no qual é calculado o valor da variável de interesse. Os subíndices  $W$  e  $E$  representam, respectivamente, os pontos à montante e à jusante de  $P$ . Os índices  $I$  e  $0$  indicam o tempo nos instantes atual e anterior. Todo o processo de discretização para a obtenção das equações de energia, Eqs. (4.26) e (4.27), e também maiores informações sobre o método de volumes finitos desenvolvido por Patankar (1980) são apresentados no Apêndice D. O algoritmo para resolução de matrizes tridiagonais (*TDMA*) para a solução da malha computacional da matriz é descrito no Apêndice E.

As equações discretizadas para as fronteiras das malhas computacionais podem ser obtidas por um processo análogo ao realizado na obtenção das equações discretizadas para os pontos internos das malhas. Neste caso, o método de volumes finitos é aplicado aos volumes de controle de cada fronteira e as condições de contorno mostradas no Item 4.2.2 são utilizadas. O Apêndice D apresenta o processo de obtenção das equações de energia discretizadas para as fronteiras das malhas computacionais do gás e da matriz.

A discretização das equações diferenciais parciais de energia para o gás e a matriz, Eqs. (4.18) e (4.19), possibilitou a obtenção de equações algébricas que podem ser inseridas em um programa computacional para a simulação do regenerador rotativo. Nota-se que as equações discretizadas obtidas são acopladas e precisam ser resolvidas simultaneamente. Um programa computacional foi confeccionado para a simulação do equipamento e seu esquema de funcionamento será explicado a seguir.

### 4.3 O Programa Computacional

Utilizando o software *COMPAQ VISUAL FORTRAN*, um programa computacional foi escrito para a simulação numérica do regenerador. As perdas de carga nos canais da matriz, consideradas iguais para ambas as correntes, foram parâmetros estabelecidos na simulação e constituíam-se em dados de entrada do programa. Além das perdas de carga, os dados de entrada incluíam o comprimento dos canais do regenerador, a espessura das chapas da matriz, os raios interno e externo do trocador, as temperaturas de entrada das correntes, a velocidade rotacional e as propriedades da matriz.

O programa computacional é formado por duas partes. A primeira, baseada no método  $\varepsilon - NUT$  para o regenerador, tem como finalidade a obtenção da velocidade média dos fluidos e de um valor médio para os coeficientes de transferência de calor das correntes, sendo estes parâmetros obtidos a partir de correlações. Esses valores são então utilizados na segunda parte do programa, a qual consiste na resolução das equações discretizadas de energia do gás e da matriz e na obtenção do calor transferido no equipamento. A opção pelo uso do método  $\varepsilon - NUT$  na primeira parte do programa para o cálculo dos valores médios de velocidade dos fluidos e dos coeficientes de transferência de calor deve-se ao fato deste ser um método simples, no qual não é necessária a obtenção do perfil de temperatura no regenerador para o cálculo do calor transferido. Este aspecto possibilita um ganho significativo no tempo de simulação do programa computacional caso esses valores fossem obtidos a partir da resolução numérica do perfil de temperatura no equipamento. Embora o método  $\varepsilon - NUT$  para o regenerador não contabilize a condução axial na matriz, os resultados obtidos para os valores médios da velocidade dos fluidos e dos coeficientes de transferência de calor são satisfatórios. Em muitos dos trabalhos encontrados na literatura, valores médios para estes parâmetros são estimados e utilizados nas equações de energia para a obtenção do perfil de temperatura no regenerador. O esquema de funcionamento do programa computacional pode ser compreendido conforme explicado resumidamente no parágrafo seguinte.

Inicialmente um valor de porosidade foi assumido. Na primeira parte do programa computacional, um processo iterativo foi necessário para a obtenção da velocidade média dos fluidos e do valor médio dos coeficientes de transferência de calor no regenerador. No início deste processo foi atribuído um valor para a temperatura média de mistura na saída de cada escoamento. As propriedades dos fluidos foram avaliadas na temperatura média de cada corrente e os vazamentos no equipamento eram calculados na seqüência. A partir da perda de carga estabelecida, a velocidade média dos fluidos e o coeficiente médio de transferência de calor para cada corrente foram obtidos através de correlações, as quais foram apresentadas no Item 4.1. Com a velocidade média dos fluidos, as vazões mássicas antes e depois dos vazamentos foram calculadas. Ao final do processo, os valores das temperaturas médias de mistura na saída de cada escoamento foram recalculados a partir do método  $\varepsilon - NUT$  para o regenerador. O processo iterativo se repetia até os valores dessas temperaturas não se alterarem mais dentro de um critério de parada pré-estabelecido, sendo  $(T_{novo} - T_{antigo}) < 10^{-3}$ . Atingido este critério de parada, então os valores para a velocidade média dos fluidos e para os coeficientes de transferência de calor estão convergidos e inicia-se a segunda parte do programa computacional. Com estes valores, as equações discretizadas de transporte de energia foram resolvidas e os perfis de temperatura do gás e da matriz para um canal do regenerador foram obtidos em diferentes posições angulares. Na seqüência, a temperatura média de mistura na saída de cada corrente foi obtida usando uma integração numérica. Estes cálculos se repetiam até o regenerador atingir o chamado regime periódico estacionário, no qual a distribuição de temperatura neste trocador de calor não se altera mais a cada revolução da matriz. Após o regenerador atingir esse regime, o calor total transferido no equipamento era então calculado. Ao final de todo esse procedimento descrito, um novo valor para a porosidade é assumido e todas essas etapas são repetidas até o último valor de porosidade desejado.

Na primeira parte do programa computacional foram utilizados o *Método de Newton-Rhapson* para a convergência dos valores de velocidade e a técnica de *Sub-Relaxação* para a convergência dos valores de temperatura. As equações utilizadas para o cálculo das propriedades dos fluidos são mostradas no Apêndice F. Na segunda parte do programa, na qual as equações discretizadas de transporte de energia do gás e da matriz são resolvidas, um processo iterativo é necessário para que possa obter os valores de temperatura convergidos em cada ponto das malhas

do gás e da matriz para cada intervalo de tempo, uma vez que estas equações são acopladas. Para melhor compreensão do programa computacional, a primeira e a segunda parte do programa podem ser observadas em um diagrama ilustrativo. Para tal será tomada como base a Figura 4.3, a qual ilustra o regenerador com as vazões, os vazamentos e as temperaturas envolvidas no processo de troca térmica, sendo todos estes parâmetros calculados na simulação, com exceção das temperaturas de entrada de cada corrente  $T_{f,e}$  e  $T_{q,e}$ , as quais são valores conhecidos.

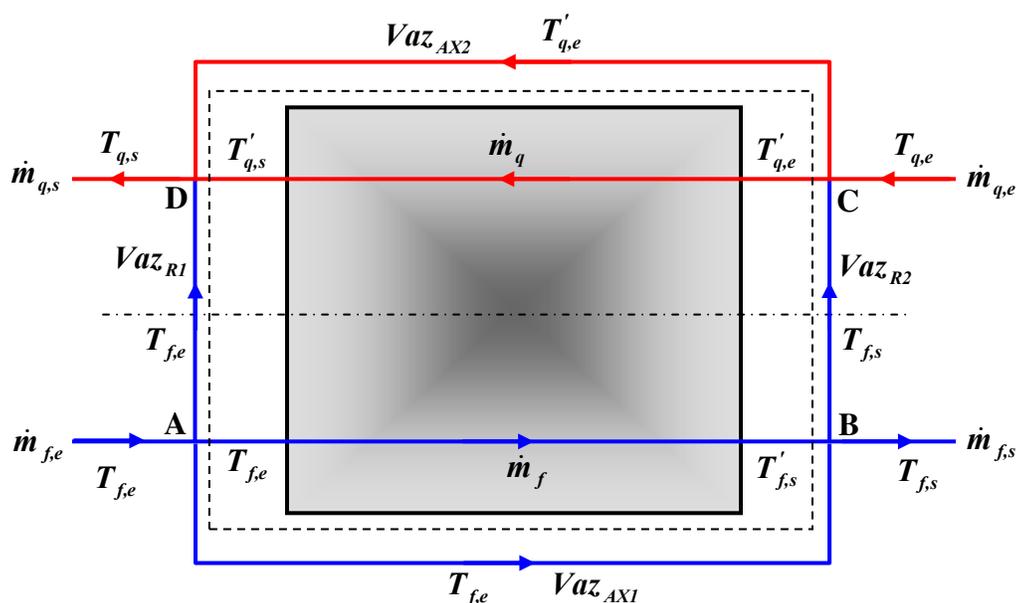


Figura 4.3. Vazões, vazamentos e temperaturas no regenerador.

A Figura 4.4 constitui-se em um diagrama ilustrativo com a primeira e a segunda parte do programa computacional e as etapas dos cálculos efetuados para a obtenção do calor transferido no regenerador para cada valor de porosidade assumido.

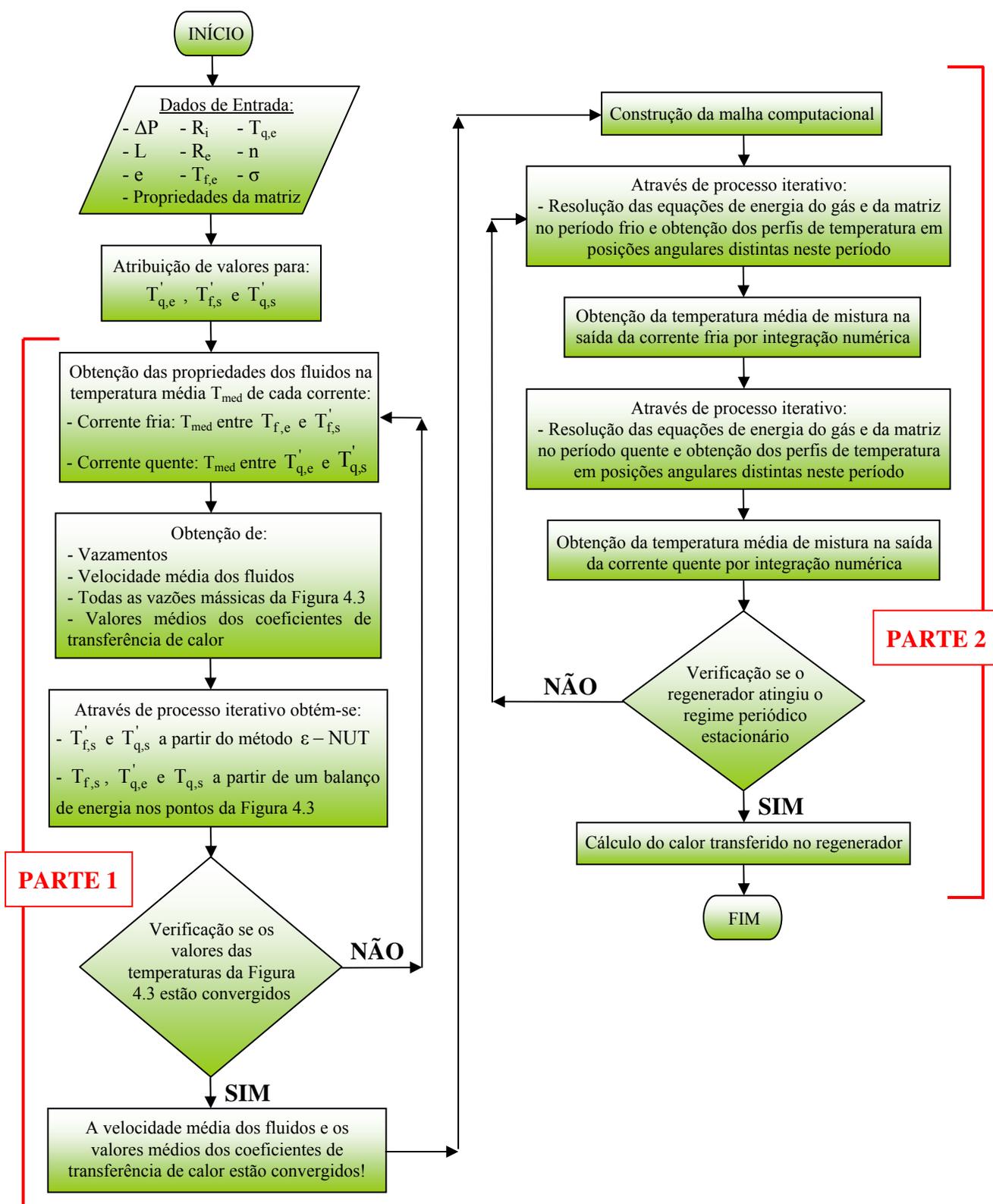


Figura 4.4. Diagrama ilustrativo com as etapas do programa computacional.

O tempo necessário para o regenerador atingir o regime periódico estacionário depende de suas condições operacionais. O programa computacional calcula o tempo necessário para o equipamento atingir esse regime. Regeneradores rotativos pequenos, com dimensões geométricas da ordem de centímetros, atingem o regime periódico em tempos inferiores a 10 minutos para um valor de porosidade em torno do ótimo, ambas as correntes em regime laminar e valores típicos de rotação da matriz. Para regeneradores grandes, com ambas as correntes em regime turbulento, valor de porosidade em torno do ótimo e valores típicos de rotação, o tempo para atingir o regime periódico em geral é inferior a 20 minutos. Vale salientar que a velocidade rotacional da matriz é diretamente proporcional ao tempo para o regenerador atingir o regime periódico estacionário, ou seja, quanto maior a rotação maior é o tempo necessário para o equipamento entrar em regime e vice-versa. Outras informações sobre o regime periódico estacionário podem ser encontradas em Mioralli (2005).

Testes de malha no programa computacional foram realizados e a influência do refinamento da malha sobre os resultados foi averiguada. Dentre as malhas testadas foi observado que a temperatura média de mistura na saída de cada corrente e o calor total transferido no regenerador são poucos sensíveis à variação da malha computacional, tanto a longitudinal (ao longo do canal) como a temporal (angular). Com base nesses testes, uma malha adequada para o problema foi definida de forma a se obter um bom custo-benefício entre tempo computacional e a obtenção de um bom resultado para o calor transferido no equipamento. A malha adotada neste trabalho possui uma divisão de 50 pontos ao longo do canal e uma divisão angular de 100 pontos. Para regeneradores rotativos pequenos, malhas computacionais mais refinadas, como por exemplo, com 400 pontos ao longo do canal e 360 divisões angulares implicam em um tempo de simulação aproximadamente 7 vezes superior ao tempo de simulação com o uso da malha adotada. Para regeneradores de grande porte, esse tempo chega a ser cerca de 14 vezes maior. A diferença entre os valores do calor total transferido no regenerador e das temperaturas médias de mistura na saída das correntes, com o uso dessas duas malhas, foi inferior a 1% para os diversos tamanhos testados do equipamento. A Tabela 4.2 apresenta os resultados dos valores de temperatura média de mistura na saída de cada corrente e do calor transferido em um regenerador rotativo para algumas diferentes malhas computacionais testadas. Os resultados foram obtidos

para um regenerador de médio porte com escoamento laminar e perda de carga de 100 Pa estabelecida nos canais da matriz. Nota-se nesta tabela que a variação nos valores de temperatura de saída e do calor transferido é pequena com a mudança da malha computacional.

Tabela 4.2. Testes de malha para um regenerador rotativo de médio porte com escoamento laminar e perda de carga de 100 Pa estabelecida nos canais da matriz.

<i>Malha (Longitudinal x Angular)</i>	$T'_{f,s}$ (°C)	$T'_{q,s}$ (°C)	$q$ (kW)
10 x 20	250,8	208,4	9.593,4
30 x 60	246,8	208,1	9.370,1
50 x 100	245,7	208,5	9.308,7
400 x 360	244,3	208,9	9.227,3
600 x 720	244,2	208,9	9.226,2

Como o trabalho visa a obtenção do máximo calor transferido no regenerador, o programa computacional faz uma varredura nos valores de porosidade do equipamento e calcula o calor transferido para cada um deles. É importante ressaltar que a quantidade de valores de porosidade a serem varridos exerce forte influência no tempo total de simulação do programa. Para uma simulação com varredura em cerca de 400 valores de porosidade, o tempo computacional de todo o programa pode ser rápido da ordem de poucos minutos ou dispendioso da ordem de poucas horas, dependendo das condições operacionais do regenerador. Utilizando, para este caso, computadores com processador de 2 GHz e memória RAM de 1 GB, foi observado que a simulação de regeneradores rotativos de pequeno porte implicam em tempos computacionais em geral inferiores a 5 minutos para qualquer valor de perda de carga estabelecida nos canais da matriz. Para regeneradores com grandes dimensões, o valor da perda de carga é determinante no tempo computacional. Neste caso, baixos valores de perda de carga, cerca de 50 Pa, acarretam em um tempo de simulação em torno de 4 horas. Para perdas de carga mais elevadas, próximas a 300 Pa, esse tempo diminui em torno da metade.

#### 4.4 Adimensionalização do Problema

As equações diferenciais parciais do gás e da matriz obtidas neste trabalho, as correlações utilizadas para a obtenção da velocidade do fluido e outros parâmetros inerentes ao estudo em

questão podem ser adimensionalizados. Essa adimensionalização possibilita a redução do número de parâmetros necessários para a simulação, estabelecendo assim um grau de generalidade maior para o problema.

#### 4.4.1 Equações Diferenciais Adimensionais de Energia

Seja a temperatura  $T^*$ , o comprimento do canal  $x^*$  e o tempo  $t^*$  parâmetros adimensionalizados da seguinte forma:

$$T^* = \frac{T - T_{f,e}}{T_{q,e} - T_{f,e}} \quad (4.28)$$

$$x^* = \frac{x}{L} \quad (4.29)$$

$$t^* = \frac{t}{t_0} \quad (4.30)$$

sendo  $t_0$  o tempo necessário para uma revolução da matriz. Utilizando essas relações na equação diferencial do gás, Eq.(4.18) tem-se que:

$$\begin{aligned} & \rho_g c_{p_g} \frac{\partial [T_g^* (T_{q,e} - T_{f,e}) + T_{f,e}]}{\partial (t^* t_0)} + \rho_g u c_{p_g} \frac{\partial [T_g^* (T_{q,e} - T_{f,e}) + T_{f,e}]}{\partial (x^* L)} + \\ & \frac{h [(T_{q,e} - T_{f,e}) (T_g^* - T_m^*)]}{r_h} = 0 \end{aligned} \quad (4.31)$$

Multiplicando a Eq. (4.31) por  $L/(\rho_g u c_{p_g})$ , lembrando que  $r_h = A/P$  e manipulando a Eq. (4.31) chega-se a:

$$\frac{L}{u t_0} \frac{\partial T_g^*}{\partial t^*} + \frac{\partial T_g^*}{\partial x^*} + \frac{hPL}{\rho_g u A c_{p_g}} (T_g^* - T_m^*) = 0 \quad (4.32)$$

Lembrando que a área de troca térmica de um canal da matriz é dada por  $A_{tr} = PL$  e a capacidade térmica do gás por  $C_g = \rho_g u A c_{p_g}$ , então a Eq. (4.32) fica:

$$\frac{L}{u t_0} \frac{\partial T_g^*}{\partial t^*} + \frac{\partial T_g^*}{\partial x^*} + \frac{hA_{tr}}{C_g} (T_g^* - T_m^*) = 0 \quad (4.33)$$

Na Eq. (4.33), o termo  $hA_{tr}/C_g$  corresponde ao número de unidades de transferência  $NUT_{fouq} = hA_{tr}/C_g$  para um dos lados do regenerador, que pode ser o da corrente fria ou o da corrente quente. O parâmetro  $L/u$  é encontrado na literatura como o chamado *Tempo de Residência* do gás na matriz e corresponde ao tempo gasto pelo gás para percorrer o canal da matriz. Em um caso extremo, se o tempo gasto pelo gás para percorrer o canal for bem maior que o tempo  $t_0$  de rotação da matriz, as correntes de fluidos ficarão completamente contaminadas. Neste caso, somente o fluido frio escoará na região de saída do fluido quente e somente o fluido quente escoará na região de saída do fluido frio. Todavia, esta é uma situação idealizada e não é observada em situações reais de regeneradores em operação.

Multiplicando e dividindo o primeiro termo da Eq. (4.33) pelo diâmetro hidráulico  $D_h$ , pela viscosidade cinemática do gás  $\nu$ , pela difusividade térmica do gás  $\alpha$ , pela espessura das chapas da matriz ao quadrado  $e^2$  e pelo comprimento do canal  $L$  tem-se que:

$$\frac{L}{u t_0} \frac{D_h}{D_h} \frac{\nu_g}{\nu_g} \frac{\alpha_g}{\alpha_g} \frac{e^2}{e^2} \frac{L}{L} \frac{\partial T_g^*}{\partial t^*} + \frac{\partial T_g^*}{\partial x^*} + NUT_{fouq} (T_g^* - T_m^*) = 0 \quad (4.34)$$

O parâmetro  $t_0$  pode ser escrito em função da rotação  $n$  (rpm) da matriz, de tal forma que  $t_0 = 60/n$ . Sabendo que  $Re = uD_h/v_g$  e  $Pr = v_g/\alpha_g$ , a Eq. (4.34) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\frac{(D_h/L)}{RePr(e/L)^2} \frac{n}{60} \frac{e^2}{\alpha_g} \frac{\partial T_g^*}{\partial t^*} + \frac{\partial T_g^*}{\partial x^*} + NUT_{fouq}(T_g^* - T_m^*) = 0 \quad (4.35)$$

Seja o número de Fourier  $Fo$  do gás definido como  $Fo_g = (60\alpha_g)/(ne^2)$ , tem-se então a equação adimensional de transporte de energia do gás, Eq. (4.36).

$$\frac{(D_h/L)}{RePrFo_g(e/L)^2} \frac{\partial T_g^*}{\partial t^*} + \frac{\partial T_g^*}{\partial x^*} + NUT_{fouq}(T_g^* - T_m^*) = 0 \quad (4.36)$$

Um processo análogo pode ser realizado a partir da equação diferencial da matriz, Eq.(4.19). Utilizando então as Eqs. (4.28), (4.29) e (4.30) na Eq.(4.19), e também a definição de raio hidráulico, Eq. (3.6), a partir da qual  $(1-\sigma)/\sigma = e/(2r_h)$ , tem-se que:

$$\begin{aligned} \rho_m c_m \frac{e}{2r_h} \frac{\partial [T_m^*(T_{q,e} - T_{f,e}) + T_{f,e}]}{\partial (t^* t_0)} - \frac{h[(T_{q,e} - T_{f,e})(T_g^* - T_m^*)]}{r_h} &= \\ = \frac{k_m e}{2r_h} \frac{\partial^2 [T_m^*(T_{q,e} - T_{f,e}) + T_{f,e}]}{\partial (x^{*2} L^2)} & \end{aligned} \quad (4.37)$$

Multiplicando a Eq. (4.37) por  $L/(\rho_g uc_{p_g})$ , lembrando que  $r_h = A/P$  e manipulando a Eq. (4.37) chega-se a:

$$\frac{\rho_m c_m L}{\rho_g uc_{p_g}} \frac{Pe}{2At_0} \frac{\partial T_m^*}{\partial t^*} - \frac{hPL(T_g^* - T_m^*)}{\rho_g uc_{p_g} A} - \frac{Pe}{2A} \frac{k_m L}{\rho_g uc_{p_g} L^2} \frac{\partial^2 T_m^*}{\partial x^{*2}} = 0 \quad (4.38)$$

Para um canal da matriz do regenerador, a área de troca térmica é dada por  $A_r = PL$  e a área de seção transversal da matriz por  $A_m = Pe/2$ , Eq. (3.4). A condutividade térmica da matriz é dada por  $k_m = \alpha_m \rho_m c_m$  e a capacidade térmica do gás por  $C_g = \rho_g u A c_{p_g}$ . Utilizando essas relações, então a Eq. (4.38) fica:

$$\frac{\rho_m c_m L}{C_g} \frac{A_m}{t_0} \frac{\partial T_m^*}{\partial t^*} - \frac{h A_r (T_g^* - T_m^*)}{C_g} - \frac{A_m \alpha_m \rho_m c_m L}{C_g L^2} \frac{\partial^2 T_m^*}{\partial x^{*2}} = 0 \quad (4.39)$$

A massa da matriz para um canal do regenerador é dada por  $m_m = \rho_m A_m L$ . Usando essa relação e lembrando que  $NUT_{f ou q} = h A_r / C_g$  e  $t_0 = 60/n$ , então a Eq. (4.39) fica:

$$\frac{m_m c_m n}{60 C_g} \frac{\partial T_m^*}{\partial t^*} - NUT_{f ou q} (T_g^* - T_m^*) - \frac{m_m \alpha_m c_m}{C_g L^2} \frac{\partial^2 T_m^*}{\partial x^{*2}} = 0 \quad (4.40)$$

Multiplicando e dividindo o terceiro termo do lado esquerdo da Eq. (4.40) por  $t_0$  e pela espessura das chapas da matriz ao quadrado  $e^2$ , a Eq. (4.40) fica:

$$\frac{m_m c_m n}{60 C_g} \frac{\partial T_m^*}{\partial t^*} - NUT_{f ou q} (T_g^* - T_m^*) - \frac{m_m \alpha_m c_m}{C_g L^2} \frac{t_0}{e^2} \frac{\partial^2 T_m^*}{\partial x^{*2}} = 0 \quad (4.41)$$

Usando a relação  $t_0 = 60/n$  tem-se que:

$$\frac{m_m c_m n}{60 C_g} \frac{\partial T_m^*}{\partial t^*} - NUT_{f ou q} (T_g^* - T_m^*) - \frac{m_m c_m n}{60 C_g} \frac{60 \alpha_m}{n e^2} \left( \frac{e}{L} \right)^2 \frac{\partial^2 T_m^*}{\partial x^{*2}} = 0 \quad (4.42)$$

O parâmetro  $(m_m c_m n)/(60 C_g)$  que aparece na Eq. (4.42) será chamado de  $C_{r_{f ou q}}^* = C_r / C_g$ , o qual é referente a um dos lados do regenerador, que pode ser o da corrente fria ou o da corrente

quente. O número de Fourier  $Fo$  da matriz é definido como  $Fo_m = (60\alpha_m)/(ne^2)$ . Assim, a Eq. (4.42) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$C_{r_{f\text{ ou }q}}^* \frac{\partial T_m^*}{\partial t^*} - NUT_{f\text{ ou }q} (T_g^* - T_m^*) - C_{r_{f\text{ ou }q}}^* Fo_m \left(\frac{e}{L}\right)^2 \frac{\partial^2 T_m^*}{\partial x^{*2}} = 0 \quad (4.43)$$

A Eq. (4.43) corresponde à equação adimensional de transporte de energia da matriz. Com a adimensionalização das equações diferenciais parciais, são necessárias novas condições de contorno para a resolução numérica das equações do gás e da matriz, Eqs. (4.36) e (4.43).

#### 4.4.2 Condições de Contorno Adimensionais

As condições de contorno adimensionais são análogas às apresentadas no Item 4.2.2 para a resolução das equações diferenciais dimensionais. Seja  $t_f^*$  o tempo total referente ao período frio e  $t_q^*$  o tempo total referente ao período quente, de tal forma que  $t_f^* + t_q^* = 1$ . Um instante de tempo no período frio é representado por  $t_{i,f}^*$  e no período quente por  $t_{i,q}^*$ . Assim, as seguintes condições de contorno para os períodos frio e quente, respectivamente, foram estabelecidas.

$$T_f^*(x^* = 0, t_{i,f}^*) = 0, \quad \text{para } 0 \leq t_{i,f}^* \leq t_f^* \quad (4.44)$$

$$T_q^*(x^* = 1, t_{i,q}^*) = 1, \quad \text{para } t_f^* < t_{i,q}^* \leq t_q^* \quad (4.45)$$

Para a matriz, as extremidades  $x^* = 0$  e  $x^* = 1$  são consideradas adiabáticas. Assim, as condições de contorno para a matriz são dadas por:

$$\frac{\partial T_m^*(x^* = 1, t_i^*)}{\partial x^*} = 0, \quad \text{para } 0 \leq t_i^* \leq 1 \quad (4.46)$$

$$\frac{\partial T_m^*(x^* = 0, t_i^*)}{\partial x^*} = 0, \text{ para } 0 \leq t_i^* \leq 1 \quad (4.47)$$

O perfil de temperatura da matriz no início do período quente é igual ao perfil de temperatura da matriz no final do período frio e vice-versa. Assim,

$$T_m^*(x^*, t_{i,q}^* = t_q^*) = T_m^*(x^*, t_{i,f}^* = 0), \text{ para } 0 \leq x^* \leq 1 \quad (4.48)$$

$$T_m^*(x^*, t_{i,f}^* = t_f^*) = T_m^*(x^*, t_{i,q}^* = 0), \text{ para } 0 \leq x^* \leq 1 \quad (4.49)$$

Com as condições de contorno estabelecidas, as equações diferenciais adimensionais de energia foram discretizadas. O mesmo procedimento realizado no Item 4.2.3 para a discretização das equações de transporte de energia do gás e da matriz foi efetuado para as equações adimensionais, Eqs. (4.36) e (4.43). As equações adimensionais discretizadas obtidas são análogas às obtidas no Item 4.2.3.

#### 4.4.3 Obtenção dos Parâmetros $C_{r_{fouq}}^*$ e $NUT_{fouq}$

Os coeficientes  $C_{r_{fouq}}^*$  e  $NUT_{fouq}$  que aparecem nas equações diferenciais adimensionais do gás e da matriz podem ser obtidos em função de outros parâmetros adimensionais. Sabe-se que:

$$C_{r_{fouq}}^* = \frac{C_r}{C_g} = \frac{m_m c_m n}{60 C_g} \quad (4.50)$$

Lembrando que  $C_g = \rho_g u A c_{p_g}$  e  $m_m = \rho_m A_m L = (\rho_m L Pe)/2$ , então a Eq. (4.50) fica:

$$C_{r_{fouq}}^* = \frac{c_m n (\rho_m L P e) / 2}{60 \rho_g u A c_{p_g}} \quad (4.51)$$

Multiplicando e dividindo o lado direito da Eq. (4.51) pela viscosidade cinemática  $\nu$  do gás, pelo comprimento  $L$  do canal, pelas difusividades térmicas  $\alpha$  do gás e da matriz e pela espessura  $e$  das chapas da matriz, a Eq. (4.51) fica:

$$C_{r_{fouq}}^* = \frac{c_m n \rho_m L P e}{2 \cdot 60 \rho_g u A c_{p_g}} \frac{\nu_g}{\nu_g} \frac{L}{L} \frac{\alpha_g}{\alpha_g} \frac{\alpha_m}{\alpha_m} \frac{e}{e} \quad (4.52)$$

O raio hidráulico do canal é dado por  $r_h = D_h / 4 = A / P$  e as difusividades térmicas do gás e da matriz são dadas por  $\alpha_g = k_g / (\rho_g c_{p_g})$  e  $\alpha_m = k_m / (\rho_m c_m)$ . Utilizando essas relações na Eq. (4.52) e manipulando, chega-se então ao seguinte resultado:

$$C_{r_{fouq}}^* = \frac{2 \nu_g}{u D_h} \frac{L}{e} \frac{\alpha_g}{\nu_g} \frac{k_m}{k_g} \frac{n e^2}{60 \alpha_m} \quad (4.53)$$

Sabendo-se que  $Re = u D_h / \nu_g$ ,  $Pr = \nu_g / \alpha_g$  e  $Fo_m = (60 \alpha_m) / (n e^2)$ , substituindo essas relações na Eq. (4.53) tem-se por fim a equação para a obtenção de  $C_{r_{fouq}}^*$  em função dos parâmetros adimensionais  $Re$ ,  $Pr$ ,  $Fo_m$ ,  $(e/L)$  e  $(k_m/k_g)$ .

$$C_{r_{fouq}}^* = \frac{2}{Re Pr Fo_m (e/L)} \left( \frac{k_m}{k_g} \right) \quad (4.54)$$

O número de unidades de transferência  $NUT_{fouq}$  para uma das correntes do regenerador é dado por:

$$NUT_{f\ ou\ q} = \frac{hA_{tr}}{C_g} \quad (4.55)$$

Pela Eq. (4.16) tem-se que  $h = (Nu\ k_g)/D_h$ . A área de troca térmica para um canal do regenerador é dada por  $A_{tr} = PL$  e a capacidade térmica do gás por  $C_g = \rho_g u A c_{p_g}$ . Substituindo essas relações na Eq. (4.55) e multiplicando e dividindo essa equação pela viscosidade cinemática do gás  $\nu_g$  tem-se que:

$$NUT_{f\ ou\ q} = \frac{Nu\ k_g\ PL}{D_h \rho_g u A c_{p_g}} \frac{\nu_g}{\nu_g} \quad (4.56)$$

Usando as relações de raio hidráulico  $r_h = D_h/4 = A/P$ , do número de Reynolds  $Re = uD_h/\nu_g$  e da difusividade térmica do gás  $\alpha_g = k_g/(\rho_g c_{p_g})$  na Eq. (4.56) chega-se a:

$$NUT_{f\ ou\ q} = \frac{4Nu\ L\ \alpha_g}{D_h Re\ \nu_g} \quad (4.57)$$

Lembrando que  $Pr = \nu_g/\alpha_g$ , tem-se então a equação para a obtenção do número de unidades de transferência  $NUT_{f\ ou\ q}$  em função dos parâmetros adimensionais  $Nu$ ,  $Re$ ,  $Pr$  e  $(D_h/L)$ .

$$NUT_{f\ ou\ q} = \frac{4Nu}{(D_h/L)RePr} \quad (4.58)$$

A Eq. (4.58) pode ser reescrita em função do número de Stanton  $St$ , já que  $St = Nu/(RePr)$ . Assim, tem-se que:

$$NUT_{f_{ouq}} = \frac{4St}{(D_h/L)} \quad (4.59)$$

Com os parâmetros  $C_{r_{fouq}}^*$  e  $NUT_{f_{ouq}}$  escritos conforme as Eqs. (4.54) e (4.58), então os coeficientes das Eqs. (4.36) e (4.43) podem ser escritos explicitamente em função do número de Reynolds  $Re$ , do número de Nusselt  $Nu$ , do número de Prandtl  $Pr$ , dos números de Fourier  $Fo$  do gás e da matriz e das razões entre as condutividades térmicas  $(k_m/k_g)$ , entre a espessura das chapas e o comprimento dos canais  $(e/L)$  e entre o diâmetro hidráulico e o comprimento dos canais  $(D_h/L)$ .

Com exceção dos números de Reynolds e de Nusselt, os demais parâmetros citados acima serão parâmetros fixados para a simulação do regenerador em termos adimensionais. Em termos dimensionais, a perda de carga  $\Delta P$  estabelecida nos dutos da matriz constituía-se no ponto de partida para a simulação do regenerador. Naquele caso, a velocidade dos fluidos e o coeficiente de transferência de calor eram obtidos a partir do conhecimento desta perda de carga  $\Delta P$ . Em termos adimensionais, o parâmetro que representa a perda de carga passa a ser o chamado número de Bejan  $Be$ , a partir do qual o valor de  $Re$  e conseqüentemente o valor de  $Nu$  serão calculados. O número de Bejan é encontrado na literatura definido conforme a Eq. (4.60). Dentre os trabalhos que mostram o número de Bejan  $Be$  pode ser citado o de Muzychka (2005). Petrescu (1994) faz um breve comentário a respeito do surgimento do número de Bejan.

$$Be = \frac{\Delta P L^2}{\mu_g \alpha_g} \quad (4.60)$$

sendo  $\mu_g$  a viscosidade dinâmica do fluido. Para expressar o número de Bejan em função do número de Reynolds, tem-se o procedimento descrito a seguir.

Multiplicando e dividindo o segundo termo da equação da perda de carga, Eq. (4.1), pelo raio hidráulico  $r_h$  e pelo comprimento dos canais  $L$  tem-se que:

$$\Delta P = f \rho_g \frac{L}{r_h} \frac{u^2}{2} + \rho_g K \frac{u^2}{2} \frac{L}{r_h} \frac{r_h}{L} = \rho_g \frac{L}{r_h} \frac{u^2}{2} \left( f + K \frac{r_h}{L} \right) \quad (4.61)$$

Utilizando a relação de raio hidráulico  $r_h = D_h/4$ , a Eq. (4.61) fica:

$$\Delta P = 2 \rho_g \frac{L}{D_h} u^2 \left( f + \frac{K}{4} \frac{D_h}{L} \right) \quad (4.62)$$

sendo o termo entre parênteses da Eq. (4.62) denominado de *fator de atrito aparente*  $f_{ap}$ , o qual leva em consideração a região de entrada do canal. Assim, a Eq. (4.62) fica:

$$\Delta P = 2 \rho_g \frac{L}{D_h} u^2 f_{ap} \quad (4.63)$$

Multiplicando ambos os lados da Eq. (4.63) por  $L^2$ ,  $(1/\mu_g)$  e  $(1/\alpha_g)$  tem-se que:

$$\frac{\Delta P L^2}{\mu_g \alpha_g} = 2 \rho_g \frac{L}{D_h} u^2 f_{ap} \frac{L^2}{\mu_g \alpha_g} \Rightarrow Be = 2 \rho_g \frac{L}{D_h} u^2 f_{ap} \frac{L^2}{\mu_g \alpha_g} \quad (4.64)$$

Multiplicando e dividindo o lado direito da Eq. (4.64) pelo diâmetro hidráulico do canal ao quadrado  $D_h^2$  e pela viscosidade cinemática do fluido  $\nu_g$  tem-se que:

$$Be = 2 \rho_g \frac{L}{D_h} u^2 f_{ap} \frac{L^2}{\mu_g \alpha_g} \frac{D_h^2}{D_h^2} \frac{\nu_g}{\nu_g} \quad (4.65)$$

Usando as relações  $Re = (\rho_g u D_h)/\mu_g = (u D_h)/\nu_g$  e  $Pr = \nu_g/\alpha_g$  na Eq. (4.65) e manipulando essa equação, tem-se por fim a equação para a obtenção do número de Bejan em função de  $Re$ .

$$Be = \frac{2(f_{ap} Re) Re Pr}{(D_h/L)^3} \quad (4.66)$$

A partir da especificação de  $Be$ , o número de Reynolds pode ser determinado usando a Eq. (4.66) e na sequência o número de Nusselt pode ser obtido.

#### 4.4.4 Adimensionalização da Capacidade Térmica e do Calor Transferido

A capacidade térmica dos fluidos e o calor total transferido no equipamento também foram adimensionalizados. Esses parâmetros adimensionais foram denominados, respectivamente, por  $C^+$  e  $q^+$ . Sabe-se que a capacidade térmica do gás é dada por  $C_g = \rho_g u A c_{p_g}$ . Multiplicando e dividindo o lado direito dessa equação pelo diâmetro hidráulico  $D_h$ , pelo comprimento  $L$  do canal, pela viscosidade cinemática  $\nu_g$  e pela difusividade térmica  $\alpha_g$  do fluido e lembrando que a área de seção transversal  $A$  dos canais em um dos lados do regenerador é dada por  $A = (\sigma A_T)/2$ , tem-se então que:

$$C_g = \rho_g u \sigma \frac{A_T}{2} c_{p_g} \frac{D_h}{D_h} \frac{L}{L} \frac{\nu_g}{\nu_g} \frac{\alpha_g}{\alpha_g} \quad (4.67)$$

Usando as relações  $Re = (uD_h)/\nu_g$ ,  $Pr = \nu_g/\alpha_g$  e  $\alpha_g = k_g/(\rho_g c_{p_g})$  na Eq. (4.67) e manipulando essa equação, chega-se a:

$$\frac{C_g L}{k_g A_T} = \frac{\sigma}{2} \frac{Re Pr}{(D_h/L)} \quad (4.68)$$

O parâmetro  $(C_g L)/(k_g A_T)$  da Eq. (4.68) constitui-se na capacidade térmica adimensional do fluido  $C^+$  para uma das correntes do regenerador. Assim, a Eq. (4.68) fica:

$$C^+ = \frac{\sigma RePr}{2 (D_h/L)} \quad (4.69)$$

O calor total transferido adimensional  $q^+$  é obtido de forma semelhante à capacidade térmica  $C^+$ . Tomando como base a corrente fria do regenerador, sabe-se que o calor total transferido  $q$  no equipamento é dado por  $q = C_{g_f} (T_{f,s} - T_{f,e})$ , sendo  $C_g = \rho_g u A c_{p_g}$  e  $A = (\sigma A_T)/2$ . Multiplicando e dividindo o lado direito da equação do calor pelo diâmetro hidráulico  $D_h$ , pelo comprimento  $L$  do canal, pela viscosidade cinemática  $\nu_g$  e pela difusividade térmica  $\alpha_g$  do fluido e também pela máxima diferença de temperatura no equipamento  $\Delta T_{max} = (T_{q,e} - T_{f,e})$ , tem-se que:

$$q = \rho_g u \sigma \frac{A_T}{2} c_{p_g} (T_{f,s} - T_{f,e}) \frac{D_h}{D_h} \frac{L}{L} \frac{\nu_g}{\nu_g} \frac{\alpha_g}{\alpha_g} \frac{(T_{q,e} - T_{f,e})}{(T_{q,e} - T_{f,e})} \quad (4.70)$$

Usando novamente as relações  $Re = (uD_h)/\nu_g$ ,  $Pr = \nu_g/\alpha_g$  e  $\alpha_g = k_g/(\rho_g c_{p_g})$  na Eq. (4.70) e manipulando essa equação, chega-se a:

$$\frac{qL}{\Delta T_{max} k_g A_T} = \frac{\sigma RePr}{2 (D_h/L)} \frac{(T_{f,s} - T_{f,e})}{(T_{q,e} - T_{f,e})} \quad (4.71)$$

O parâmetro  $(qL)/(\Delta T_{max} k_g A_T)$  da Eq. (4.71) constitui-se no calor total adimensional  $q^+$  transferido no regenerador. Nota-se também nesta equação que o parâmetro  $(\sigma RePr)/[2(D_h/L)]$  corresponde à capacidade térmica adimensional do fluido  $C^+$ . A relação  $(T_{f,s} - T_{f,e})/(T_{q,e} - T_{f,e})$  que aparece na Eq. (4.71) pode ser dada por  $\bar{T}_{f,s}^* = (T_{f,s} - T_{f,e})/(T_{q,e} - T_{f,e})$ , onde  $\bar{T}_{f,s}^*$  corresponde à temperatura média de mistura adimensional na saída da corrente fria, obtida a partir da Eq. (4.28). Dessa forma, tem-se por fim a equação para o cálculo do calor adimensional  $q^+$  transferido no equipamento, Eq. (4.72).

$$q^+ = C^+ \bar{T}_{fs}^* \quad (4.72)$$

Com todo esse procedimento de adimensionalização apresentado, foi possível reduzir o problema a um número menor de parâmetros necessários para a simulação, além de possibilitar a eliminação de diversos processos iterativos, os quais eram necessários para a simulação do regenerador com a utilização de parâmetros dimensionais. Observando o processo de adimensionalização, os parâmetros necessários para a simulação, em termos adimensionais, passam a ser o número de Bejan  $Be$ , o número de Prandtl  $Pr$ , os números de Fourier  $Fo$  do gás e da matriz e as razões entre as condutividades térmicas  $(k_m/k_g)$ , entre a espessura das chapas e o comprimento dos canais  $(e/L)$  e entre o diâmetro hidráulico e o comprimento dos canais  $(D_h/L)$ .

Estes parâmetros são independentes, entretanto, nas simulações computacionais realizadas neste trabalho, onde  $Be$  é estabelecido, é importante estar atento ao valor de  $(e/L)$ , pois  $Be$  e  $(e/L)$ , do ponto de vista prático, não são totalmente independentes. Como  $Be$  e  $(e/L)$  são parâmetros especificados na simulação do regenerador, deve-se tomar o cuidado para não atribuir valores para estes parâmetros que não sejam condizentes com condições operacionais reais de regeneradores rotativos. Em termos adimensionais, além de  $Be$ ,  $(e/L)$  é um parâmetro que fornece informação a respeito da dimensão do regenerador. A variação da espessura  $e$  das chapas da matriz é pequena em função da mudança da dimensão do regenerador. No entanto, o comprimento  $L$  dos canais pode mudar significativamente com a dimensão do equipamento. Como  $Be \propto L^2$  e a faixa para valores de  $L$  para regeneradores rotativos é grande, então este parâmetro é determinante no valor do número de Bejan. Com base em valores típicos da perda de carga em regeneradores, das dimensões e condições operacionais do equipamento observados na literatura e na indústria, foi possível obter uma estimativa da faixa de valores de  $Be$  que podem ser encontrados em um regenerador com valor de  $(e/L)$  especificado. A Figura 4.5 apresenta a faixa estimada para os valores de Bejan em função de  $(e/L)$ .

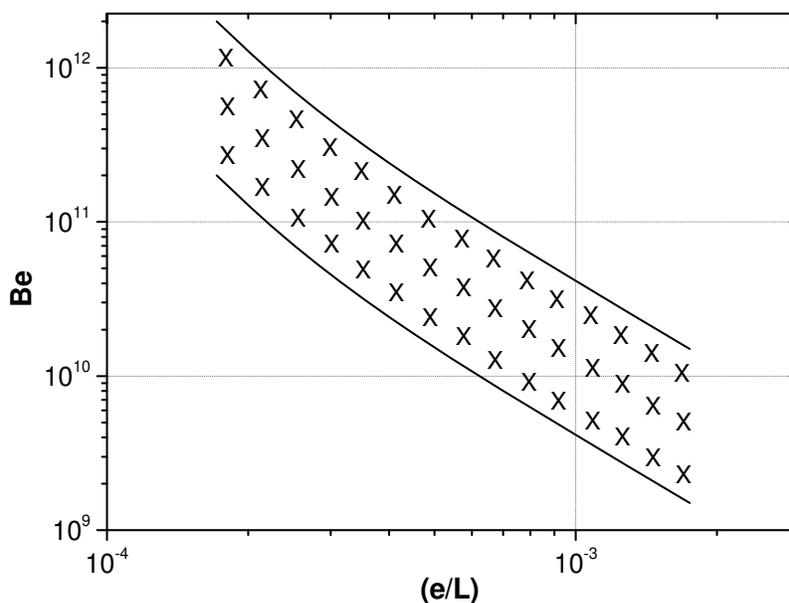


Figura 4.5. Faixa estimada para os valores de  $Be$  em função de  $(e/L)$ .

Com o auxílio da Figura 4.5, o regenerador pode ser simulado com valores de  $Be$  e  $(e/L)$  condizentes com condições operacionais reais de regeneradores rotativos. É importante lembrar que, em termos adimensionais, o número de Bejan passa a ser o parâmetro estabelecido na simulação, sendo este igual para ambas as correntes. Uma vez que o período frio é igual ao período quente no regenerador, o número de Reynolds e a capacidade térmica adimensional  $C^+$  também passam a ser os mesmos para ambas as correntes. Esse fato possibilita a confecção de um programa computacional simplificado para a simulação do equipamento, com menor quantidade de processos iterativos, e que fornece um tempo bem menor de simulação quando comparado com o programa confeccionado em termos dimensionais.



## Capítulo 5

### Análise de Escala

Uma análise de escala foi efetuada com o intuito de se obter expressões para a estimativa dos valores de porosidade ótima e do calor máximo transferido no regenerador a partir de valores estabelecidos para a perda de carga no equipamento. A perda de carga foi considerada como sendo a mesma para ambas as correntes e tal análise foi realizada considerando duas situações distintas para o regenerador: quando ambas as correntes encontram-se em regime de escoamento laminar; e quando ambas se encontram em regime de escoamento turbulento. Assim, as expressões obtidas na Análise de Escala são dependentes do regime de escoamento das correntes.

O calor transferido no equipamento pode ser obtido, a partir do método  $\varepsilon - NUT$  para o regenerador, em função da máxima diferença de temperatura  $\Delta T_{max} = T_{q,e} - T_{f,e}$ . Admitindo que o fator de correção  $\varphi_r$  para a efetividade do regenerador, devido à rotação e à capacidade térmica da matriz, seja da ordem de grandeza de  $\varphi_r \approx 1$ , então a Eq. (3.7) se resume a:

$$\varepsilon_r = \varepsilon_0 \quad (5.1)$$

Considerando que as capacidades térmicas das correntes sejam da mesma ordem de grandeza ( $C_q \approx C_f$ ), tem-se para escoamento em contracorrente que:

$$\varepsilon_0 = \frac{NUT}{1+NUT} \quad (5.2)$$

sendo,

$$NUT = \frac{UA_{tr}}{C_{min}} \quad (5.3)$$

onde  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor. Sabe-se que o calor transferido no regenerador pode ser obtido por  $q = \varepsilon_r q_{max}$ , Eq. (3.16). Substituindo a Eq. (5.2) na Eq. (3.16) e lembrando que  $q_{max} = C_{min} \Delta T_{max}$  tem-se que:

$$q = \varepsilon_r q_{max} = \frac{NUT}{1+NUT} C_{min} \Delta T_{max} \quad (5.4)$$

Utilizando a Eq. (5.3) na Eq. (5.4) e lembrando que  $C_{min} = \dot{m} c_{p_g}$ , após algumas manipulações algébricas tem-se o calor transferido no equipamento dado por:

$$q = \frac{I}{\left( \frac{I}{UA_{tr}} + \frac{I}{\dot{m} c_{p_g}} \right)} \Delta T_{max} \quad (5.5)$$

Se  $\Delta T_{max}$  for um valor fixado, a maximização do calor transferido pode ser alcançada analisando a soma entre parênteses no denominador do lado direito da Eq. (5.5). Para uma perda de carga estabelecida no regenerador, duas situações limites para a porosidade podem ser identificadas:

1. Se a porosidade diminui, mantendo constante a espessura  $e$  das chapas da matriz, então a área total de troca térmica aumenta e a vazão diminui, de tal forma que;

$$q \rightarrow \frac{I}{\left( \frac{I}{\dot{m} c_{p_g}} \right)} \Delta T_{max} \quad (5.6)$$

2. Por outro lado, se a porosidade aumenta, mantendo a espessura  $e$  constante, então a vazão do fluido também aumenta e a área de troca térmica diminui. Assim,

$$q \rightarrow \frac{I}{\left( \frac{I}{UA_{tr}} \right)} \Delta T_{max} \quad (5.7)$$

Como os dois termos entre parênteses na Eq. (5.5) variam em sentidos opostos com a mudança da porosidade, a magnitude do máximo calor transferido no equipamento será obtida quando:

$$UA_{tr} \cong \dot{m} c_{p_g} \quad (5.8)$$

Para a obtenção da porosidade ótima, uma análise de escala para ambos os termos da Eq. (5.8) foi realizada assumindo regime de escoamento completamente desenvolvido para ambas as correntes. Uma análise similar foi apresentada por Ganzarolli e Altemani (2003) no estudo de convecção forçada em componentes eletrônicos.

A partir da Eq. (3.23) de Darcy-Weissbach, para a perda de carga no canal da matriz considerando escoamento completamente desenvolvido, é possível expressar a velocidade  $u$  em função da perda de carga  $\Delta P$  e do raio hidráulico  $r_h$  conforme segue.

$$u = \left( \frac{2 \Delta P r_h}{f L \rho_g} \right)^{1/2} \quad (5.9)$$

Utilizando ainda a Eq. (3.6), na qual o raio hidráulico é expresso em função da porosidade, tem-se que:

$$u = \left[ \frac{\Delta P e}{f L \rho_g} \frac{\sigma}{(1-\sigma)} \right]^{1/2} \quad (5.10)$$

Usando a Eq. (5.10), o termo do lado direito da Eq. (5.8) fica:

$$\dot{m} c_{p_g} = A_L c_{p_g} \sigma \left[ \frac{\Delta P e \rho_g}{f L} \frac{\sigma}{(1-\sigma)} \right]^{1/2} \quad (5.11)$$

sendo  $A_L = A_T/2$ . A magnitude de  $UA_r$  é dada por:

$$UA_r = \frac{h}{2} PL \quad (5.12)$$

sendo  $h$  o coeficiente convectivo de transferência de calor nos dutos da matriz. Nesta análise, os coeficientes de transferência de calor  $h$  para as duas correntes que passam pelo regenerador são considerados da mesma ordem de grandeza, de tal forma que ( $h_f \approx h_q \approx h$ ).

Utilizando a Eq. (3.3) para o perímetro e a Eq. (3.6) para o raio hidráulico tem-se que:

$$UA_r = \frac{h A}{2 r_h} L = \frac{h}{2} \sigma A_L L \frac{(1-\sigma) 2}{\sigma e} \quad (5.13)$$

o que resulta em:

$$UA_r = \frac{h A_L L (1-\sigma)}{e} \quad (5.14)$$

## 5.1 Escala para o Regime Laminar de Escoamento

Considerando ambas as correntes em regime laminar de escoamento completamente desenvolvido, conforme foi discutido na Seção 4.1.2 o número de Nusselt médio neste caso é  $Nu_m = 2,47$  para  $Pr \cong 0,7$ . Utilizando a Eq. (4.16) para o coeficiente de transferência de calor e a Eq. (3.6) para o raio hidráulico, o coeficiente de transferência de calor  $h$  pode ser expresso da seguinte forma:

$$h = \frac{Nu_m k_g}{D_h} = \frac{2,47 k_g}{4 r_h} \Rightarrow h = \frac{2,47 k_g}{2 e} \frac{(1-\sigma)}{\sigma} \quad (5.15)$$

Substituindo  $h$  da Eq. (5.15) na Eq. (5.14) e manipulando obtém-se:

$$UA_r = \frac{2,47 k_g}{2 e^2} A_L L \frac{(1-\sigma)^2}{\sigma} \quad (5.16)$$

A partir da Eq. (5.8), as Eqs. (5.11) e (5.16) são igualadas. Após algumas manipulações algébricas, obtém-se a seguinte expressão para a estimativa da porosidade ótima.

$$\left( \frac{\sigma}{1-\sigma} \right)_{opt} \approx \left( \frac{2,47}{2} \right)^{2/5} \left( \frac{k_g}{c_{p_g}} \right)^{2/5} \frac{L^{3/5}}{e} \left( \frac{f}{\rho_g \Delta P} \right)^{1/5} \quad (5.17)$$

A porosidade ótima pode ser expressa como função somente de propriedades do fluido, de parâmetros geométricos do regenerador e da perda de carga no canal da matriz. Para isso foi utilizada na Eq. (5.17) a correlação de fator de atrito  $f$  para duto triangular equilátero com escoamento laminar completamente desenvolvido, dada pela Eq. (4.2). Explicitando o fator de atrito  $f$  da Eq. (4.2) como função da velocidade  $u$  e do raio hidráulico  $r_h$  tem-se que:

$$f = \frac{40}{3 Re_{D_h}} = \frac{10}{3} \frac{\mu_g}{\rho_g u r_h} \quad (5.18)$$

Substituindo a velocidade  $u$  da Eq. (5.10) na Eq.(5.18) e utilizando a definição de raio hidráulico, Eq. (3.6), após algumas manipulações algébricas tem-se o fator de atrito como função da perda de carga  $\Delta P$ .

$$f = \left(\frac{20}{3}\right)^2 \frac{\mu_g^2}{e^3} \frac{L}{\rho_g \Delta P} \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)^3 \quad (5.19)$$

Substituindo então  $f$  da Eq. (5.19) na Eq. (5.17) e manipulando chega-se a:

$$\left(\frac{\sigma}{1-\sigma}\right)_{opt}^{8/5} \approx \left(2,47 \frac{10}{3}\right)^{2/5} \left(\frac{k_g \mu_g}{\rho_g c_{p_g} \Delta P}\right)^{2/5} \frac{L^{4/5}}{e^{8/5}} \quad (5.20)$$

Multiplicando e dividindo o termo dentro do último parênteses do lado direito da Eq. (5.20) pelo comprimento do canal ao quadrado  $L^2$ , lembrando que a difusividade térmica  $\alpha$  do gás é dado por  $\alpha_g = k_g / (\rho_g c_{p_g})$  e manipulando a Eq. (5.20) tem-se que:

$$\left(\frac{\sigma}{1-\sigma}\right)_{opt} \approx \left(2,47 \frac{10}{3}\right)^{1/4} \left(\frac{\alpha_g \mu_g L^2 L^2}{\Delta P L^2}\right)^{1/4} \frac{1}{e} \quad (5.21)$$

Manipulações finais na Eq. (5.21) resultam na Eq. (5.22) para a estimativa da porosidade ótima considerando ambas as correntes do regenerador em regime laminar de escoamento.

$$\left(\frac{\sigma}{1-\sigma}\right)_{opt} \approx \frac{1,6939}{(e/L)} \left(\frac{\Delta P L^2}{\mu_g \alpha_g}\right)^{-1/4} \quad (5.22)$$

ou de uma outra forma, a porosidade como função explícita da perda de carga,

$$\sigma_{opt} \approx \frac{\frac{1,6939 \left( \frac{\Delta P L^2}{e/L} \right)^{-1/4}}{\left( \frac{e/L}{\mu_g \alpha_g} \right)}}{1 + \frac{1,6939 \left( \frac{\Delta P L^2}{e/L} \right)^{-1/4}}{\left( \frac{e/L}{\mu_g \alpha_g} \right)}} \quad (5.23)$$

que corresponde ao valor que maximiza o calor total transferido no regenerador quando ambas as correntes encontram-se em regime laminar de escoamento.

Substituindo o termo  $[\sigma/(1-\sigma)]$  da Eq. (5.22) nas Eqs. (5.11) ou (5.16), a escala para o máximo calor transferido no regenerador pode ser determinada em seguida pela Eq. (5.5). A substituição do termo  $[\sigma/(1-\sigma)]$  da Eq. (5.22) ao invés somente da porosidade  $\sigma$  nas Eqs. (5.11) ou (5.16) facilita as manipulações algébricas para a obtenção da expressão para a estimativa do calor máximo transferido. Utilizando então a Eq. (5.16) para a substituição do termo  $[\sigma/(1-\sigma)]$  da Eq. (5.22), tem-se que:

$$UA_r = \frac{2,47 k_g}{2 e^2} A_L L (1-\sigma) \frac{1}{1,6939} \left( \frac{e}{L} \right) \left( \frac{\mu_g \alpha_g}{\Delta P L^2} \right)^{-1/4} \quad (5.24)$$

Multiplicando e dividindo a Eq. (5.24) pela porosidade ótima  $\sigma_{opt}$ , utilizando novamente a Eq. (5.22) e rearranjando a Eq. (5.24) chega-se a:

$$UA_r = \frac{2,47}{2 \cdot 1,6939^2} k_g \left( \frac{A_L}{L} \right) \left( \frac{\mu_g \alpha_g}{\Delta P L^2} \right)^{-1/2} \sigma_{opt} \quad (5.25)$$

Lembrando que nesta análise  $UA_r \cong \dot{m} c_{p_g}$ , então o resultado de  $UA_r$  obtido na Eq. (5.25) pode ser utilizado na Eq. (5.5) para o calor transferido. Fazendo isso, após manipulações algébricas tem-se por fim a expressão para a estimativa do máximo calor transferido no

regenerador, Eq. (5.26), quando ambas as correntes se encontram em regime laminar de escoamento.

$$q_{max} \approx 0,2152 k_g \left( \frac{A_L}{L} \right) \Delta T_{max} \left( \frac{\Delta P L^2}{\mu_g \alpha_g} \right)^{1/2} \sigma_{opt} \quad (5.26)$$

As escalas obtidas nas Eqs. (5.22) e (5.26) são usadas para definir os parâmetros  $\sigma^*$  e  $q^*$  como segue. Tais parâmetros serão usados posteriormente para verificar se as expressões obtidas a partir da análise de escala, para o regime laminar, fornecem uma boa estimativa para o valores ótimo de porosidade e máximo para o calor transferido em comparação com esses resultados obtidos numericamente.

$$\sigma^* = \frac{\left( \frac{\sigma}{1-\sigma} \right) \left( \frac{e}{L} \right)}{\left( \frac{\Delta P L^2}{\mu_g \alpha_g} \right)^{-1/4}} \quad (5.27)$$

$$q^* = \frac{q}{k_g \left( \frac{A_L}{L} \right) \Delta T_{max} \left( \frac{\Delta P L^2}{\mu_g \alpha_g} \right)^{1/2}} \quad (5.28)$$

A partir das Eqs. (5.27) e (5.28), a magnitude dos parâmetros  $\sigma_{opt}^*$  e  $q_{max}^*$  pode ser estimada. Assim, substituindo as Eqs. (5.22) em (5.27) e (5.26) em (5.28) tem-se que:

$$\sigma_{opt}^* = 1,6939 \quad (5.29)$$

$$q_{max}^* = 0,2152 \sigma_{opt} \quad (5.30)$$

Nota-se pela Eq. (5.29) que o parâmetro  $\sigma_{opt}^*$  apresenta valor fixo quando ambas as correntes do regenerador estão em regime laminar de escoamento. No caso do parâmetro  $q_{max}^*$ , Eq. (5.30), seu valor é obtido em função da porosidade ótima  $\sigma_{opt}$ .

## 5.2 Escala para o Regime Turbulento de Escoamento

Um processo análogo ao efetuado no item anterior pode ser aplicado para o regenerador quando ambas as correntes encontram-se em regime de escoamento turbulento completamente desenvolvido. Neste caso, o coeficiente de transferência de calor  $h$  pode ser avaliado usando a analogia de Colburn.

$$St = \frac{f}{2} Pr^{-2/3} = \frac{h}{\rho_g c_{p_g} u} \quad (5.31)$$

sendo  $St$  o número de Stanton. Substituindo a velocidade  $u$  da Eq. (5.10) na Eq. (5.31) e manipulando chega-se a:

$$h = \frac{c_{p_g}}{2} Pr^{-2/3} \left[ \frac{\Delta P e \rho_g f}{L} \frac{\sigma}{(1-\sigma)} \right]^{1/2} \quad (5.32)$$

Substituindo o coeficiente de transferência de calor  $h$  da Eq. (5.32) na Eq. (5.14) para  $UA_r$ , após algumas manipulações tem-se que:

$$UA_r = \frac{A_L}{2} c_{p_g} Pr^{-2/3} (1-\sigma) \left[ \frac{\Delta P \rho_g f L}{e} \frac{\sigma}{(1-\sigma)} \right]^{1/2} \quad (5.33)$$

Utilizando a Eq. (5.8), na qual  $UA_r = \dot{m} c_{p_g}$ , e igualando então as Eqs. (5.11) e (5.33) obtém-se a seguinte expressão para a estimativa da porosidade ótima.

$$\left(\frac{\sigma}{1-\sigma}\right)_{opt} \approx \frac{L f}{e 2} Pr^{-2/3} \quad (5.34)$$

Para expressar a porosidade ótima como função da perda de carga no canal do regenerador, foi utilizada a correlação, Eq. (4.3), de fator de atrito  $f$  para duto triangular equilátero considerando escoamento turbulento completamente desenvolvido. Explicitando o fator de atrito  $f$  da Eq. (4.3) como função da velocidade  $u$  e do raio hidráulico  $r_h$  tem-se que:

$$f = 0,0425 Re_{D_h}^{-1/5} = 0,0425 \left(\frac{u 4 r_h}{\nu_g}\right)^{-1/5} \quad (5.35)$$

Substituindo a velocidade  $u$  da Eq. (5.10) na Eq.(5.35) e utilizando a definição de raio hidráulico, Eq. (3.6), após manipulações algébricas tem-se o fator de atrito como função da perda de carga  $\Delta P$ .

$$f = 0,02565 \nu_g^{2/9} \left(\frac{\sigma}{1-\sigma} e\right)^{-1/3} \left(\frac{\Delta P}{L \rho_g}\right)^{-1/9} \quad (5.36)$$

Substituindo então  $f$  da Eq. (5.36) na Eq. (5.34) e manipulando chega-se a:

$$\left(\frac{\sigma}{1-\sigma}\right)_{opt}^{4/3} \approx \frac{0,02565}{2} L e^{-4/3} \nu_g^{1/3} \nu_g^{-1/9} Pr^{-1/9} Pr^{-5/9} \left(\frac{\Delta P}{L \rho_g}\right)^{-1/9} \quad (5.37)$$

Utilizando a relação  $Pr = \nu_g / \alpha_g$  no termo  $Pr^{-1/9}$  da Eq. (5.37) e rearranjando essa equação chega-se ao seguinte resultado:

$$\left(\frac{\sigma}{1-\sigma}\right)_{opt} \approx \left(\frac{0,02565}{2}\right)^{3/4} \frac{L^{-1/4} L}{e} Pr^{-5/12} \left(\frac{\Delta P \nu_g^2 \nu_g^{-3}}{L \rho_g \alpha_g}\right)^{-1/12} \quad (5.38)$$

Usando a relação  $\mu_g = \rho_g \nu_g$  e manipulando Eq. (5.38) tem-se finalmente a porosidade ótima como função da perda de carga quando ambas as correntes do regenerador encontram-se em escoamento turbulento.

$$\left( \frac{\sigma}{1-\sigma} \right)_{opt} \approx \frac{0,038}{(e/L)} Pr^{-5/12} \left( \frac{\Delta P L^2}{\mu_g \alpha_g} \right)^{-1/12} \quad (5.39)$$

ou de uma outra forma, a porosidade como função explícita da perda de carga,

$$\sigma_{opt} \approx \frac{\frac{0,038}{(e/L)} Pr^{-5/12} \left( \frac{\Delta P L^2}{\mu_g \alpha_g} \right)^{-1/12}}{1 + \left[ \frac{0,038}{(e/L)} Pr^{-5/12} \left( \frac{\Delta P L^2}{\mu_g \alpha_g} \right)^{-1/12} \right]} \quad (5.40)$$

que corresponde ao valor que maximiza o calor total transferido no regenerador quando ambas as correntes encontram-se em regime turbulento de escoamento.

Substituindo o termo  $[\sigma/(1-\sigma)]$  da Eq. (5.34) nas Eqs. (5.11) ou (5.33) chega-se ao seguinte resultado:

$$UA_{tr} = m c_{p_g} = \sigma_{opt} A_L c_{p_g} \left( \frac{\Delta P \rho_g}{2} Pr^{-2/3} \right)^{1/2} \quad (5.41)$$

Com isso, a escala para o máximo calor transferido pode ser determinada pela Eq. (5.5). Substituindo então a Eq. (5.41) na Eq. (5.5) tem-se que:

$$\Delta T_{max} \approx \frac{2\sqrt{2} q_{max}}{\sigma_{opt} A_L c_{p_g} (\Delta P \rho_g)^{1/2} Pr^{-1/2} Pr^{1/6}} \quad (5.42)$$

Utilizando a relação  $Pr = v_g / \alpha_g$  no termo  $Pr^{-1/2}$  da Eq. (5.42) e rearranjando essa equação chega-se ao seguinte resultado:

$$\Delta T_{max} \approx \frac{2\sqrt{2} q_{max}}{\sigma_{opt} A_L c_{p_g} \left( \frac{\Delta P \rho_g \alpha_g}{v_g} \right)^{1/2} Pr^{1/6}} \quad (5.43)$$

Multiplicando e dividindo o denominador da Eq. (5.43) pelo comprimento  $L$  dos canais da matriz e usando as relações  $c_{p_g} = k_g / (\rho_g \alpha_g)$  e  $\mu_g = \rho_g v_g$  na Eq. (5.43), após algumas manipulações algébricas tem-se por fim a expressão para a estimativa do máximo calor transferido no regenerador, Eq. (5.44), quando ambas as correntes se encontram em regime turbulento de escoamento.

$$q_{max} \approx \frac{1}{2\sqrt{2}} k_g \left( \frac{A_L}{L} \right) \Delta T_{max} \left( \frac{\Delta P L^2}{\mu_g \alpha_g} \right)^{1/2} Pr^{1/6} \sigma_{opt} \quad (5.44)$$

As escalas obtidas nas Eqs. (5.39) e (5.44) são usadas para definir os parâmetros  $\sigma^*$  e  $q^*$  como segue. Tais parâmetros serão usados posteriormente para verificar se as expressões obtidas a partir da análise de escala, para o regime turbulento, fornecem uma boa estimativa para o valores ótimo de porosidade e máximo para o calor transferido em comparação com esses resultados obtidos numericamente.

$$\sigma^* = \frac{\left( \frac{\sigma}{1-\sigma} \right) \left( \frac{e}{L} \right)}{\left( \frac{\Delta P L^2}{\mu_g \alpha_g} \right)^{-1/12}} \quad (5.45)$$

$$q^* = \frac{q}{k_g \left( \frac{A_L}{L} \right) \Delta T_{max} \left( \frac{\Delta P L^2}{\mu_g \alpha_g} \right)^{1/2}} \quad (5.46)$$

A partir das Eqs. (5.45) e (5.46), a magnitude dos parâmetros  $\sigma_{opt}^*$  e  $q_{max}^*$  pode ser estimada. Assim, substituindo as Eqs. (5.39) em (5.45) e (5.44) em (5.46) tem-se que:

$$\sigma_{opt}^* = 0,038 Pr^{-5/12} \quad (5.47)$$

$$q_{max}^* = \frac{I}{2\sqrt{2}} Pr^{1/6} \sigma_{opt} \quad (5.48)$$

Através da Eq. (5.47) o valor de  $\sigma_{opt}^*$ , para regime de escoamento turbulento, pode ser facilmente estimado sendo quase que constante para qualquer condição de operação do regenerador. Isso se deve ao fato de tal parâmetro ser dependente somente do número de Prandtl, o qual varia muito pouco com a temperatura no caso em que o fluido é o ar. Neste caso, para  $Pr \approx 0,7$  o valor estimado para  $\sigma_{opt}^*$  foi de  $\sigma_{opt}^* \approx 0,045$ . No caso do parâmetro  $q_{max}^*$ , Eq. (5.48), seu valor é obtido em função de  $Pr$  e da porosidade ótima  $\sigma_{opt}$ .

Para facilitar o uso das equações obtidas na análise de escala para a estimativa da porosidade ótima e do máximo calor transferido, essas equações podem ser sintetizadas em um formato geral, com a presença de variáveis que são constantes e dependentes do regime de escoamento das correntes no regenerador.

### 5.3 Síntese das Expressões Obtidas na Análise de Escala

Como as equações obtidas na análise de escala são dependentes do regime de escoamento, é interessante sintetizá-las em um formato simplificado. Observa-se que nas equações para a estimativa da porosidade ótima e do calor máximo transferido no regenerador, Eqs. (5.22), (5.26),

(5.39) e (5.44), aparece o parâmetro adimensional  $(\Delta P L^2)/(\mu_g \alpha_g)$ , o qual corresponde ao número de Bejan  $Be$  já mencionado no Item 4.4.4 do Capítulo 4. Comparando as equações para a estimativa da porosidade ótima, Eq. (5.22) para regime laminar e Eq. (5.39) para regime turbulento, nota-se que elas podem ser sintetizadas em uma única equação com a seguinte forma:

$$\left( \frac{\sigma}{1-\sigma} \right)_{opt} \approx \frac{C_1}{(e/L)} Be^m \quad (5.49)$$

sendo  $C_1$  e  $m$  parâmetros que dependem se ambas as correntes estão em regime laminar ou em regime turbulento. Para escoamento laminar,  $C_1 = 1,6939$  e  $m = -1/4$ . Para escoamento turbulento,  $C_1 = 0,038Pr^{-5/12}$  e  $m = -1/12$ .

Analogamente, as equações para a estimativa do calor máximo transferido, Eq. (5.26) para regime laminar e Eq. (5.44) para regime turbulento, podem ser sintetizadas em uma equação com a seguinte forma:

$$q_{max} \approx C_2 k_g \left( \frac{A_L}{L} \right) \Delta T_{max} Be^{1/2} \sigma_{opt} \quad (5.50)$$

sendo  $C_2$  um parâmetro que depende se ambas as correntes estão em regime laminar ou em regime turbulento. Para escoamento laminar,  $C_2 = 0,2152$ . Para escoamento turbulento,  $C_2 = (1/2\sqrt{2})Pr^{1/6}$ .

As expressões para a obtenção dos parâmetros  $\sigma^*$  e  $q^*$  ficam da seguinte forma:

$$\sigma^* = \frac{[\sigma/(1-\sigma)](e/L)}{Be^m} \quad (5.51)$$

$$q^* = \frac{q}{k_g (A_L/L) \Delta T_{max} Be^{1/2}} \quad (5.52)$$

No item 4.4.4 do Capítulo 4 foi visto que o parâmetro  $(qL)/(\Delta T_{max} k_g A_T)$  corresponde ao calor adimensional  $q^+$  transferido no regenerador, conforme Eq. (4.71). Na Eq. (5.52) tem-se o parâmetro  $(qL)/(\Delta T_{max} k_g A_L)$ . Comparando estes dois parâmetros e lembrando que  $A_L = A_T/2$ , então a Eq. (5.52) para  $q^*$  pode ser resumida a

$$q^* = \frac{2q^+}{Be^{1/2}} \quad (5.53)$$

Vale lembrar que, nessa análise de escala, a perda de carga  $\Delta P$  no regenerador é considerada como sendo igual para ambas as correntes do equipamento.



## Capítulo 6

### Resultados e Discussões

Resultados para o calor transferido a partir da simulação de casos típicos de regeneradores rotativos em operação serão apresentados neste capítulo. Será averiguado também se os resultados obtidos numericamente para a porosidade ótima e o máximo calor transferido no regenerador são da mesma ordem de grandeza que os previstos pela análise de escala. As leis de potência das equações obtidas na análise de escala para a estimativa da porosidade ótima e do calor máximo transferido serão comparadas com as leis de potência obtidas a partir dos resultados numéricos. Adicionalmente, a influência da região de bloqueio de fluxo e dos vazamentos pelas folgas de trabalho do regenerador será analisada. Por fim, serão mostrados resultados obtidos a partir da formulação adimensional do problema e a influência da rotação da matriz sobre o calor transferido no equipamento será investigada.

#### 6.1 Simulação de Casos Típicos

Três regeneradores de diferentes tamanhos foram simulados, sendo um regenerador pequeno, o segundo de médio porte e o terceiro de grande porte. Estes regeneradores abrangem a faixa de tamanhos do equipamento e condições operacionais encontrados na literatura e no setor industrial. As perdas de cargas estipuladas para a simulação também são condizentes com a gama de valores encontrados na literatura. Para os diversos tamanhos do regenerador, os maiores valores observados para as perdas de carga nos dutos da matriz foram inferiores a 300 Pa. Neste trabalho, as perdas de cargas em ambas as correntes foram assumidas como sendo iguais. As simulações destes casos, com condições operacionais típicas de regeneradores rotativos, foram

realizadas contabilizando os vazamentos no equipamento e desconsiderando a região de bloqueio de fluxo. A influência da região de bloqueio de fluxo sobre o equipamento será analisada posteriormente. Para a inclusão dos vazamentos na simulação foram adotados valores para as folgas de trabalho radiais e axiais entre o rotor e a carcaça do regenerador. Todas as folgas, tanto as radiais como as axiais (Figura 3.7), foram consideradas como tendo a mesma largura, ou seja,  $a = b$ . Para a matriz do equipamento, os materiais utilizados nas simulações foram o alumínio e o aço, sendo estes materiais comumente utilizados para matrizes de regeneradores. A liga de alumínio *2024-T6* foi utilizada na simulação do regenerador pequeno e o aço *AISI 1010* na simulação dos regeneradores de médio e grande porte. As propriedades dos materiais utilizados podem ser encontradas no Apêndice F. A Tabela 6.1 apresenta as condições operacionais para cada caso simulado.

Tabela 6.1. Dados geométricos e condições operacionais típicas para a simulação do regenerador.

<i>Caso</i>	<i>1: Regenerador de pequeno porte</i>	<i>2: Regenerador de médio porte</i>	<i>3: Regenerador de grande porte</i>
$n(\text{rpm})$	8	3	2
$e(\text{m})$	0,00035	0,0005	0,0006
$L(\text{m})$	0,2	1,5	3,5
$R_e(\text{m})$	0,35	3,0	7,5
$R_i(\text{m})$	0,035	0,75	2,5
$T_{f,e}(\text{°C})$	20	80	150
$T_{q,e}(\text{°C})$	50	450	600
<i>Folgas Radiais e Axiais (m)</i>	0,005	0,05	0,12

A Figura 6.1 mostra o calor transferido em função da porosidade para o regenerador simulado no *Caso 1* da Tabela 6.1 para diferentes valores de perda de carga. Nota-se nesta figura que as curvas apresentam uma descontinuidade, definindo duas regiões distintas para cada perda de pressão. Na primeira região ambas as correntes do regenerador estão em regime laminar de escoamento e na segunda região ambas as correntes encontram-se em regime turbulento. As descontinuidades correspondem ao regime de transição das correntes do regenerador ou à situação em que uma das correntes está em regime laminar e a outra em regime turbulento. O caso em que o regenerador opera com as correntes em regimes diferentes não será analisado neste

trabalho. Assim, os resultados apresentados correspondem às situações em que há garantia que ambas as correntes encontram-se no mesmo regime de escoamento.

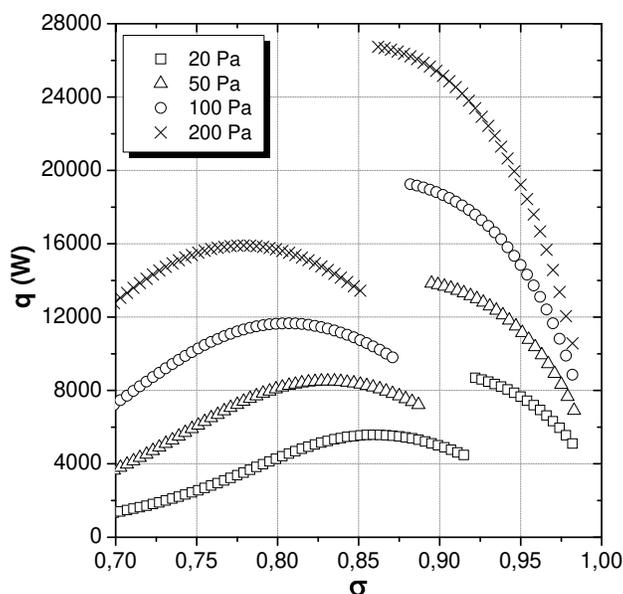


Figura 6.1. Calor total transferido em função da porosidade ( $q$  versus  $\sigma$ ) para o regenerador simulado no *Caso 1* da Tabela 6.1.

Observa-se na Figura 6.1 que, quando ambas as correntes estão em regime laminar, o calor transferido no equipamento atinge um pico (ponto de máximo), o que não ocorre quando ambas as correntes estão em regime turbulento. Entretanto, o valor máximo para o calor transferido ocorre, para todas as perdas de carga, logo após a descontinuidade das curvas, quando ambas as correntes encontram-se em regime turbulento.

Analisando agora somente a região da Figura 6.1 quando ambas as correntes estão em regime laminar, os pontos de máximo para o calor transferido dessas curvas podem ser colapsados dentro de uma pequena faixa de valores através da introdução dos parâmetros  $\sigma^*$  e  $q^*$ , Eqs. (5.51) e (5.52), definidas na análise de escala. A Figura 6.2(a) apresenta a região de regime laminar mostrada na Figura 6.1 após a introdução dos parâmetros  $\sigma^*$  e  $q^*$ . Observa-se na Figura 6.2(a) que os valores dos pontos de máximo para o calor transferido estão compreendidos entre  $0,16 < q_{max}^* < 0,18$  enquanto que na Figura 6.1 esses pontos de máximo estão entre 5.000 e

16.000 W. Através das Eqs. (5.50) e (5.52), o valor antecipado pela análise de escala para  $q_{max}^*$  quando ambas as correntes estão em regime laminar é  $q_{max}^* \approx C_2 \sigma_{opt} \approx 0,2152$ , uma vez que a ordem de grandeza de  $\sigma_{opt}$  é unitária. Nota-se que este valor é da mesma ordem de grandeza que os observados na Figura 6.2(a) para  $q_{max}^*$ . A mesma análise pode ser feita para  $\sigma_{opt}^*$ . Na Figura 6.1 nota-se que o valor ótimo de porosidade diminui com o aumento da perda de carga. Quando os parâmetros  $\sigma^*$  e  $q^*$  são introduzidos, observa-se na Figura 6.2(a) que  $\sigma_{opt}^* \approx 2,2$  para todos os números de Bejan testados. Através das Eqs. (5.49) e (5.51) aplicadas quando ambas as correntes estão em regime laminar, a análise de escala prevê  $\sigma_{opt}^* \approx C_1 \approx 1,6939$  que tem a mesma ordem de grandeza que  $\sigma_{opt}^* \approx 2,2$  observado na Figura 6.2(a).

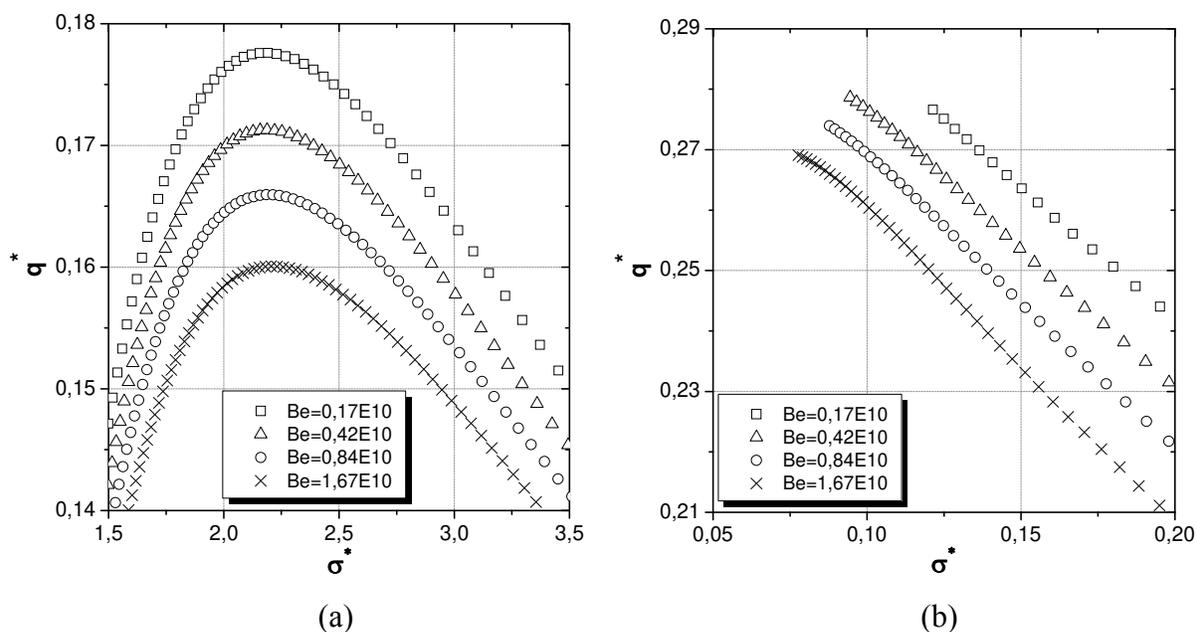


Figura 6.2. Calor total transferido em função da porosidade na forma adimensional ( $q^*$  versus  $\sigma^*$ ) para o regenerador simulado no *Caso 1* da Tabela 6.1: (a) ambas as correntes em regime laminar; (b) ambas as correntes em regime turbulento.

A Figura 6.2(b) apresenta a região de regime turbulento mostrada na Figura 6.1 após a introdução dos parâmetros  $\sigma^*$  e  $q^*$ . Observa-se na Figura 6.2(b) que os valores dos pontos de máximo para o calor transferido estão compreendidos entre  $0,265 < q_{max}^* < 0,280$  e os valores

ótimos de porosidade entre  $0,08 \leq \sigma_{opt}^* \leq 0,12$ . Neste caso, quando ambas as correntes estão em regime turbulento, os valores antecipados pela análise de escala para  $q_{max}^*$  e  $\sigma_{opt}^*$  foram  $q_{max}^* \approx C_2 \sigma_{opt}^* \approx 0,33$  e  $\sigma_{opt}^* \approx C_1 \approx 0,045$ , os quais são da mesma ordem de grandeza que os observados na Figura 6.2(b).

A Figura 6.3 é análoga à Figura 6.1 e mostra o calor transferido em função da porosidade para o regenerador simulado no *Caso 2* da Tabela 6.1. Para ambas as correntes em regime laminar, nota-se que as curvas apresentam um pico (ponto de máximo) para as perdas de carga de 20, 50 e 100 Pa. Para ambas as correntes em regime turbulento, o mesmo comportamento é observado para as perdas de carga de 100, 200 e 300 Pa. Observa-se também na Figura 6.3 que, assim como no regenerador simulado no *Caso 1*, o valor ótimo de porosidade decresce com o aumento da perda de carga e os valores máximos do calor transferido ocorrem sempre quando ambas as correntes estão em regime turbulento.

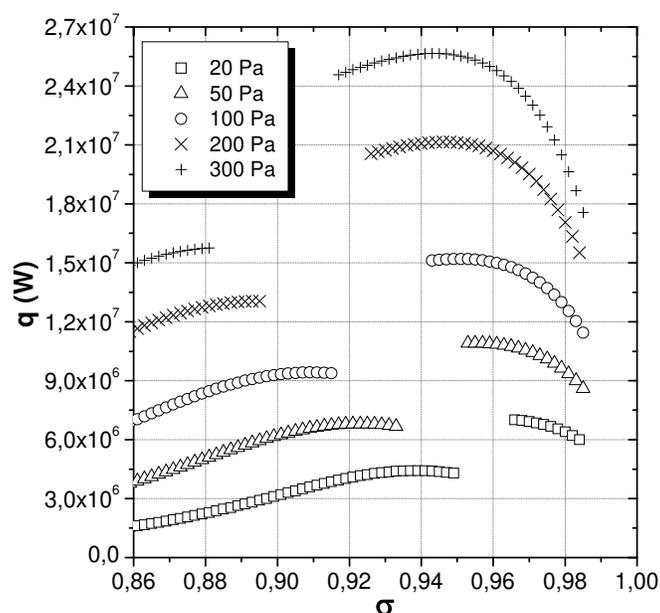


Figura 6.3. Calor total transferido em função da porosidade ( $q$  versus  $\sigma$ ) para o regenerador simulado no *Caso 2* da Tabela 6.1.

As Figuras 6.4(a) e (b) apresentam, respectivamente, a região de regime laminar e a região de regime turbulento mostradas na Figura 6.3, após a introdução dos parâmetros  $\sigma^*$  e  $q^*$ . Nota-se na Figura 6.4(a) que os pontos de máximo para o calor transferido, entre os valores de Bejan de  $0,24 \cdot 10^{11}$  e  $1,18 \cdot 10^{11}$ , estão compreendidos entre  $0,197 < q_{max}^* < 0,208$  e que  $\sigma_{opt}^* \approx 1,9$  para todos os números de Bejan testados. Nota-se que, assim como no caso analisado na Figura 6.2(a) para o regenerador de pequeno porte, os valores previstos pela análise de escala de  $q_{max}^* \approx 0,2152$  e  $\sigma_{opt}^* \approx 1,6939$  são da mesma ordem de grandeza que os observados na Figura 6.4(a). Na Figura 6.4(b) os pontos de máximo para o calor transferido, entre os valores de Bejan de  $1,18 \cdot 10^{11}$  e  $3,54 \cdot 10^{11}$ , estão compreendidos entre  $0,310 < q_{max}^* < 0,318$  e o valor de  $\sigma_{opt}^* \approx 0,05$  para todos os  $Be$  testados. Neste caso, também se observa que, assim como no caso analisado na Figura 6.2(b) para o regenerador de pequeno porte, os valores previstos pela análise de escala de  $q_{max}^* \approx 0,33$  e  $\sigma_{opt}^* \approx 0,045$  são da mesma ordem de grandeza que os observados na Figura 6.4(b).

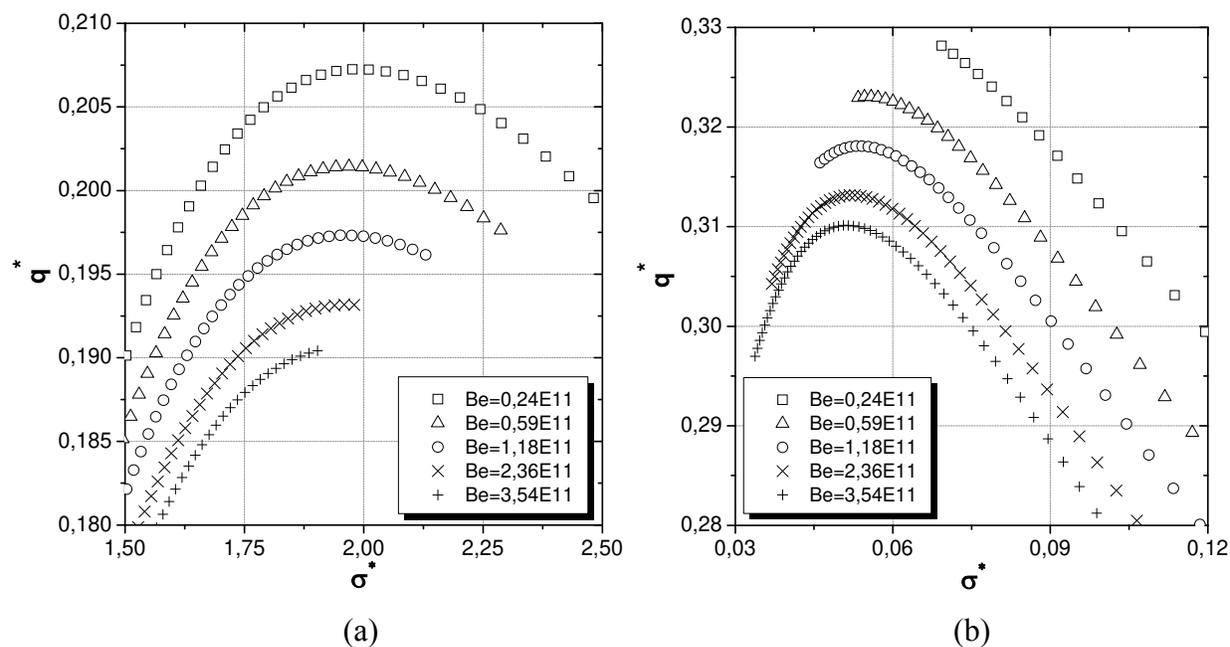


Figura 6.4. Calor total transferido em função da porosidade na forma adimensional ( $q^*$  versus  $\sigma^*$ ) para o regenerador simulado no *Caso 2* da Tabela 6.1: (a) ambas as correntes em regime laminar; (b) ambas as correntes em regime turbulento.

A Figura 6.5 mostra o calor transferido em função da porosidade para o regenerador simulado no *Caso 3* da Tabela 6.1. Nesta figura, as curvas para o calor transferido apresentam pontos de máximo somente quando ambas as correntes estão em regime turbulento, sendo também estes pontos correspondentes aos valores máximos do calor transferido no equipamento. Nota-se também na Figura 6.5 que, quando ambas as correntes encontram-se em regime laminar, os maiores valores para o calor transferido ocorrem logo antes das discontinuidades das curvas. Além disso, analogamente aos dois outros casos analisados (*Caso 1* e *Caso 2*), o valor ótimo de porosidade diminui com o aumento do valor da perda de carga.

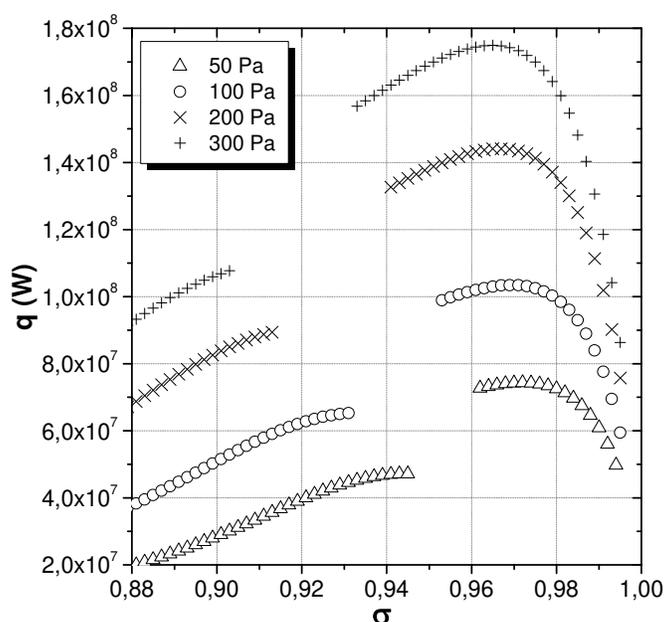


Figura 6.5. Calor total transferido em função da porosidade ( $q$  versus  $\sigma$ ) para o regenerador simulado no *Caso 3* da Tabela 6.1.

As Figuras 6.6(a) e (b) apresentam, respectivamente, a região de regime laminar e a região de regime turbulento mostradas na Figura 6.5, após a introdução dos parâmetros  $\sigma^*$  e  $q^*$ . Observa-se na Figura 6.6(a) que os pontos de máximo para o calor transferido estão compreendidos entre  $0,193 < q_{max}^* < 0,208$  e os valores ótimos de porosidade entre  $1,68 \leq \sigma_{opt}^* \leq 2,00$ . Nota-se que, assim como nos outros dois casos analisados (*Caso 1* e *Caso 2*), os valores previstos pela análise de escala de  $q_{max}^* \approx 0,2152$  e  $\sigma_{opt}^* \approx 1,6939$  são da mesma ordem

de grandeza que os observados na Figura 6.6(a). Na Figura 6.6(b) observa-se que os valores dos pontos de máximo para o calor transferido estão compreendidos entre  $0,315 \leq q_{max}^* \leq 0,330$  e que  $\sigma_{opt}^* \approx 0,05$  para todos os  $Be$  testados. Neste caso, os valores previstos pela análise de escala de  $q_{max}^* \approx 0,33$  e  $\sigma_{opt}^* \approx 0,045$  também são da mesma ordem de grandeza que os observados na Figura 6.6(b).

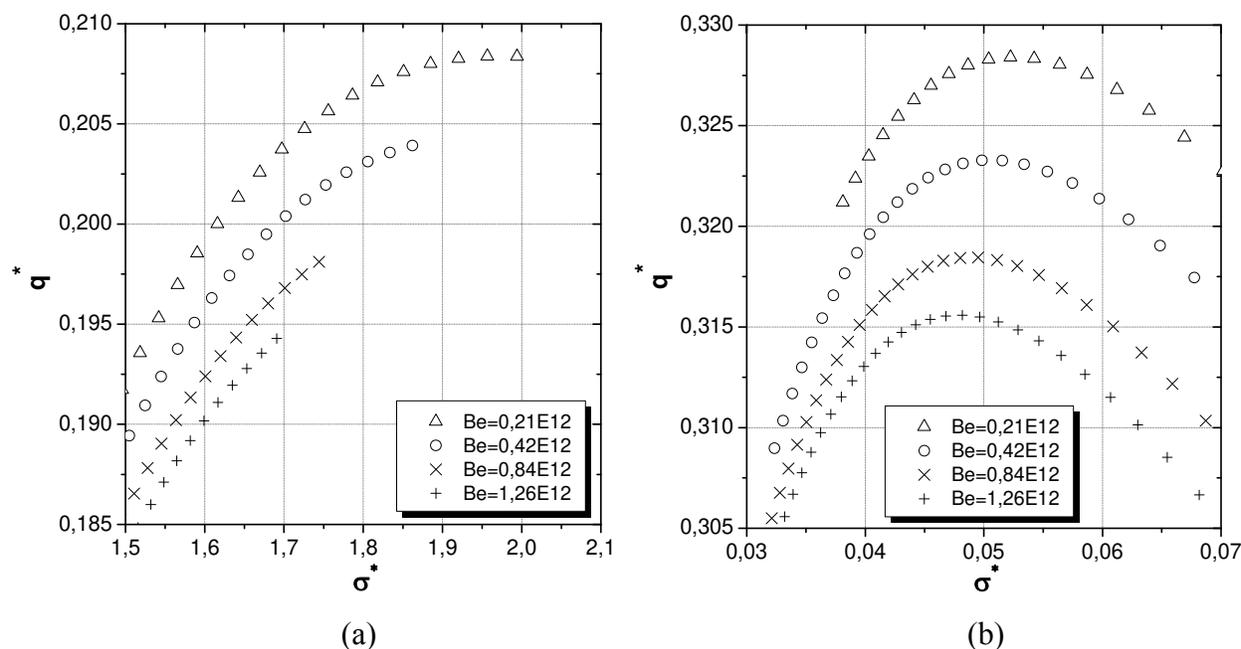


Figura 6.6. Calor total transferido em função da porosidade na forma adimensional ( $q^*$  versus  $\sigma^*$ ) para o regenerador simulado no *Caso 3* da Tabela 6.1: (a) ambas as correntes em regime laminar; (b) ambas as correntes em regime turbulento.

Como foi visto nos três casos simulados, os parâmetros  $\sigma^*$  e  $q^*$  são importantes porque através deles é possível prever a ordem de grandeza da porosidade ótima e do máximo calor transferido no regenerador. Além disso, para todos os casos, observa-se que existe um valor para a porosidade que maximiza o calor transferido no equipamento para cada valor de perda de carga estabelecido nos canais da matriz.

É interessante observar também que, em regeneradores rotativos de pequeno a médio porte, os valores máximos para o calor transferido ocorrem quando ambas as correntes estão em regime

turbulento. No entanto, esses regeneradores são comumente encontrados operando com ambas as correntes em regime laminar. Um dos motivos que pode explicar esse aspecto é que, para ambas as correntes em regime turbulento, os valores de porosidade ótima nestes casos são muito elevados e implicam em valores de efetividade muito baixos para o equipamento, em torno de 0,3, o que não é usual em trocadores de calor.

## 6.2 Verificação das Leis de Potência Previstas pela Análise de Escala

Uma outra maneira de verificar se a análise de escala efetuada fornece uma boa estimativa para os valores ótimos de porosidade e calor transferido no regenerador é comparar as leis de potência previstas pela análise de escala nas Eqs. (5.49) e (5.50) de  $\sigma_{opt}$  e  $q_{max}$  com os valores ótimos obtidos numericamente. Para essa comparação serão tomadas como base as equações dos parâmetros  $\sigma^*$  e  $q^*$ , Eqs. (5.51) e (5.52).

A Figura 6.7(a) apresenta uma linha contínua cuja inclinação é regida pela lei de potência  $Be^{-1/4}$ , a qual é observada nas Eqs. (5.49) e (5.51) para o caso de ambas as correntes em escoamento laminar no regenerador. Nesta figura, os pontos discretos representam os valores ótimos do parâmetro  $(D_h/L)/2$  em função de  $Be$  obtidos numericamente para o regenerador simulado no *Caso 1* da Tabela 6.1 quando ambas as correntes estão em regime laminar. É importante notar que  $(D_h/L)/2 = [\sigma/(1-\sigma)]/(L/e)$ , sendo que o parâmetro  $[\sigma/(1-\sigma)]/(L/e)$  é o que aparece na equação de  $\sigma^*$ , Eq. (5.51). A linha pontilhada na Figura 6.7(a) corresponde a uma linha de tendência que ajusta os pontos dos valores ótimos obtidos numericamente. Nota-se que a inclinação desta linha é praticamente igual à da lei de potência  $Be^{-1/4}$  obtida na análise de escala.

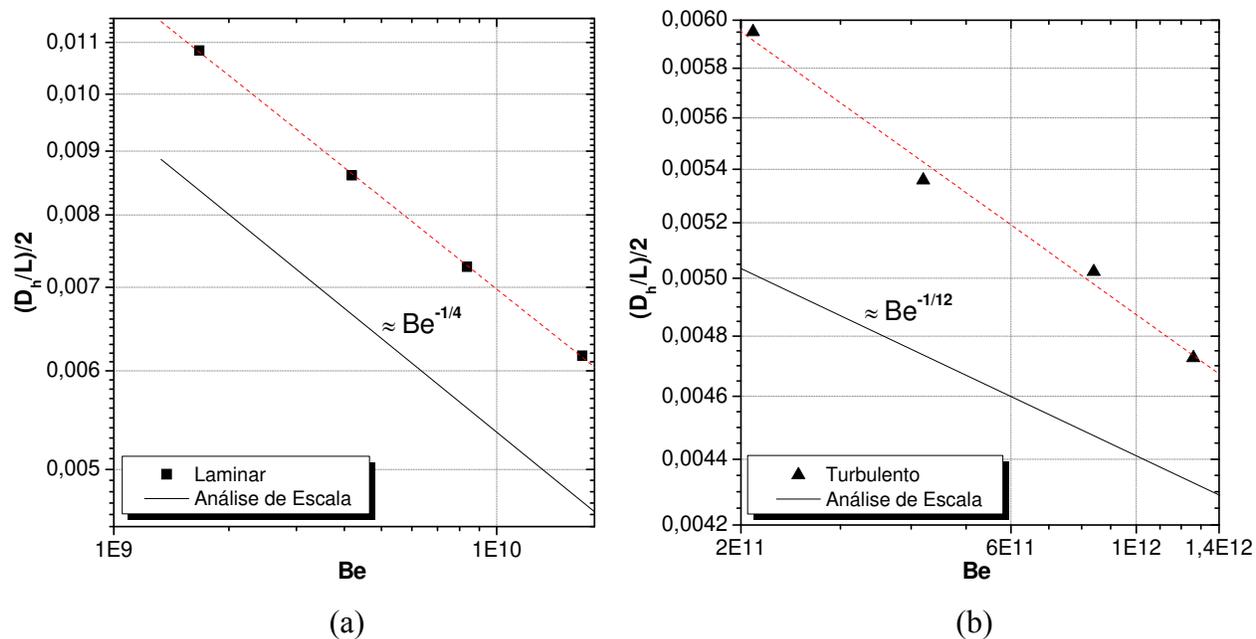


Figura 6.7. Comparação entre a análise de escala e o método numérico para a porosidade ótima: (a) regime laminar (*Caso 1*); (b) regime turbulento (*Caso 3*).

Analogamente à Figura 6.7(a), a Figura 6.7(b) apresenta uma linha contínua cuja inclinação é regida pela lei de potência  $Be^{-1/12}$ , a qual é observada nas Eqs. (5.49) e (5.51) para o caso de ambas as correntes em regime turbulento no regenerador. Nesta figura, os pontos discretos representam os valores ótimos do parâmetro  $(D_h/L)/2$  em função de  $Be$  obtidos numericamente para o regenerador simulado no *Caso 3* da Tabela 6.1 quando ambas as correntes estão em regime turbulento. A linha pontilhada na Figura 6.7(b) corresponde a uma linha de tendência que ajusta os pontos destes valores ótimos obtidos numericamente. Observa-se nesta figura que há certa diferença entre a inclinação da linha de tendência traçada sobre os pontos discretos e a inclinação da linha com lei de potência  $Be^{-1/12}$  obtida na análise de escala. A linha sobre os pontos discretos apresenta inclinação de aproximadamente  $\approx Be^{-0,15}$ , o que mostra que, neste caso, a análise de escala subestimou a influência do número de Bejan sobre  $\sigma_{opt}$ .

Com relação ao calor transferido, a lei de potência observada nas Eqs. (5.50) e (5.52) é a mesma quando ambas as correntes estão em regime laminar e quando ambas estão em regime turbulento, sendo dada por  $Be^{1/2}$ . As Figuras 6.8(a) e (b) apresentam uma linha contínua com

inclinação regida pela lei de potência  $Be^{1/2}$ . Na Figura 6.8(a), os pontos discretos representam os valores ótimos do parâmetro  $q^+/2$  em função de  $Be$  obtidos numericamente para o regenerador simulado no *Caso 1* da Tabela 6.1 quando ambas as correntes estão em regime laminar. É importante notar que  $q^+/2 = (qL)/(\Delta T_{max} k_g A_L)$ , sendo que o parâmetro  $(qL)/(\Delta T_{max} k_g A_L)$  é o que aparece na equação de  $q^*$ , Eq. (5.52). A linha pontilhada na Figura 6.8(a) corresponde a uma linha de tendência que ajusta os pontos dos valores ótimos obtidos numericamente. Na Figura 6.8(b), os pontos discretos representam os valores ótimos do parâmetro  $q^+/2$  em função de  $Be$  obtidos numericamente para o regenerador simulado no *Caso 3* da Tabela 6.1 quando ambas as correntes estão em regime turbulento. A linha pontilhada na Figura 6.8(b) corresponde a uma linha de tendência que ajusta os pontos destes valores ótimos. Nota-se em ambos os casos, Figuras 6.8(a) e (b), que a inclinação das linhas que ajustam os pontos de valores ótimos é praticamente igual à da lei de potência  $Be^{1/2}$  obtida na análise de escala. O mesmo comportamento mostrado nas Figuras 6.7 e 6.8 também foi observado para o regenerador simulado no *Caso 2* da Tabela 6.1.

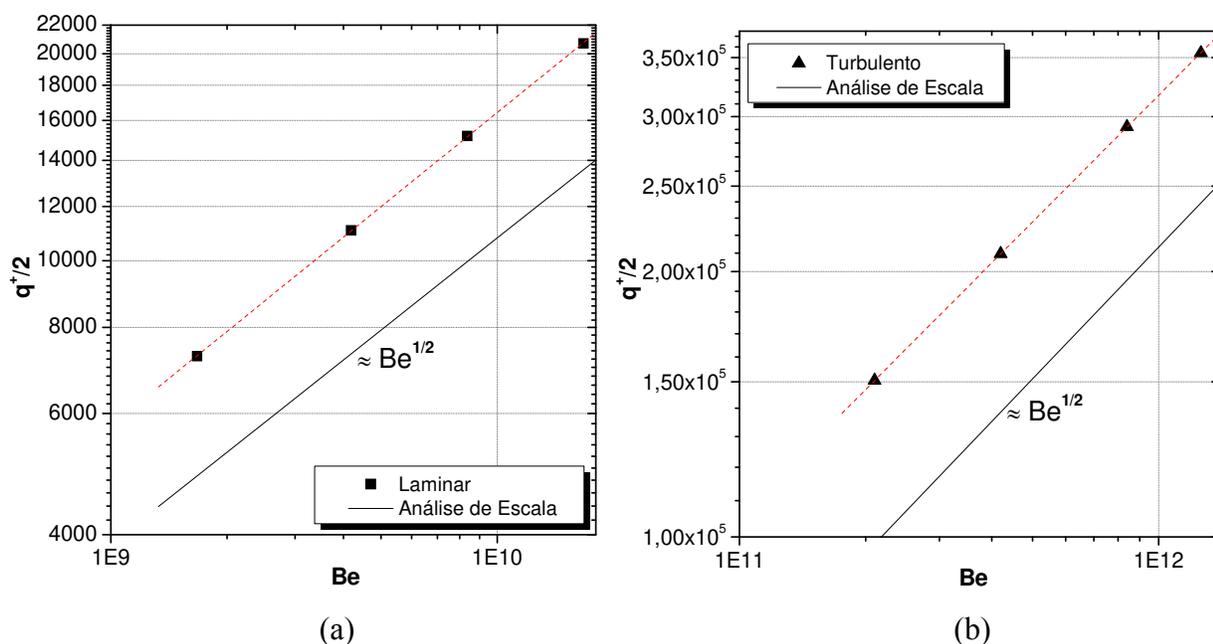


Figura 6.8. Comparação entre a análise de escala e o método numérico para o calor máximo transferido: (a) regime laminar (*Caso 1*); (b) regime turbulento (*Caso 3*).

Conforme os resultados apresentados nas Figuras 6.7 e 6.8, nota-se que a análise de escala é capaz de prever com boa concordância as leis de potência obtidas a partir dos resultados numéricos. Vale ressaltar ainda que, nas Figuras 6.7 e 6.8, as linhas contínuas que representam as leis de potência para  $Be$  não correspondem aos resultados ótimos dos parâmetros  $(D_h/L)/2$  e  $q^+/2$  obtidos pela análise de escala. São linhas traçadas para mostrar a inclinação da reta segundo as leis de potência das equações obtidas na análise de escala.

### 6.3 Diagramas com Curvas de Valores Ótimos

Para uma determinada perda de carga no regenerador, existem os valores de capacidade térmica das correntes dos fluidos que estão associados ao valor ótimo de porosidade e ao correspondente calor transferido no equipamento. Tais valores de capacidade térmica podem ser observados em função da perda de carga no regenerador. A Figura 6.9 constitui-se em um diagrama correspondente ao regenerador simulado no *Caso 1* da Tabela 6.1 para a situação em que ambas as correntes encontram-se em regime laminar. O diagrama apresenta uma curva, representada por  $Opt$ , da capacidade térmica  $C_f$  da corrente fria em função da perda de carga, sendo estas capacidades térmicas associadas aos valores ótimos de porosidade para cada perda de carga estabelecida. Algumas linhas de calor e de porosidade constantes também foram traçadas neste diagrama. A Figura 6.9 é interessante por mostrar que, para um determinado valor do calor transferido no regenerador, existe uma perda de carga mínima necessária para promover esta troca de calor. Ou de outro modo, para uma perda de carga especificada, existe um valor para o calor transferido que corresponde ao máximo valor possível para esta perda de carga. A Figura 6.10 apresenta um diagrama análogo ao da Figura 6.9, sendo correspondente ao regenerador simulado no *Caso 3* da Tabela 6.1 para a situação em que ambas as correntes encontram-se em regime turbulento.

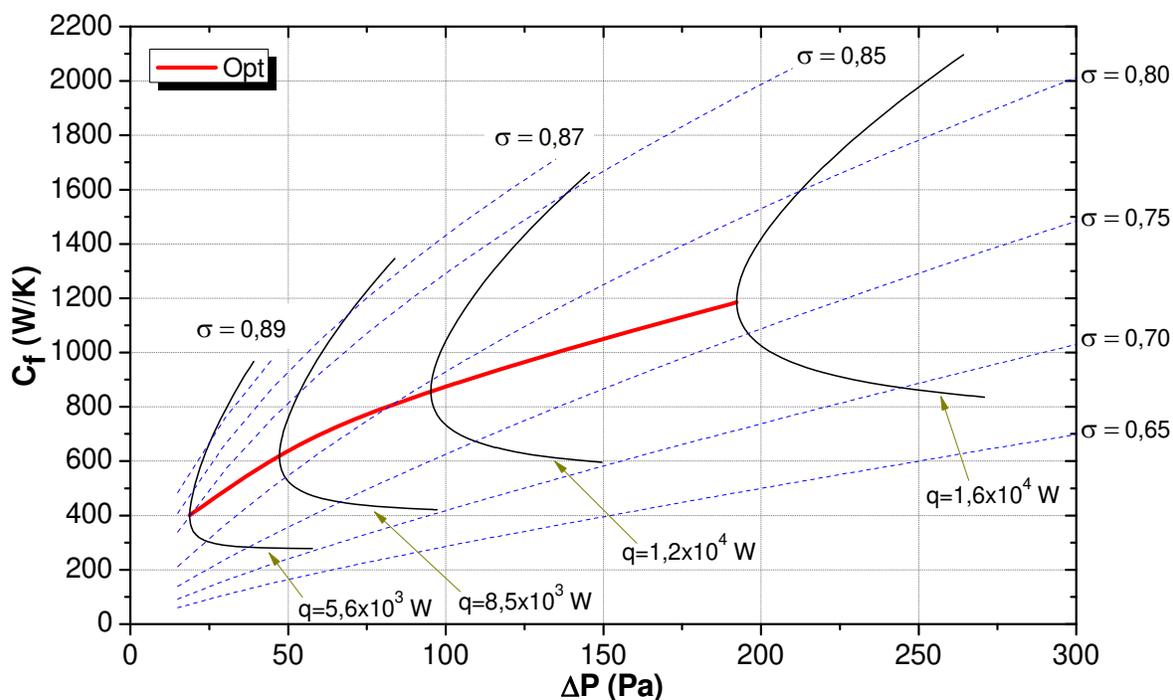


Figura 6.9. Diagrama da capacidade térmica da corrente fria em função da perda de carga para o regenerador do *Caso 1* da Tabela 6.1 com ambas as correntes em regime laminar.

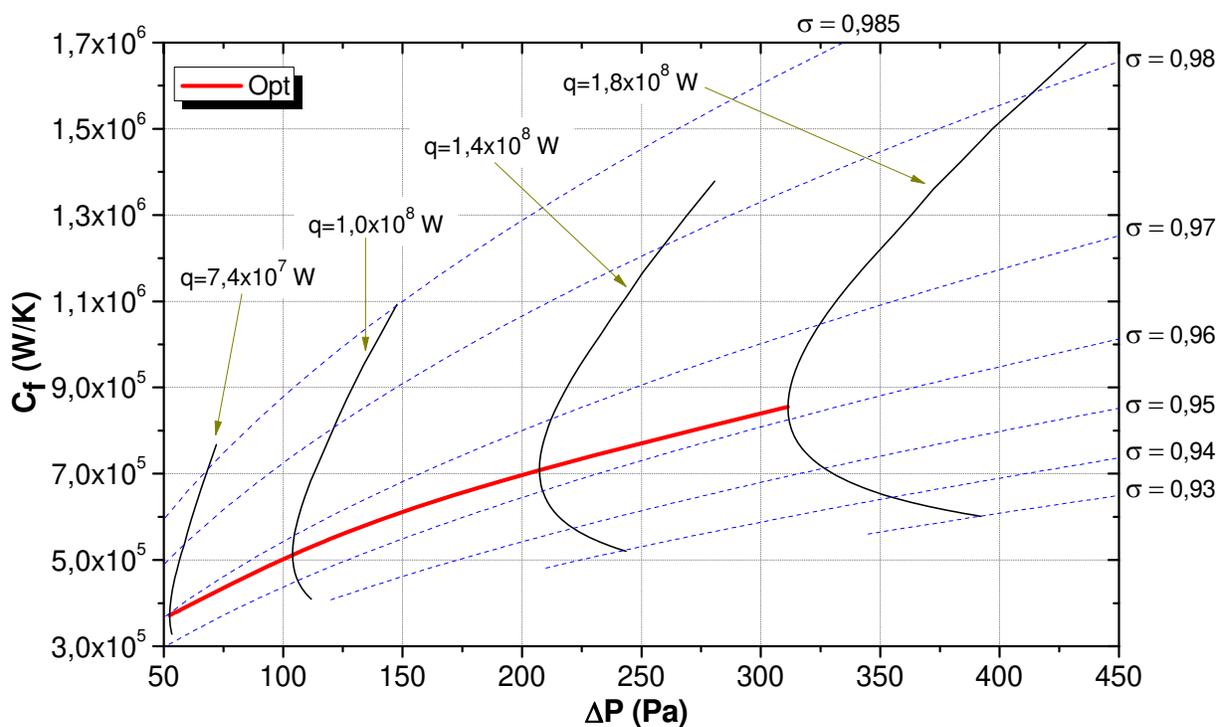


Figura 6.10. Diagrama da capacidade térmica da corrente fria em função da perda de carga para o regenerador do *Caso 3* da Tabela 6.1 com ambas as correntes em regime turbulento.

Comparando as Figuras 6.9 e 6.10, observa-se, a partir da curva *Opt* da Figura 6.9 (regenerador de pequeno porte com ambas as correntes em regime laminar), que os valores ótimos de porosidade estão compreendidos entre  $0,77 \leq \sigma_{opt} \leq 0,85$ . No caso do regenerador de grande porte com ambas as correntes em regime turbulento (Figura 6.10), nota-se que a faixa dos valores ótimos de porosidade é bem menor, sendo  $0,96 \leq \sigma_{opt} \leq 0,97$ .

Vale comentar que as linhas de calor e de porosidade constantes traçadas nas Figuras 6.9 e 6.10 foram obtidas a partir da confecção de outros dois programas computacionais auxiliares. No programa principal deste trabalho, a perda de carga constitui-se no parâmetro estabelecido para as simulações. Em um destes programas auxiliares, o calor transferido foi o parâmetro fixado para as simulações, sendo as capacidades térmicas das correntes e as perdas de carga calculadas a partir da variação da porosidade. No outro programa auxiliar, a porosidade foi o parâmetro fixado e as capacidades térmicas das correntes foram obtidas a partir da variação de valores para a perda de carga.

Os diagramas apresentados constituem-se em um resultado interessante por relacionar vários parâmetros. Conhecendo-se dois dos parâmetros mostrados no diagrama, é possível determinar os demais. Assim, estes diagramas podem ser usados como uma ferramenta auxiliar em projetos de regeneradores rotativos.

#### **6.4 Influência do Bloqueio**

A influência da região de bloqueio de fluxo sobre o calor transferido no regenerador foi analisada para o trocador simulado no *Caso 2* da Tabela 6.1 com a perda de carga de 100 Pa estabelecida nos canais da matriz do equipamento. As dimensões geométricas deste regenerador são muito próximas das dimensões de um regenerador em operação na Replan, o qual foi utilizado como base para a estimativa da região de bloqueio de fluxo neste trabalho. Nesta simulação, os vazamentos radiais foram considerados nulos. Somente os vazamentos axiais

foram contabilizados na simulação e a influência do bloqueio sobre esses vazamentos também foi observada.

A Tabela 6.2 apresenta os resultados obtidos para as vazões  $\dot{m}_f$  e  $\dot{m}_q$  (Figura 3.8) dos fluidos no regenerador, para os vazamentos axiais  $Vaz_{AX1}$  e  $Vaz_{AX2}$  e para o calor transferido  $q$  no equipamento. Tais resultados foram obtidos para duas situações: a primeira desconsiderando a região de bloqueio e a segunda considerando essa região na simulação. Os resultados correspondem ao valor ótimo de porosidade ( $\sigma = 0,909$ ) para a situação em que ambas as correntes do regenerador se encontram em regime laminar. Observa-se na Tabela 6.2 que a inclusão do bloqueio na simulação implica na diminuição dos valores das vazões, dos vazamentos axiais e do calor transferido no equipamento. Nota-se que há um decréscimo nos valores das vazões ( $\dot{m}_f$  e  $\dot{m}_q$ ) e do calor transferido  $q$  em cerca de 30% quando o bloqueio é considerado na simulação. Os vazamentos axiais apresentam decréscimo em torno de 17% com a inclusão da região de bloqueio. Nota-se que os decréscimos nos resultados das vazões e dos vazamentos axiais devido à inclusão da região de bloqueio correspondem praticamente aos valores percentuais obtidos na estimativa de quanto o bloqueio ocupa da área de seção transversal de escoamento e da área de escoamento dos vazamentos axiais, sendo estes valores de 29% e 17%, respectivamente. Uma vez que a perda de carga é fixada nas simulações, esse comportamento era esperado para as vazões e os vazamentos axiais. O decréscimo no resultado do calor transferido devido à inclusão da região de bloqueio também corresponde praticamente ao valor percentual obtido na estimativa de quanto o bloqueio ocupa da área de seção transversal de escoamento. Isto ocorre porque a inclusão do bloqueio não acarreta mudanças significativas na temperatura média de mistura na saída das correntes.

Tabela 6.2. Influência do bloqueio: Resultados ótimos obtidos para o regenerador simulado no *Caso 2* da Tabela 6.1 quando ambas as corrente estão em regime laminar.

<b>Regime Laminar: <math>\sigma_{opt} = 0,909</math></b>		<b>Sem bloqueio</b>	<b>Com bloqueio</b>
Vazões e Vazamentos (kg/s)	$\dot{m}_f$	64,20	43,77
	$\dot{m}_q$	41,20	30,16
	$Vaz_{AX1}$	4,16	3,45
	$Vaz_{AX2}$	2,90	2,41
$q$ (kW)		9.452,28	6.723,77

Os valores dos parâmetros apresentados na Tabela 6.2 foram obtidos também para o valor ótimo de porosidade ( $\sigma = 0,951$ ), quando ambas as correntes do regenerador se encontram em regime turbulento. A Tabela 6.3 apresenta os resultados obtidos para este caso e o mesmo comportamento verificado no caso da Tabela 6.2 ocorre para esta situação. A inclusão do bloqueio acarreta em um decréscimo das vazões e do calor transferido acerca de 30%. Nota-se que os resultados dos vazamentos axiais são os mesmos mostrados na Tabela 6.2, uma vez que a mudança no valor de porosidade não influi nos vazamentos. A diferença deste caso para o anterior é que o maior valor de porosidade implica em maiores valores para as vazões e para o calor transferido no equipamento.

Tabela 6.3. Influência do bloqueio: Resultados ótimos obtidos para o regenerador simulado no *Caso 2* da Tabela 6.1 quando ambas as corrente estão em regime turbulento.

<b>Regime Turbulento: <math>\sigma_{opt} = 0,951</math></b>		<b>Sem bloqueio</b>	<b>Com bloqueio</b>
Vazões e Vazamentos (kg/s)	$\dot{m}_f$	102,20	70,87
	$\dot{m}_q$	79,40	57,25
	$Vaz_{AX1}$	4,16	3,45
	$Vaz_{AX2}$	2,90	2,41
$q$ (kW)		15.216,39	10.783,65

Os efeitos da região de bloqueio de fluxo sobre o regenerador também podem ser analisados através de diagramas similares aos apresentados no Item 6.3. A Figura 6.11 apresenta a curva dos valores da capacidade térmica da corrente fria em função da perda de carga nos canais da matriz para o regenerador simulado no *Caso 2* da Tabela 6.1 considerando nulos os

vazamentos radiais e axiais. Aos valores sobre esta curva estão associados os valores ótimos de porosidade e o correspondente calor transferido no equipamento. A Figura 6.11(a) representa a situação em que ambas as correntes se encontram em regime laminar e a Figura 6.11(b) a situação em que ambas as correntes se encontram em regime turbulento. Observa-se nessas figuras que a inclusão do bloqueio na simulação desloca as curvas para baixo, o que representa a diminuição da vazão da corrente fria. Nota-se nestas figuras que, assim como nos casos específicos mostrados nas Tabelas 6.2 e 6.3, o decréscimo nos valores da capacidade térmica da corrente fria é em torno de 30% para cada valor de perda de carga.

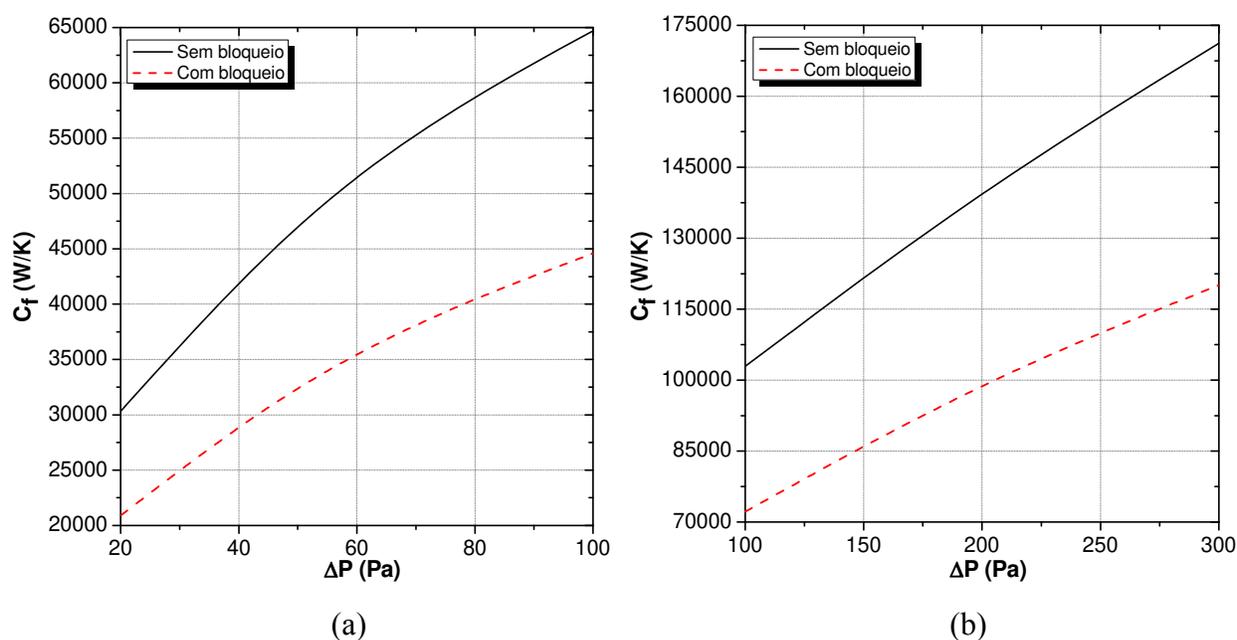


Figura 6.11. Diagrama da capacidade térmica da corrente fria em função da perda de carga para o regenerador do *Caso 2* da Tabela 6.1 com vazamentos nulos: (a) ambas as correntes em regime laminar; (b) ambas as correntes em regime turbulento.

## 6.5 Influência dos Vazamentos pelas Folgas

Similarmente à análise da influência da região de bloqueio no regenerador, a influência dos vazamentos pelas folgas de trabalho do equipamento pode ser averiguada. Tal influência também foi analisada para o trocador simulado no *Caso 2* da Tabela 6.1 com a perda de carga de 100 Pa estabelecida nos canais da matriz do equipamento. As folgas radiais e axiais de vazamentos

foram todas consideradas da mesma largura e o regenerador foi simulado com os valores de 0,05, 0,10 e 0,15 m admitidos para as folgas. A região de bloqueio de fluxo não foi considerada nestas simulações.

A Tabela 6.4 apresenta resultados obtidos para todas as vazões, vazamentos (Figura 3.8) e para o calor transferido no equipamento para cada caso simulado. Os resultados correspondem ao valor ótimo de porosidade ( $\sigma = 0,909$ ) para a situação em que ambas as correntes do regenerador se encontram em regime laminar. Observando a Tabela 6.4, nota-se que o aumento do tamanho das folgas dos vazamentos acarreta no aumento dos valores das vazões de entrada e saída de cada corrente. Tomando, por exemplo, a vazão de entrada da corrente fria  $\dot{m}_{f,e}$  no caso simulado sem vazamentos, observa-se que este parâmetro aumenta em torno de 10% no caso de vazamentos com folgas de 0,05 m e cerca de 25% no caso de vazamentos com folgas de 0,15 m. Dentre as vazões observadas na Tabela 6.4, a que sofre maior variação devido aos vazamentos é a vazão de saída da corrente quente  $\dot{m}_{q,s}$ . Nota-se um aumento de  $\dot{m}_{q,s}$  em torno de 30% do caso simulado sem vazamentos para o caso de vazamentos com folgas de 0,15 m.

Observa-se também na Tabela 6.4 que a variação do calor transferido entre o caso simulado com vazamentos nulos e o caso de maior vazamento (folgas de 0,15 m) é inferior a 1%. Essa pequena variação é explicada pelo fato de que, neste trabalho, foi admitido que a perda de carga pela folga radial do vazamento  $Vaz_{R2}$  é muito pequena em relação às demais perdas de carga, o que implica em uma pequena variação na temperatura de entrada da corrente quente  $T_{q,e}$  e, conseqüentemente, em uma pequena variação no calor transferido no regenerador.

Tabela 6.4. Influência dos vazamentos pelas folgas: Resultados ótimos obtidos para o regenerador simulado no *Caso 2* da Tabela 6.1 quando ambas as corrente estão em regime laminar.

<b>Regime Laminar:</b> $\sigma_{opt} = 0,909$		<b>Sem vazamentos</b>	<b>Com vazamentos: Folgas de 0,05m</b>	<b>Com vazamentos: Folgas de 0,10m</b>	<b>Com vazamentos: Folgas de 0,15m</b>
<b>Vazões e Vazamentos (kg/s)</b>	$\dot{m}_{f,e}$	64,20	71,22	78,24	85,25
	$\dot{m}_f$	64,20	64,20	64,20	64,20
	$\dot{m}_{f,s}$	64,20	68,16	72,11	76,06
	$\dot{m}_{q,e}$	41,20	43,88	46,60	49,33
	$\dot{m}_q$	41,20	41,20	41,20	41,20
	$\dot{m}_{q,s}$	41,20	46,94	52,73	58,53
	$Vaz_{R1}$	0,0	2,82	5,64	8,46
	$Vaz_{R2}$	0,0	0,24	0,49	0,73
	$Vaz_{AX1}$	0,0	4,16	8,31	12,47
	$Vaz_{AX2}$	0,0	2,91	5,82	8,74
$q$ (kW)		9.452,28	9.424,83	9.398,69	9.373,94

Os valores dos parâmetros apresentados na Tabela 6.4 foram obtidos também para o valor ótimo de porosidade ( $\sigma = 0,951$ ), quando ambas as correntes do regenerador se encontram em regime turbulento. A Tabela 6.5 apresenta os resultados obtidos para este caso. Como as folgas são as mesmas que as apresentadas na Tabela 6.4, então os valores dos vazamentos também são os mesmos. Para esta situação, com o aumento do valor da porosidade, a vazão de entrada da corrente fria  $\dot{m}_{f,e}$  no caso simulado sem vazamentos aumenta em torno de 6% no caso de vazamentos com folgas de 0,05 m e cerca de 17% no caso de vazamentos com folgas de 0,15 m. Assim como no caso mostrado na Tabela 6.4, a vazão de saída da corrente quente  $\dot{m}_{q,s}$  também é o parâmetro que sofre maior variação devido aos vazamentos, em torno de 18%. Neste caso, a variação do calor transferido no regenerador, entre o caso simulado com vazamentos nulos e o caso de maior vazamento (folgas de 0,15 m), é inferior a 0,5%.

Tabela 6.5. Influência dos vazamentos pelas folgas: Resultados ótimos obtidos para o regenerador simulado no *Caso 2* da Tabela 6.1 quando ambas as corrente estão em regime turbulento.

<b>Regime Turbulento:</b> $\sigma_{opt} = 0,951$		<b>Sem vazamentos</b>	<b>Com vazamentos: Folgas de 0,05m</b>	<b>Com vazamentos: Folgas de 0,10m</b>	<b>Com vazamentos: Folgas de 0,15m</b>
<b>Vazões e Vazamentos (kg/s)</b>	$\dot{m}_{f,e}$	102,20	109,14	116,13	123,13
	$\dot{m}_f$	102,20	102,20	102,20	102,20
	$\dot{m}_{f,s}$	102,20	106,08	110,01	113,94
	$\dot{m}_{q,e}$	79,40	82,06	84,76	87,47
	$\dot{m}_q$	79,40	79,40	79,40	79,40
	$\dot{m}_{q,s}$	79,40	85,12	90,89	96,65
	$Vaz_{R1}$	0,0	2,82	5,64	8,46
	$Vaz_{R2}$	0,0	0,24	0,49	0,73
	$Vaz_{AX1}$	0,0	4,16	8,31	12,47
	$Vaz_{AX2}$	0,0	2,91	5,82	8,74
$q$ (kW)		15.216,39	15.193,33	15.170,54	15.148,08

Assim como na análise da região de bloqueio sobre o regenerador, a influência dos vazamentos pelas folgas também pode ser observada através de diagramas similares aos apresentados no Item 6.3. A Figura 6.12 apresenta a curva dos valores da capacidade térmica de entrada  $C_{f,e}$  da corrente fria (que corresponde à vazão de entrada  $\dot{m}_{f,e}$ ) em função da perda de carga nos canais da matriz para o regenerador simulado no *Caso 2* da Tabela 6.1 considerando as folgas radiais e axiais com a mesma largura e desconsiderando a região de bloqueio de fluxo. A Figura 6.12(a) representa a situação em que ambas as correntes se encontram em regime laminar e a Figura 6.12(b) a situação em que ambas as correntes se encontram em regime turbulento. Observa-se nessas figuras que, quanto maiores forem as folgas dos vazamentos, maior é o deslocamento das curvas para cima.

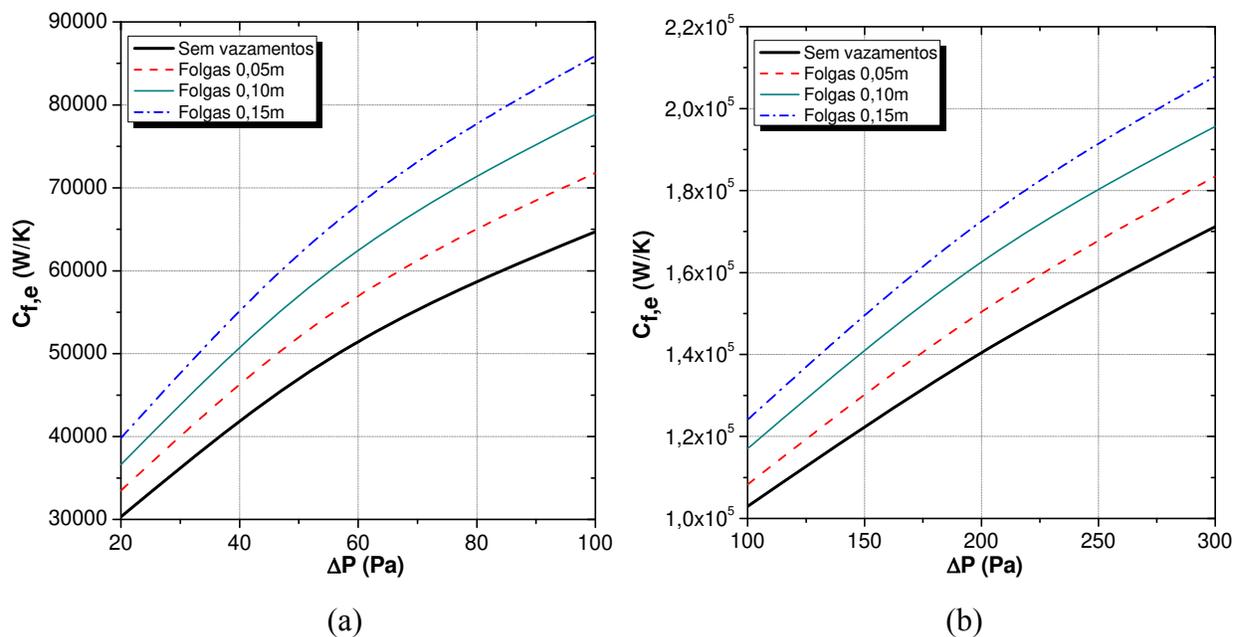


Figura 6.12. Diagrama da capacidade térmica de entrada da corrente fria em função da perda de carga para o regenerador do *Caso 2* da Tabela 6.1: (a) ambas as correntes em regime laminar; (b) ambas as correntes em regime turbulento.

## 6.6 Resultados Adimensionais

Analogamente ao Item 6.1, o qual apresenta resultados obtidos a partir da simulação de casos típicos de regeneradores rotativos em operação, o calor transferido no equipamento em função da porosidade também pode ser analisado a partir da simulação do regenerador em termos adimensionais. Com a adimensionalização do problema apresentada no Item 4.4 do Capítulo 4, o número de Bejan  $Be$ , que representa a perda de carga em termos adimensionais, passa a ser o parâmetro estabelecido na simulação e será considerado como sendo igual para ambas as correntes do regenerador. Um caso para o regenerador em termos adimensionais foi simulado, no qual a região de bloqueio de fluxo não foi considerada e todos os vazamentos foram considerados nulos. Este caso corresponde ao caso típico do regenerador de médio porte (*Caso 2* da Tabela 6.1). A Tabela 6.6 apresenta os parâmetros necessários admitidos para esta simulação.

Tabela 6.6. Parâmetros utilizados para a simulação do regenerador do *Caso 2* da Tabela 6.1 em termos adimensionais.

$(e/L)$	$Fo_g$	$Fo_m$	$(k_m/k_g)$	$Pr$
$3,3 \cdot 10^{-4}$	5.440,0	1.504,0	1.503,5	0,7

A Figura 6.13 mostra o calor transferido  $q^+$  no regenerador em função da porosidade para o caso simulado com os parâmetros mostrados na Tabela 6.6. As simulações foram realizadas para diferentes valores do número de Bejan. Nota-se que a Figura 6.13 é análoga às obtidas na simulação de casos típicos mostradas no Item 6.1. As curvas apresentam uma descontinuidade, definindo duas regiões distintas para cada  $Be$ . Na primeira região ambas as correntes do regenerador estão em regime laminar de escoamento e na segunda região ambas as correntes encontram-se em regime turbulento. Observa-se neste caso que, para todos os números de Bejan testados, o calor transferido no equipamento atinge um pico (ponto de máximo) nas curvas de ambas as regiões do gráfico, sendo esta uma característica típica de regeneradores de médio porte. Nota-se também na Figura 6.13 que o valor ótimo de porosidade decresce com o aumento do número de Bejan.

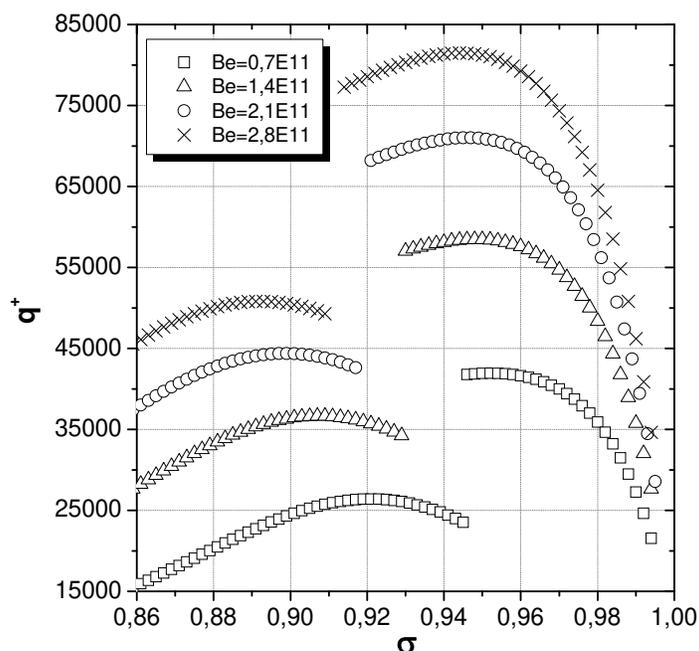


Figura 6.13. Calor total transferido no regenerador de médio porte correspondente ao caso simulado com os parâmetros mostrados na Tabela 6.6:  $q^+$  versus  $\sigma$ .

Os resultados obtidos para o caso do regenerador simulado com os parâmetros da Tabela 6.6 podem ser observados em diagramas similares aos mostrados no Item 6.3, os quais apresentavam linhas de calor e de porosidade constantes. Em termos adimensionais, os diagramas apresentam os valores da capacidade térmica adimensional  $C^+$ , correspondentes aos valores ótimos de porosidade, em função do número de Bejan. As linhas de calor constantes correspondem ao calor adimensional  $q^+$  transferido no equipamento. As Figuras 6.14 e 6.15 correspondem, respectivamente, aos diagramas obtidos para o caso da Tabela 6.6 para as situações em que ambas as correntes encontram-se em regime laminar e em que ambas estão em regime turbulento. Similarmente aos diagramas apresentados no Item 6.3, nota-se que estas figuras mostram que, para um determinado valor do calor  $q^+$  transferido no regenerador, existe um  $Be$  mínimo necessário para promover esta troca térmica. Ou de outra forma, para um valor especificado de  $Be$ , existe um valor para o calor transferido  $q^+$  que corresponde ao máximo valor possível para este  $Be$  especificado.

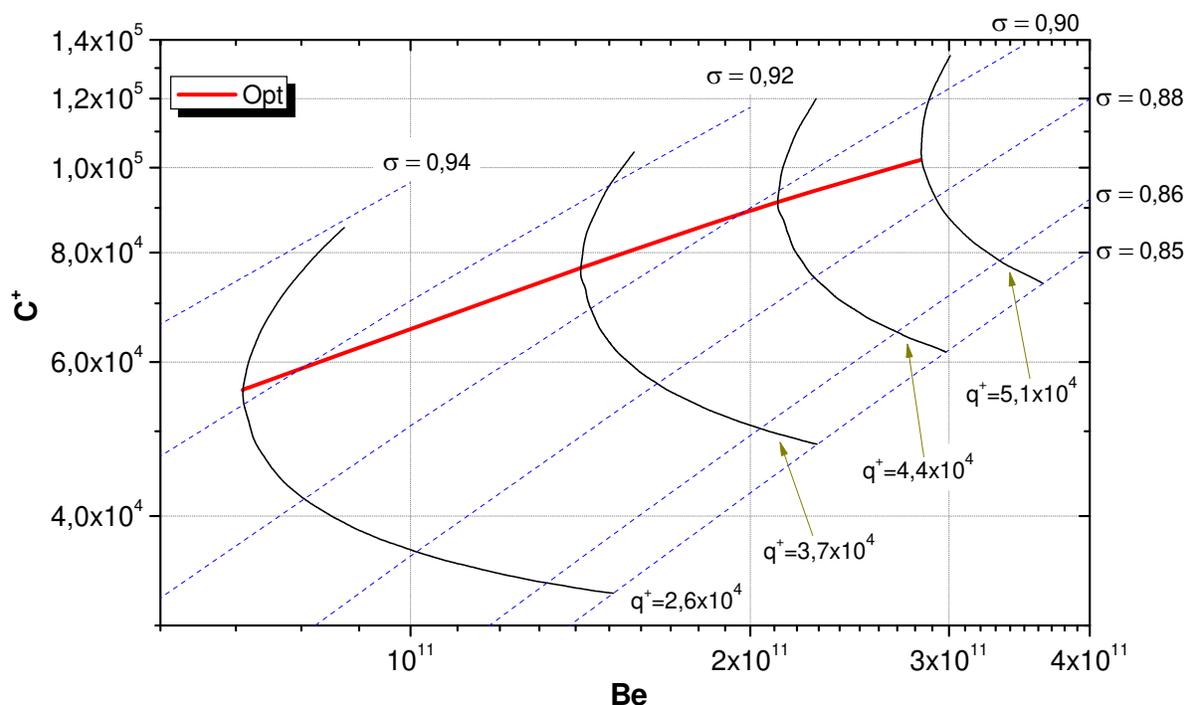


Figura 6.14. Diagrama da capacidade térmica  $C^+$  em função do número de Bejan  $Be$  para o caso adimensional da Tabela 6.6 quando ambas as correntes estão em regime laminar.

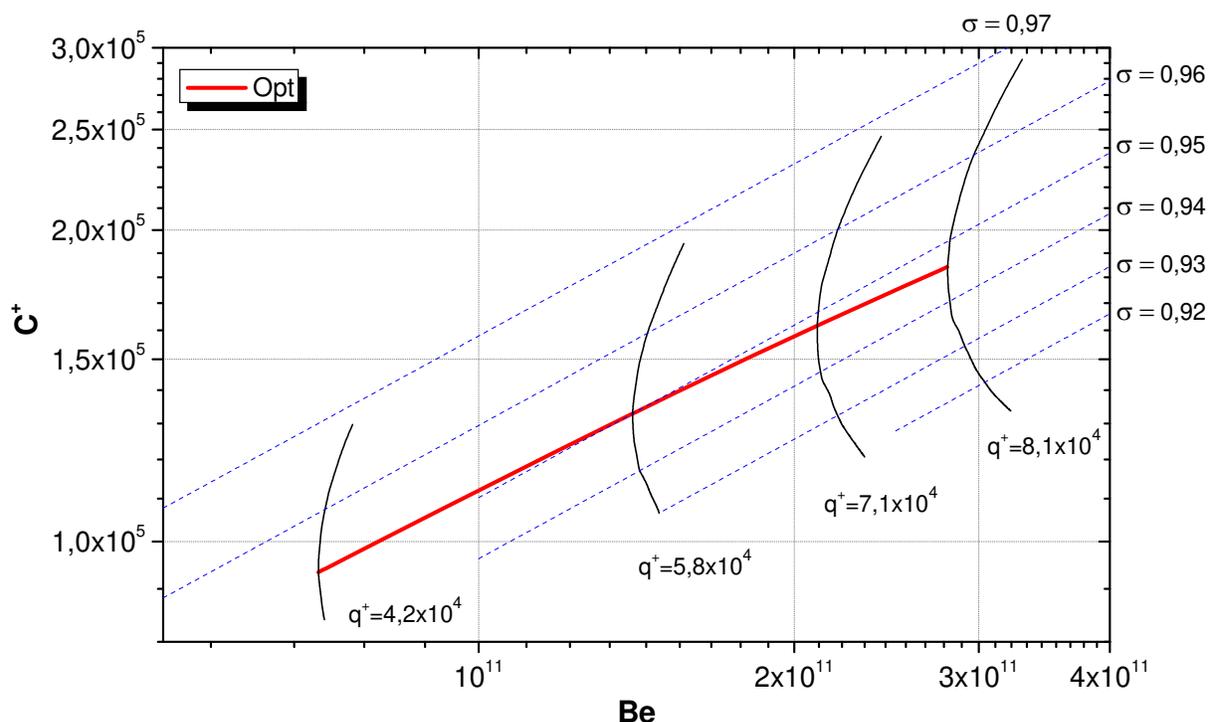


Figura 6.15. Diagrama da capacidade térmica  $C^+$  em função do número de Bejan  $Be$  para o caso adimensional da Tabela 6.6 quando ambas as correntes estão em regime turbulento.

Observando a curva *Opt* da Figura 6.14 (regime laminar), nota-se que os valores ótimos de porosidade estão compreendidos entre  $0,89 \leq \sigma_{opt} \leq 0,93$ . Na Figura 6.15 (regime turbulento), os valores de porosidade sobre a curva *Opt* apresentam variação muito pequena, sendo que neste caso, pode-se assumir que  $\sigma_{opt} \approx 0,95$  para qualquer valor de  $Be$  observado no gráfico.

## 6.7 Análise da Influência da Rotação

Um aspecto importante sobre o regenerador rotativo é a influência da rotação da matriz. O efeito da velocidade rotacional sobre o calor transferido no equipamento foi analisado para o regenerador de médio porte simulado com os parâmetros  $(e/L)$ ,  $(k_m/k_g)$  e  $Pr$  mostrados na Tabela 6.6, com valor de porosidade  $\sigma = 0,9$  e número de Bejan  $Be = 1,4 \cdot 10^{11}$ , sendo estes valores de  $\sigma$  e  $Be$  típicos para este caso. Neste caso, o regenerador opera com ambas as correntes em regime laminar. Em termos adimensionais, um parâmetro que pode representar a rotação da

matriz é o número de Fourier do gás  $Fo_g$ . A Figura 6.16(a) apresenta o calor  $q^+$  transferido no regenerador em função de  $(1/Fo_g)$  para o caso mencionado acima. Observa-se nesta figura que dentro de uma faixa muito pequena para baixos valores de  $(1/Fo_g)$ , que corresponde a valores de rotação aproximadamente entre  $0,05 \leq n \leq 1 rpm$ , há uma variação significativa no calor  $q^+$  transferido no equipamento. Nessa faixa observa-se um aumento para  $q^+$  de um valor em torno de 15.000 para cerca de 36.000, sendo, portanto, esse aumento superior a 100%. A partir de  $q^+ \cong 36.000$  não há mais variações significativas no calor transferido em função de  $(1/Fo_g)$ .

Com base na Figura 6.16(a) é possível concluir que baixos valores de  $(1/Fo_g)$ , que correspondem a baixos valores de velocidade rotacional da matriz, implicam em uma baixa troca de calor no regenerador. Por outro lado, se a relação  $(1/Fo_g)$  for muito alta (elevadas velocidades rotacionais), a contaminação entre os fluidos pode começar a ser preocupante, uma vez que o tempo de residência ( $t_{res} = L/u$ ) do gás na matriz aumenta em relação ao tempo de rotação  $t_0$  da mesma. Sendo assim, para o funcionamento de regeneradores rotativos, é importante que se tenha um compromisso em se obter um valor de rotação que não seja muito elevado e que estabeleça uma boa troca térmica no equipamento. A Figura 6.16(b) apresenta a razão entre o tempo de residência e o tempo de rotação da matriz ( $t_{res}/t_0$ ) em função de  $(1/Fo_g)$  para o regenerador em questão. Vale ressaltar que, conforme visto no processo de adimensionalização apresentado no Item 4.4 do Capítulo 4, a razão  $(t_{res}/t_0)$  corresponde ao parâmetro  $(D_h/L)/[RePrFo_g(e/L)^2]$  que aparece na Eq. (4.36).

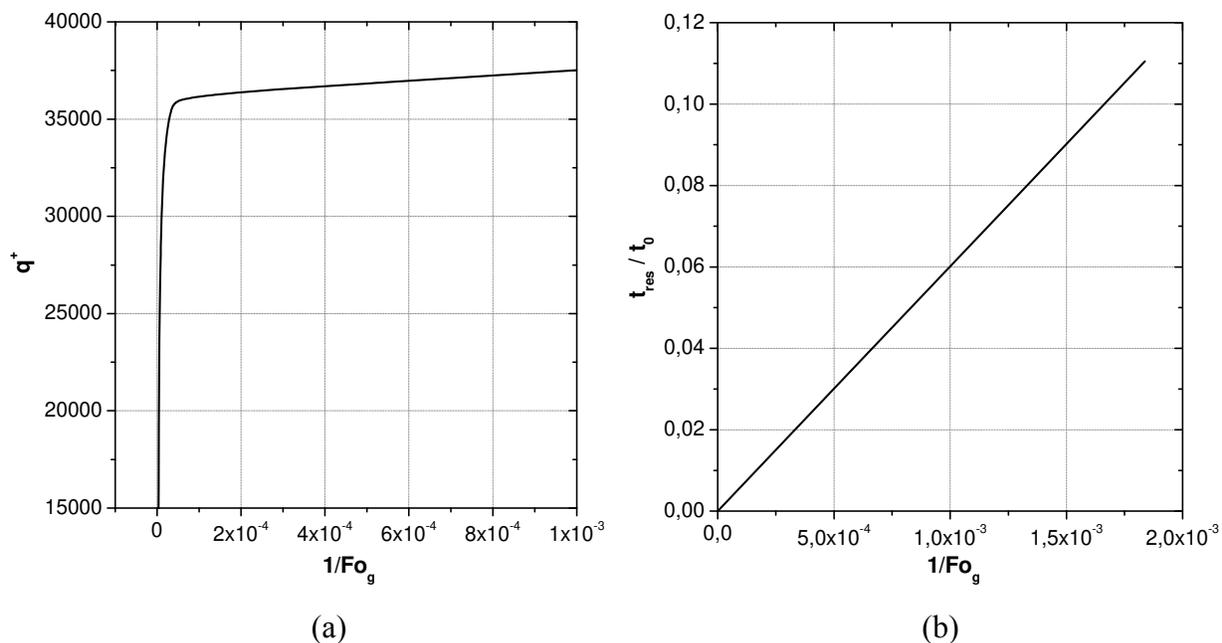


Figura 6.16. Análise do efeito da rotação da matriz para o caso simulado com os parâmetros da Tabela 6.6: (a)  $q^+$  versus  $(1/Fo_g)$ ; (b)  $(t_{res}/t_0)$  versus  $(1/Fo_g)$ .

Nota-se na Figura 6.16(b) que, para um elevado valor de  $(1/Fo_g)$ , próximo a  $2,0 \cdot 10^{-3}$ , que corresponde a uma velocidade rotacional da matriz em torno de 30 rpm, a razão  $(t_{res}/t_0)$  é inferior a 12%. Nos casos típicos de regeneradores simulados neste trabalho foi observado que, em geral, a razão  $(t_{res}/t_0)$  é inferior a 1,5% com o equipamento operando próximo às condições ótimas. Essa porcentagem também foi observada em algumas simulações de regeneradores com outras condições operacionais encontrados na literatura. Assim, com base nesse resultado e observando as Figuras 6.16(a) e (b) pode-se adotar que, para este regenerador de médio porte operar com um bom compromisso entre troca térmica e contaminação, o parâmetro  $(1/Fo_g)$  deve estar compreendido entre  $1,0 \cdot 10^{-4} < (1/Fo_g) < 2,5 \cdot 10^{-4}$ . No caso simulado com os parâmetros mostrados na Tabela 6.6 tem-se que  $(1/Fo_g) \cong 1,8 \cdot 10^{-4}$ , que corresponde a uma velocidade rotacional de 3 rpm, e uma relação  $(t_{res}/t_0) \cong 0,01$  para  $\sigma = 0,9$  e  $Be = 1,4 \cdot 10^{11}$ . Localizando estes resultados nas Figuras 6.16(a) e (b), nota-se que este regenerador apresenta um bom compromisso entre troca térmica e contaminação.

Essa mesma análise em termos adimensionais pode ser feita para os outros dois trocadores simulados na Tabela 6.1 (*Casos 1 e 3*), que correspondem aos regeneradores de pequeno e grande porte. A Tabela 6.7 apresenta os parâmetros necessários admitidos para a simulação do regenerador do *Caso 1* da Tabela 6.1 (regenerador de pequeno porte) em termos adimensionais para a porosidade  $\sigma = 0,8$  e número de Bejan  $Be = 4,5 \cdot 10^9$ , sendo estes valores de  $\sigma$  e  $Be$  típicos para este caso. Neste caso, o regenerador opera com ambas as correntes em regime laminar.

Tabela 6.7. Parâmetros utilizados para a simulação do regenerador do *Caso 1* da Tabela 6.1 em termos adimensionais.

$(e/L)$	$Fo_g$	$Fo_m$	$(k_m/k_g)$	$Pr$
$1,75 \cdot 10^{-3}$	1.530,6	4.471,1	6.807,7	0,7

A Figura 6.17(a) apresenta o calor  $q^+$  transferido no regenerador em função de  $(l/Fo_g)$  para o caso da Tabela 6.7. Nota-se que esta figura é análoga à Figura 6.16(a) referente ao regenerador de médio porte. A Figura 6.17(b) apresenta a razão entre o tempo de residência e o tempo de rotação da matriz  $(t_{res}/t_0)$  em função  $(l/Fo_g)$  para este caso. Observando as Figuras 6.17(a) e (b) e admitindo que  $(t_{res}/t_0) \leq 0,015$ , pode-se adotar que, para este regenerador de pequeno porte operar com um bom compromisso entre troca térmica e contaminação, o parâmetro  $(l/Fo_g)$  deve estar compreendido entre  $4,0 \cdot 10^{-4} < (l/Fo_g) < 1,2 \cdot 10^{-3}$ . Para o caso simulado com os parâmetros mostrados na Tabela 6.7, tem-se que  $(l/Fo_g) \cong 6,5 \cdot 10^{-4}$ , que corresponde a uma velocidade rotacional de 8 rpm, e uma relação  $(t_{res}/t_0) \cong 0,008$ . Localizando estes resultados nas Figuras 6.17(a) e (b), nota-se que, assim como na análise do regenerador de médio porte, este regenerador também apresenta um bom compromisso entre troca térmica e contaminação.

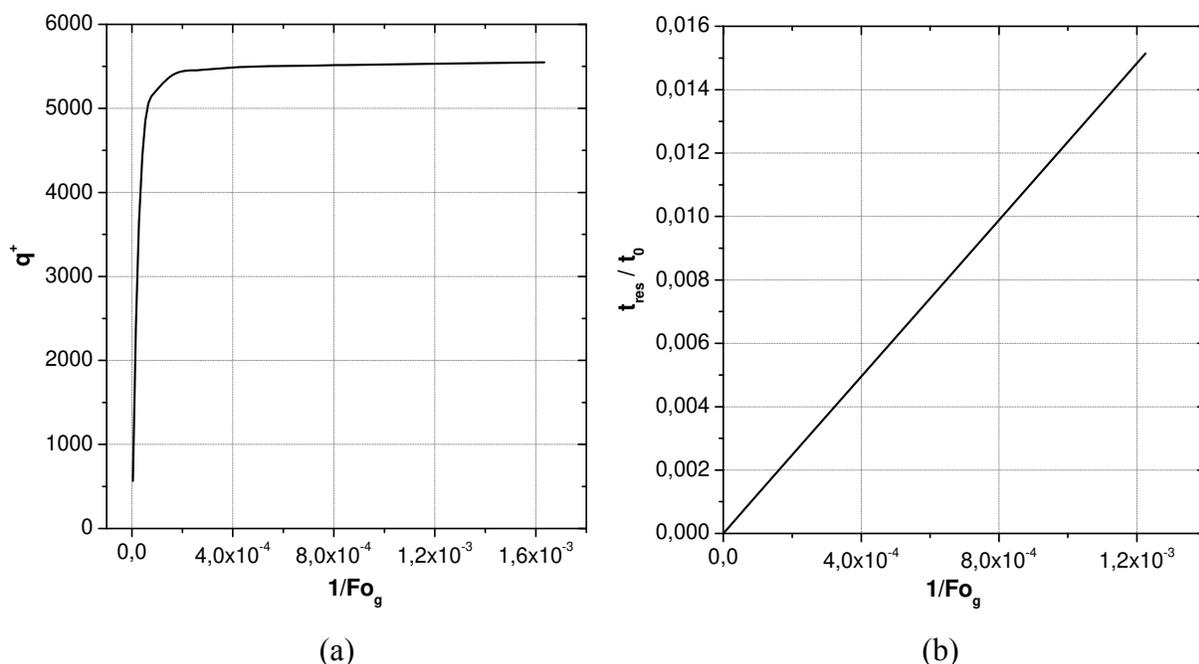


Figura 6.17. Análise do efeito da rotação da matriz para o caso simulado com os parâmetros da Tabela 6.7: (a)  $q^+$  versus  $(1/Fo_g)$ ; (b)  $(t_{res}/t_0)$  versus  $(1/Fo_g)$ .

A Tabela 6.8 apresenta os parâmetros necessários admitidos para a simulação do regenerador do *Caso 3* da Tabela 6.1 (regenerador de grande porte) em termos adimensionais para a porosidade  $\sigma = 0,95$  e número de Bejan  $Be = 7,5 \cdot 10^{11}$ , sendo estes valores de  $\sigma$  e  $Be$  típicos para este caso. Neste caso, o regenerador opera com ambas as correntes em regime turbulento.

Tabela 6.8. Parâmetros utilizados para a simulação do regenerador do *Caso 3* da Tabela 6.1 em termos adimensionais.

$(e/L)$	$Fo_g$	$Fo_m$	$(k_m/k_g)$	$Pr$
$1,7 \cdot 10^{-4}$	7.666,7	1.566,6	1.304,1	0,7

A Figura 6.18(a) apresenta o calor  $q^+$  transferido no regenerador em função de  $(1/Fo_g)$  para o caso da Tabela 6.8. A Figura 6.18(b) apresenta a razão entre o tempo de residência e o tempo de rotação da matriz  $(t_{res}/t_0)$  em função  $(1/Fo_g)$  para este caso. De acordo com as Figuras 6.18(a) e (b) e admitindo que  $(t_{res}/t_0) \leq 0,015$ , pode-se adotar que, para este regenerador de

grande porte operar com um bom compromisso entre troca térmica e contaminação, o parâmetro  $(1/Fo_g)$  deve estar compreendido  $1,0 \cdot 10^{-4} < (1/Fo_g) < 2,0 \cdot 10^{-4}$ . Para o caso simulado com os parâmetros mostrados na Tabela 6.8, tem-se que  $(1/Fo_g) \cong 1,3 \cdot 10^{-4}$ , que corresponde a uma velocidade rotacional de 2 rpm, e uma relação  $(t_{res}/t_0) \cong 0,01$ . Localizando estes resultados nas Figuras 6.18(a) e (b), nota-se que este regenerador também apresenta um bom compromisso entre troca térmica e contaminação.

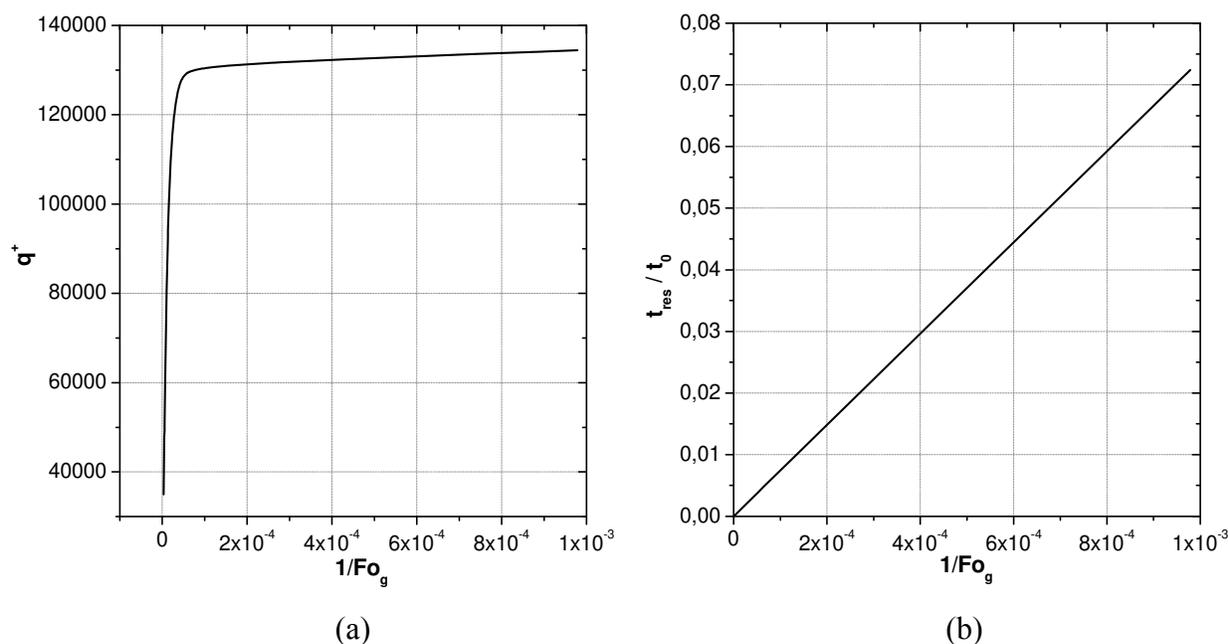


Figura 6.18. Análise do efeito da rotação da matriz para o caso simulado com os parâmetros da Tabela 6.8: (a)  $q^+$  versus  $(1/Fo_g)$ ; (b)  $(t_{res}/t_0)$  versus  $(1/Fo_g)$ .

Observando os três casos dos regeneradores em que a influência da rotação foi analisada, nota-se que a faixa de valores para  $(1/Fo_g)$ , para que o equipamento tenha um bom compromisso entre troca térmica e contaminação, tende a se tornar menor à medida que a dimensão do regenerador aumenta. Através dessa análise foi possível verificar que os casos típicos simulados para o regenerador rotativo neste trabalho apresentam valores de rotação que não comprometem o desempenho do equipamento, possibilitando, por conseguinte, boa transferência de calor e baixa razão entre o tempo de residência e o tempo de rotação da matriz.



## Capítulo 7

### Conclusões

No presente trabalho, o processo de transferência de calor em um regenerador rotativo foi analisado a partir de valores estabelecidos para a perda de carga nos canais da matriz. A troca térmica no equipamento foi maximizada através da obtenção de um valor ótimo de porosidade para esta perda de carga fixada. Um programa computacional foi desenvolvido para a simulação do equipamento. A velocidade dos fluidos nos canais e o coeficiente de transferência de calor foram obtidos com o uso de correlações e estes resultados foram utilizados para a obtenção do calor transferido no regenerador a partir de uma resolução numérica. Três casos típicos para o regenerador foram simulados, sendo um regenerador de pequeno, um de médio e um de grande porte. A simulação dos casos típicos para o equipamento mostrou que existe um valor para a porosidade que maximiza o calor total transferido para cada perda de carga estabelecida.

Uma análise de escala foi realizada para determinar a influência da perda de carga, representada pelo número de Bejan, sobre o valor ótimo de porosidade e o valor máximo do calor transferido. Em ambos os regimes de escoamento, a análise de escala previu com boa concordância as leis de potência obtidas a partir dos resultados numéricos. Pela introdução dos parâmetros  $\sigma^*$  e  $q^*$ , foi verificado que a análise de escala é capaz de prever a ordem de grandeza da porosidade ótima e o correspondente calor máximo transferido.

Foram obtidos diagramas com linhas de calor e de porosidade constantes, os quais apresentam a capacidade térmica da corrente fria em função da perda de carga nos canais da matriz, sendo estas capacidades térmicas associadas aos valores ótimos de porosidade e o

correspondente calor transferido para cada perda de carga. Os diagramas mostraram que, para uma determinada troca térmica no equipamento, existe uma perda de carga mínima necessária para promover esta troca. Ou de outra forma, para uma perda de carga especificada, existe um valor máximo para o calor transferido. Assim, tais diagramas podem ser utilizados como uma ferramenta auxiliar em projetos de regeneradores rotativos.

A influência da região de bloqueio de fluxo sobre o calor transferido no equipamento foi analisada. Foi observado que a inclusão do bloqueio na simulação do regenerador desloca para baixo as curvas da capacidade térmica em função da perda de carga apresentadas nos diagramas mencionados acima. Para uma perda de carga especificada nos canais, a inclusão do bloqueio na simulação do regenerador implica em um decréscimo nos valores de vazão e do calor transferido no equipamento, sendo este decréscimo proporcional ao quanto da área de seção transversal dos canais da matriz este bloqueio ocupa. De maneira análoga à região de bloqueio de fluxo, a influência dos vazamentos pelas folgas de trabalho do regenerador também foi analisada. Neste caso foi observado que, para perda de carga fixada nos canais, quanto maiores forem as folgas dos vazamentos, maior será a vazão de entrada da corrente fria.

Uma formulação adimensional para o problema foi apresentada, através da qual foi possível reduzir a quantidade de parâmetros independentes necessários para a simulação do regenerador e apresentar os casos típicos em termos adimensionais. Com base no parâmetro adimensional  $Fo_g$ , a influência da rotação da matriz sobre o calor transferido no regenerador foi investigada para os casos típicos do regenerador em termos adimensionais. Para cada caso foi estabelecida uma faixa de variação de  $(1/Fo_g)$ , dentro da qual o equipamento pode operar com um bom compromisso entre troca térmica e contaminação entre os fluidos. Através dessa análise foi constatado que os regeneradores investigados neste trabalho operam dentro das faixas estabelecidas para  $(1/Fo_g)$ . Esse aspecto indica que os valores de velocidade rotacional destes regeneradores não comprometem o desempenho do equipamento, possibilitando, assim, boa transferência de calor e baixa contaminação.

Como sugestões para trabalhos futuros, a troca térmica em regeneradores rotativos pode ser analisada sobre outro ponto de vista, como por exemplo, com a vazão mássica dos fluidos ou a potência de bomba fixada ao invés da perda de carga. Outro ponto de partida para o estudo do processo de transferência de calor no equipamento seria estabelecer a perda de carga entre a entrada da corrente fria e a saída da corrente quente. Para o presente trabalho, uma alternativa em busca de melhores resultados poderia ser, ao invés do uso de correlações, calcular numericamente a velocidade dos fluidos e o coeficiente de transferência de calor no regenerador.



## Referências Bibliográficas

Ackermann, G., Die Theorie der Wärmeaustauscher mit Wärmespeicherung, *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, 1931, v. 11, pp. 192.

Ahmed, S., Brundrett, E., Characteristic Lengths for Non-Circular Ducts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1971, v. 14, pp. 157-159.

ALSTOM Power. Disponível em: <[http://www.power.alstom.com/home/equipment\\_\\_\\_systems/heat\\_exchange/ljungstrom\\_\\_air\\_preheaters/7364.EN.php?languageId=EN&dir=/home/equipment\\_\\_\\_systems/heat\\_exchange/ljungstrom\\_\\_air\\_preheaters/](http://www.power.alstom.com/home/equipment___systems/heat_exchange/ljungstrom__air_preheaters/7364.EN.php?languageId=EN&dir=/home/equipment___systems/heat_exchange/ljungstrom__air_preheaters/)>. Acesso em: 06 de janeiro de 2009.

Altemani, C. A. C., Sparrow, E. M., Turbulent Heat Transfer and Fluid Flow in an Unsymmetrically Heated Triangular Duct, *Journal of Heat Transfer*, 1980, v. 102, pp. 590-597.

ASME - American Society of Mechanical Engineers, Disponível em: <[http://www.asme.org/Communities/History/Landmarks/Ljungstrom\\_Air\\_Preheater\\_1920.cfm](http://www.asme.org/Communities/History/Landmarks/Ljungstrom_Air_Preheater_1920.cfm)>. Acesso em: 06 de janeiro de 2009.

Anzelius, A., Über Erwärmung Vermittels Durchströmender Medien, *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, 1926, v. 6, pp. 297.

- Bandopadhyay, P. S., Hinwood, J. B., On The Coexistence of Laminar and Turbulent Flow in a Narrow Triangular Duct, *Journal of Fluid Mechanics*, 1973, v. 59, pp. 775-783.
- Barbin, A. R., Jones, J. B., Turbulent Flow in the Inlet Region of a Smooth Pipe, *Journal of Basic Engineering*, 1963, v. 85, pp. 29-33.
- Bejan, A., Sciubba, E., The Optimal Spacing of Parallel Plates Cooled by Forced Convection, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1992, v. 35, n. 12, pp. 3259-3264.
- Bjälvenlid, P., *Ljungströmmaren Vingen XII*. Disponível em: <<http://home.swipnet.se/~w-69599/flpers.htm>>. Acesso em: 06 de janeiro de 2009.
- Blomerius, H., Mitra, N. K., Numerical Investigation of Convective Heat Transfer and Pressure Drop in Wavy Ducts, *Numerical Heat Transfer*, 2000, Part A, v. 37, pp. 37-54.
- Boelter, L. M. K., Young, G., Iversen, H. W., An Investigation of Aircraft Heaters XXVII – Distribution of Heat-Transfer Rate in the Entrance Section of a Circular Tube, *NACA*, 1948, Technical Note n. 1451.
- Boestad, G., Die Wärmeübertragung Im Ljungström Luftvorwärmer, *Feuerungstechnik*, 1938, v. 26, pp. 282-286.
- Bowden, A. T., Hrynyszak, W., The Rotary Regenerative Air Preheater for Gas Turbines, *Transactions of the ASME*, 1953, v. 75, pp. 767-777.
- Bowlus, D. A., Brighton, J. A., Incompressible Turbulent Flow in the Inlet Region of a Pipe, *Journal of Basic Engineering*, 1968, v. 90, pp. 431-433.
- Braga, S. L., Saboya, F. E. M., Turbulent Heat Transfer and Pressure Drop in a Internally Finned Equilateral Triangular Duct, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1996, v. 12, pp. 57-64.

Büyükalaca, O., Yilmaz, T., Influence of Rotational Speed on Effectiveness of Rotary-Type Heat Exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2002, v. 38, pp. 441-447.

Comini, G., Nonino, C., Savino, S., Effect of Space Ratio and Corrugation Angle on Convection Enhancement in Wavy Channels, *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 2003, v. 13, n. 4, pp. 500-519.

Coppage, J. E., London, A. L., The Periodic-Flow Regenerator: A Summary of Design Theory, *Transactions of the ASME*, 1953, v. 75, pp. 779-787.

Drobnic, B., Oman, J., Tuma, M., A Numerical Model for the Analyses of Heat Transfer and Leakages in a Rotary Air Preheater, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, v. 49, pp. 5001-5009.

Ebadian, M. A., Dong, Z. F., Forced Convection, Internal Flow in Ducts, 1998. Em: Rohsenow W. M., Hartnett J. P., Cho, Y. I., 1998, *Handbook of Heat Transfer*, McGraw-Hill, 3rd, New York, U.S.A.

Eckert, E. R. G., Irvine Jr, T. F., Incompressible Friction Factor, Transition and Hydrodynamic Entrance-Length Studies of Ducts with Triangular and Rectangular Cross Sections, *Fifth Midwestern Conference on Fluid Mechanics*, 1957, pp. 122-145.

Energy Efficiency Best Practice Programme, *Compact Heat Exchangers: A Training Package for Engineers – Guidance for Engineers*, 2000, produced by ETSU and WS Atkins Consultants Ltd., United Kingdom.

Fact Sheets on Sweden, *Swedish Inventions and Discoveries*, 2000, published by The Swedish Institute, Stockholm, Sweden.

- Fernandes, C. S., Dias, R. P., Nóbrega, J. M., Maia, J. M., Effect of Corrugation Angle on the Hydrodynamic Behaviour of Power-Law Fluids During a Flow in Plate Heat Exchangers, *Proceedings of Fifth International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: Science, Engineering and Technology*, 2005a, code CHE2005-65, pp. 491-495.
- Fernandes, C. S., Dias, R. P., Nóbrega, J. M., Maia, J. M., Effect of Corrugation Angle on the Thermal Behaviour of Power-Law Fluids During a Flow in Plate Heat Exchangers, *Proceedings of Fifth International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: Science, Engineering and Technology*, 2005b, code CHE2005-66, pp. 496-501.
- Ganzarolli, M. A., Altemani, C. A. C., Thermal Optimization of a Double Finned Heat Exchanger Plate, *Proceedings of ECOS*, 2003, pp. 1161-1168.
- Ghodsipour, N., Sadrameli, M., Experimental and Sensitivity Analysis of a Rotary Air Preheater for the Flue Gas Heat Recovery, *Applied Thermal Engineering*, 2003, v. 23, pp. 571-580.
- Golubovic, M. N., Worek, W. M., Influence of Elevated Pressure on Sorption in Desiccant Wheels, *Numerical Heat Transfer*, 2004, Part A, v. 45, pp. 869-886.
- Gröber, H., Zur Theorie und Berechnung der Winderhitzer, *Stahl und Eisen*, 1924, v. 44, pp. 33.
- Gumz, W., Korrosionsursachen bei Luftvorwärmern, *Archiv für Wärmewirtschaft und Dampfkesselwesen*, 1935, v. 6, pp. 149-150.
- Gumz, W., Neuere Ljungström Luftvorwärmern-Anlagen, *Feuerungstechnik*, 1933, v. 21, pp. 20-24.

Hall, W. B., Khan, S. A., Experimental Investigation into the Effect of the Thermal Boundary Condition on Heat Transfer in the Entrance Region of a Pipe, *Journal of Mechanical Engineering Science*, 1964, v. 6, pp. 250-255.

Hanson, S. A., *Birger and Fredrik Ljungström - Inventors*, 1955, Svenska Turbinfabriks, AB Ljungström/Finspång, AB International Stal Company, Stockholm, Sweden.

Harper, D. B., Seal Leakage in the Rotary Regenerator and Its Effect on Rotary Regenerator Design for Gas Turbine, *Transactions of the ASME*, 1957, v. 79, pp. 233-245.

Harper, D. B., Rohsenow, W. M., Effect of Rotary Regenerator Performance on Gas-Turbine-Plant Performance, *Transactions of the ASME*, 1953, v. 75, pp. 759-765.

Harshe, Y. M., Utikar, R. P., Ranade, V. V., Pahwa, D., Modeling of Rotary Desiccant Wheels, *Chemical Engineering & Technology*, 2005, v. 28, n. 12, pp. 1473-1479.

Hartnett, J. P., Koh, J. C. Y., McComas, S. T., A Comparison of Predicted and Measured Friction Factors for Turbulent Flow Through Rectangular Ducts, *Journal of Heat Transfer*, 1962, v. 84 n.1, pp. 82-88.

Hausen, H., Über die Theorie des Wärmeaustausches in Regeneratoren, *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, 1929a, v. 9, p. 173.

Hausen, H., Wärmeaustausch in Regeneratoren, *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, 1929b, v. 73, p. 432.

Hausen, H., Näherungsverfahren zur Berechnung des Wärmeaustausches in Regeneratoren, *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, 1931, v. 11, p. 105.

He, S., Gotts, J. A., Calculation of Friction Coefficients for Noncircular Channels, *Journal of Fluids Engineering*, 2004, v. 126, pp. 1033-1038.

Heiligenstaedt, W., Die Berechnung von Wärmespeichern, *Archiv für das Eisenhüttenwesen*, 1928, v. 2, p. 217.

Hesselgreaves, J. E., *Compact Heat Exchangers: Selection, Design and Operation*, 2001, Ed. Pergamon, Elsevier Science & Technology Books, New York, U.S.A.

Howden Group Ltd. Disponível em: <<http://www.howden.com/pt/Library/HowThingsWork/RotaryHeaters/MajorApplications.htm>>. Acesso em: 06 de janeiro de 2009.

Iliffe, C. E., Thermal Analysis of the Contra-flow Regenerative Heat Exchanger, *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers*, 1948, v. 159, pp. 363-372.

Jassim, R. K., Habeebullah, B. A., Habeebullah, A. S., Exergy Analysis of Carryover Leakage Irreversibilities of a Power Plant Regenerative Air Heater, *Proceedings Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2004, v. 218, pp. 23-32.

Jassim, R. K., Mohammed Ali, A. A. K., Computer Simulation of Thermo-economic Optimization of Periodic-Flow Heat Exchangers, *Proceedings Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 2003, v. 217, pp. 559-570.

Johnson, J. E., Regenerator Heat Exchangers for Gas Turbines, *Royal Aircraft Establishment Report*, 1948, n. Aero 2266.

Kabeel, A. E., Heat Solar Powered Air Conditioning System Using Rotary Honeycomb Desiccant Wheel, *Renewable Energy*, 2007, v. 32, pp. 1842-1857.

Karlsson, H., Holm, S., Heat Transfer and Fluid Resistances in Ljungstrom Regenerative-Type Air Preheaters, *Transactions of the ASME*, 1943, v. 65, pp. 61-72.

KASTT spol. s.r.o. Company. Disponível em: <<http://www.kastt.cz/eng/inside.php?go=8>>. Acesso em: 06 de janeiro de 2009.

Kays, W. M., Crawford, M. E., *Convective Heat and Mass Transfer*, 1980, Ed. McGraw-Hill, New York, U.S.A.

Kays, W. M., London, A. L., *Compact Heat Exchangers*, 1964, Ed. McGraw-Hill, 3rd, New York, U.S.A.

Kilicaslan, I., Sarac, H. I., Enhancement of Heat Transfer in Compact Heat Exchanger by Different Type of Rib with Holographic Interferometry, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1998, v. 17, pp. 339-346.

Klein, H., Eigenberger, G., Approximate Solutions for Metallic Regenerative Heat Exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2001, v. 44, pp. 3553-3563.

Kodama, A., Hirayama, T., Goto, M., Hirose, T., Critoph, R. E., The Use of Psychrometric Charts for the Optimisation of a Thermal Swing Desiccant Wheel, *Applied Thermal Engineering*, 2001, v. 21, pp. 1657-1674.

Kuppan, T., *Heat Exchanger Design Handbook*, 2000, Ed. Marcel Dekker, New York, U.S.A.

Kutateladze, S. S., *Fundamentals of Heat Transfer*, 1963, Ed. Academic Press, New York, U.S.A.

Lambertson, T. J., Performance Factors of a Periodic-Flow Heat Exchanger, *Transactions of the ASME*, 1958, v. 80, pp. 586-592.

Langhaar, H. L., Steady Flow in the Transition Length of a Straight Tube, *Journal of Applied Mechanics*, 1942, v. 64, pp. A55-A58.

- Leung, C. W., Probert, S. D., Forced-Convection Turbulent-Flows Through Horizontal Ducts with Isosceles-Triangular Internal Cross-Sections, *Applied Energy*, 1997, v. 57, n. 1, pp. 13-24.
- London, A. L., Kays, W. M., The Gas-Turbine Regenerator – the Use of Compact Heat-Transfer Surfaces, *Transactions of the ASME*, 1950, v. 72, pp. 611-621.
- London, A. L., Kays, W. M., The Liquid-Coupled Indirect-Transfer Regenerator for Gas-Turbine Plants, *Transactions of the ASME*, 1951, v. 73, pp. 529-542.
- Lundgren, T. S., Sparrow, E. M., Starr, J. B., Pressure Drop Due to the Entrance Region in Ducts of Arbitrary Cross Section, *Transactions of the ASME*, 1964, v. 86, n. 3, pp. 620-626.
- Lysholm, A., Edenholm, H., Laboratory Test Results With Different Types of Heating Elements for Ljungström Air Preheaters, *Tokio World Power Conference*, 1929, paper n. 137.
- Maclaine-Cross, I. L., Ambrose, C. W., Predicted and Measured Pressure Drop in Parallel Plate Rotary Regenerators, *Journal of Fluids Engineering*, 1980, v. 102, pp. 59-63.
- Madhiyanon, T., Adirekrut, S., Sathitruangsak, P., Soponronnarit, S., Integration of a Rotary Desiccant Wheel into a Hot-Air Drying System: Drying Performance and Product Quality Studies, *Chemical Engineering and Processing*, 2007, v. 46, pp. 282-290.
- Malák, J., Hejna, J., Schmid, J., Pressure Losses and Heat Transfer in Non-Circular Channels with Hydraulically Smooth Walls, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1975, v. 18, pp. 139-149.
- Malapure, V. P., Mitra, S. K., Bhattacharya, A., Numerical Investigation of Fluid Flow and Heat Transfer Over Louvered Fins in Compact Heat Exchanger, *International Journal of Thermal Sciences*, 2007, v. 46, pp. 199-211.

- Marco, S. M., Han, L. S., A Note on Limiting Laminar Nusselt Number in Ducts with Constant Temperature Gradient by Analogy to Thin-Plate Theory, *Transactions of the ASME*, 1955, v. 77, pp. 625-630.
- Mereu, S., Sciubba, E., Bejan, A., The Optimal Cooling of a Stack of Heat Generating Boards with Fixed Pressure Drop, Flowrate or Pumping Power, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1993, v. 36, n. 15, pp. 3677-3686.
- Mills, A. F., Experimental Investigation of Turbulent Heat Transfer in the Entrance Region of Circular Conduit, *Journal of Mechanical Engineering Science*, 1962, v. 4, pp. 63-77.
- Mioralli, P. C., Análise Térmica de um Regenerador Rotativo, 2005, *Dissertação de Mestrado*, UNICAMP, Campinas-SP, Brasil.
- Mioralli, P. C., Ganzarolli, M. M., Temperature Distribution in a Rotary Heat Exchanger, *Proceedings of COBEM*, 2005, paper code 0356.
- Muzychka, Y. S., Constructal Design of Forced Convection Cooled Microchannel Heat Sinks and Heat Exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005, v. 48, pp. 3119-3127.
- Muzychka, Y. S., Yovanovich, M. M., Laminar Forced Convection Heat Transfer in the Combined Entry Region of Non-Circular Ducts, *Journal of Heat Transfer*, 2004, v. 126, pp. 54-61.
- Na, T. Y., Lu, Y. P., Turbulent Flow Development Characteristics in Channel Inlets, *Applied Scientific Research*, 1973, v. 27, pp. 425-439.
- Nakamura, H., Hiraoka, S., Yamada, I., Laminar Forced Convection Flow and Heat Transfer in Arbitrary Triangular ducts, *Heat Transfer- Japanese Research*, 1972, v. 1, n. 1, pp. 120-122.

- Nelik, L. A., Heat Transfer Within the Flow Passages of a Regenerative Air Preheater, 1990, *Ph. D. Thesis*, Lehigh University, Bethlehem, Pennsylvania, U.S.A.
- Neti, S., Wolfe, E. I., Measurements of Effectiveness in a Silica Gel Rotary Exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 2000, v. 20, pp. 309-322.
- Nikuradse, J., Turbulente Strömung in Nicht Kreisförmigen Rohren, *Ingenieur-Archiv I*, 1930, pp. 306-332. Em: Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P., 1973, *Handbook of Heat Transfer*, Ed. McGraw-Hill, New York, U.S.A.
- Niu, J. L., Zhang, L. Z., Effects of Wall Thickness on the Heat and Moisture Transfer in Desiccant Wheels for Air Dehumidification and Enthalpy Recovery, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2002a, v. 29, n. 2, pp. 255-268.
- Niu, J. L., Zhang, L. Z., Heat Transfer and Friction Coefficients in Corrugated Ducts Confined by Sinusoidal and Arc Curves, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2002b, v. 45, pp. 571-578.
- Nóbrega, C. E. L., Brum, N. C. L., Local and Average Heat Transfer Coefficients for Rotary Heat Exchangers, *Proceedings of COBEM*, 2007, paper code 1119.
- Nusselt, W., Die Theorie des Winderhitzers, *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, 1927, v. 71, p. 85.
- Nusselt, W., Der Beharrungszustand im Winderhitzer, *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, 1928, v. 72, p. 1052.
- Patankar, S. H., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, 1980, Ed. Hemisphere Publishing Corporation, Washington, U.S.A.

- Petrescu, S., Comments on “The Optimal Spacing of Parallel Plates Cooled by Forced Convection”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1994, v. 37, pp. 1283.
- Porowski, M., Szczechowiak, E., Influence of Longitudinal Conduction in the Matrix on Effectiveness of Rotary Heat Regenerator Used in Air-Conditioning, *Heat and Mass Transfer*, 2007, v. 43, pp. 1185-1200.
- Rummel, K., Schack, A., Die Berechnung von Regeneratoren, *Stahl und Eisen*, 1929, v. 29, p. 1300.
- Sadasivam, R., Manglik, R. M., Jog, M. A., Fully Developed Forced Convection Through Trapezoidal and Hexagonal Ducts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1999, v. 42, pp. 4321-4331.
- Sanaye, S., Jafari, S., Ghaebi, H., Optimum Operational Conditions of a Rotary Regenerator Using Genetic Algorithm, *Energy and Buildings*, 2008, v. 40, pp. 1637-1642.
- Saunders, E. A. D., *Heat Exchangers*, 1988, Ed. Longman Scientific & Technical, New York, U.S.A.
- Saunders, O. A., Smoleniec, S., Heat Transfer in Regenerators, *IME-ASME General Discussion on Heat Transfer - London, England*, 1951, pp. 443-445.
- Schmidt, F. W., Newell, M. E., Heat Transfer in Fully Developed Laminar Flow Through Rectangular and Isosceles Triangular Ducts, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1967, v. 10, pp. 1121-1123.
- Shah, R. K., Thermal Design Theory for Regenerators. Em: Kakac, S., Bergles, A. E., Mayinger, F., 1980, *Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design*, Ed. Hemisphere Publishing Corporation, Washington, U.S.A.

Shah, R. K., Sekulic, D. P., *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, 2003, Ed. John Wiley & Sons, New Jersey, U.S.A.

Shang, W., Besant, R. W., Impacts of Manufacturing Tolerances on the Effectiveness-NTU Method for Regenerative Exchanger Design, *ASHRAE Transactions*, 2006a, v. 112, pp. 111-121.

Shang, W., Besant, R. W., Effects of Manufacturing Tolerances on Regenerative Exchanger Number of Transfer Units and Entropy Generation, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2006b, v. 128, pp. 585-598.

Shang, W., Chen, H., Besant, R. W., Frost Growth in Regenerative Wheels, *Journal of Heat Transfer*, 2005, v. 127, pp. 1015-1026.

Sheer, T. J., Klerk, G. B., Jawurek, H. H., A Versatile Computer Simulation Model for Rotary Regenerative Heat Exchangers, *Heat Transfer Engineering*, 2006, v. 27, n. 5, pp. 68-79.

Silva, L. M., Sphaier, L. A., Analysis of Heat and Mass Transfer Regenerator Effectiveness on the Performance of a Ventilation Desiccant Cycle for Hot and Humid Climates, *Proceedings of ENCIT*, 2008, paper code 7-4775.

Skiepko, T., Shah, R. K., A Comparison of Rotary Regenerator Theory and Experimental Results for an Air Preheater for a Thermal Power Plant, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2004, v. 28, n. 2-3, pp. 257-264.

Sphaier, L. A., Unified Formulation for Heat and Mass Transfer in Rotary Regenerators, *Proceedings of COBEM*, 2007, paper code 1290.

Sphaier, L. A., Worek, W. M., Analysis of Heat and Mass Transfer in Porous Sorbents used in Rotary Regenerators, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, v. 47, pp. 3415-3430.

- Sphaier, L. A., Worek, W. M., Comparisons Between 2-D and 1-D Formulations of Heat and Mass Transfer in Rotary Regenerators, *Numerical Heat Transfer*, 2006a, Part B - v. 49, pp. 223-237.
- Sphaier, L. A., Worek, W. M., The Effect of Axial Diffusion in Desiccant and Enthalpy Wheels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006b, v. 49, pp. 1412-1419.
- Stabat, P., Marchio, D., Heat-and-Mass Transfers Modelled for Rotary Desiccant Dehumidifiers, *Applied Energy*, 2008, v. 85, pp. 128-142.
- Subramanyam, N., Maiya, M. P., Murthy, S. S., Application of Desiccant Wheel to Control Humidity in Air-Conditioning Systems, *Applied Thermal Engineering*, 2004, v. 24, pp. 2777-2788.
- Sunden, B., Karlsson, I., Enhancement of Heat Transfer in Rotary Heat Exchangers by Streamwise-Corrugated Flow Channels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1991, v. 4, pp. 305-316.
- Tanthapanichakoon, W., Prawarnpit, A., New Simple Mathematical Model of a Honeycomb Rotary Absorption-Type Dehumidifier, *Chemical Engineering Journal*, 2002, v. 86, pp. 11-15.
- Utriainen, E., Sundén, B., Numerical Analysis of a Primary Surface Trapezoidal Cross Wavy Duct, *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 2000, v. 10, n. 6, pp. 634-648.
- Uzun, I., Ünsal, M., A Numerical Study of Laminar Heat Convection in Ducts of Irregular Cross-Sections, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 1997, v. 24, n. 6, pp. 835-848.

- Wang, H. Y., Zhao, L. L., Xu, Z. G., Chun, W. G., Kim, H. T., The Study on Heat Transfer Model of Tri-Sectional Rotary Air Preheater Based on the Semi-Analytical Method, *Applied Thermal Engineering*, 2008, v. 28, pp. 1882-1888.
- Wark, K., *Thermodynamics*, 1983, Ed. McGraw-Hill, 4th, New York, U.S.A. Baseado no NASA SP-273, 1971, U. S. Government Printing Office, Washington.
- White, F. M, *Viscous Fluid Flow*, 1974, Ed. McGraw-Hill, New York, U.S.A.
- Wibulswas, P., Laminar Flow Heat Transfer in Non-Circular Ducts, 1966, *Ph. D. Thesis*, London University, London. Em: Shah R. K., London A. L., 1978, *Laminar Flow Forced Convection in Ducts: A Source Book for Compact Heat Exchanger Analytical Data (Advances in Heat Transfer)*, Academic Press, New York, U.S.A.
- Worsøe-Schmidt, P., Effect of Fresh Air Purging on the Efficiency of Energy Recovery from Exhaust Air in Rotary Regenerators, *Rev. Int. Froid*, 1991, v. 14, pp. 233-239.
- Wu, Z., Melnik, R. V. N., Borup, F., Model-Based Analysis and Simulation of Regenerative Heat Wheel, *Energy and Buildings*, 2006, v. 38, pp. 502-514.
- Yilmaz, T., Büyükalaca, O., Design of Regenerative Heat Exchangers, *Heat Transfer Engineering*, 2003, v. 24, n. 4, pp. 32-38.
- Yilmaz, T., Cihan, E., General Equation for Heat Transfer for Laminar Flow in Ducts of Arbitrary Cross-Sections, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1993, v. 36, n. 13, pp. 3265-3270.
- Zhang, L., Laminar Flow and Heat Transfer in Plate-Fin Triangular Ducts in Thermally Developing Entry Region, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, v. 50, pp. 1637-1640.

Zhi-qing, W., Study on Correction Coefficients of Laminar and Turbulent Entrance Region Effect in Round Pipe, *Applied Mathematics and Mechanics*, 1982, v. 3, pp. 433-446.



## Apêndice A

### Estimativas para as Regiões de Bloqueio

#### A.1 Estimativa da Região de Bloqueio de Fluxo

Um regenerador rotativo em funcionamento na Replan tem as características geométricas conforme mostrado na Figura A.1(a). Para facilitar a montagem desse regenerador, ele é dividido em 12 partes semelhantes a fatias de pizza, as quais são denominadas de *Cestos*. O Cesto é o elemento principal de troca térmica do equipamento, sendo formado por um conjunto de chapas finas, conformadas por processo mecânico, sobrepostas e acondicionadas por uma carcaça metálica. O conjunto dos 12 cestos constitui-se na matriz do regenerador.

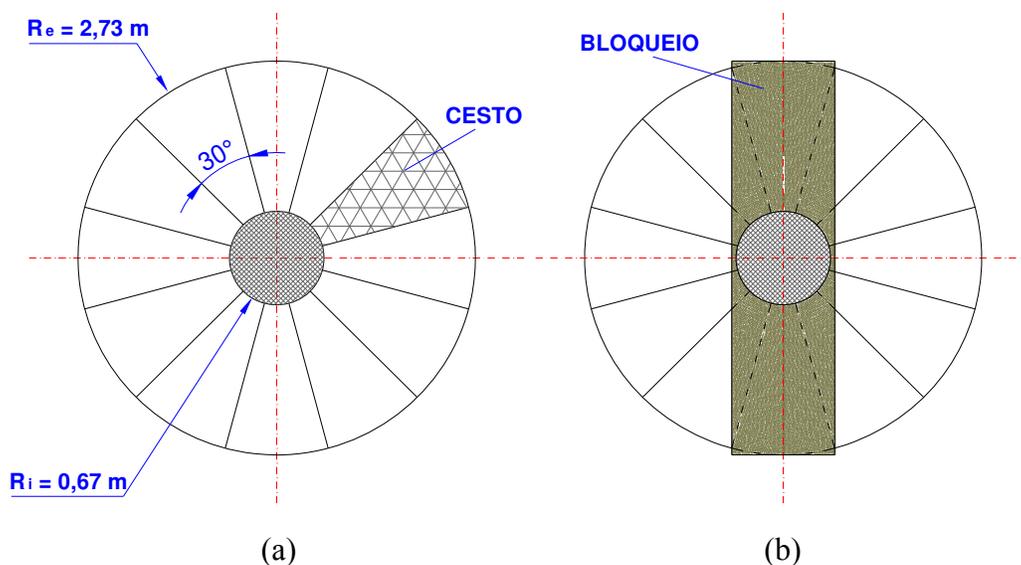


Figura A.1. Regenerador: (a) Características geométricas do regenerador da Replan; (b) Bloqueio.

Dentre as informações fornecidas pela Replan tem-se que a região de bloqueio de fluxo ocupa em torno de dois cestos desse regenerador, conforme mostrado na Figura A.1(b). Para a estimativa do tamanho dessa região foi realizado um procedimento baseado na Figura A.2.

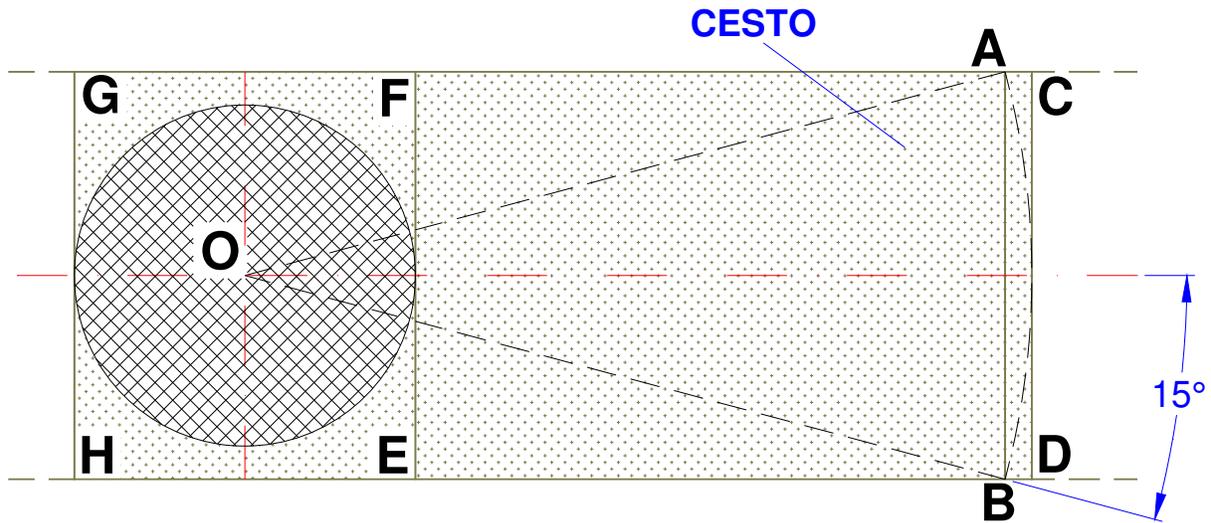


Figura A.2. Ilustração para a estimativa do tamanho do bloqueio.

Observando a Figura A.2, a reta  $AB$  foi traçada na posição indicada, inserida em um cesto do regenerador. Em seguida duas retas perpendiculares à reta  $AB$  foram traçadas nos pontos  $A$  e  $B$  e os retângulos  $CDEF$  e  $EFGH$  foram formados. Nota-se que o valor do comprimento do retângulo  $CDEF$  é dado pela diferença entre os raios externo  $R_e$  e interno  $R_i$  do trocador, segundo a Figura A.2. Nota-se nesta figura que as retas  $OB$  e  $OA$  correspondem ao raio externo do regenerador, de tal forma que  $OB = OA = 2,73 \text{ m}$ . A partir desta informação, a reta  $AB$  é calculada como segue:

$$\frac{AB}{2} = OB \operatorname{sen} 15^\circ = 2,73 \operatorname{sen} 15^\circ \Rightarrow AB = 1,41 \text{ m} \quad (\text{A.1})$$

As áreas dos retângulos  $CDEF$  e  $EFGH$  são dadas por:

$$A_{CDEF} = AB(R_e - R_i) = 1,41(2,73 - 0,67) \Rightarrow A_{CDEF} = 2,9 \text{ m}^2 \quad (\text{A.2})$$

$$A_{EFGH} = 2 \cdot R_i \cdot AB = 2 \cdot 0,67 \cdot 1,41 \Rightarrow A_{EFGH} = 1,89 \text{ m}^2 \quad (\text{A.3})$$

Na Figura A.2, a área da circunferência  $A_{CIRC}$  com centro em  $O$  é dada por:

$$A_{CIRC} = \pi \cdot R_i^2 = \pi \cdot 0,67^2 \Rightarrow A_{CIRC} = 1,41 \text{ m}^2 \quad (\text{A.4})$$

Excluindo a área da circunferência  $A_{CIRC}$  da área  $A_{EFGH}$  do retângulo  $EFGH$  tem-se que:

$$A_{EFGH-CIRC} = A_{EFGH} - A_{CIRC} = 1,89 - 1,41 \Rightarrow A_{EFGH-CIRC} = 0,48 \text{ m}^2 \quad (\text{A.5})$$

Finalmente, a área  $A_{BF}$  da região de bloqueio de fluxo para este trocador é calculada da seguinte forma:

$$A_{BF} = 2 \cdot A_{CDEF} + A_{EFGH-CIRC} = 2 \cdot 2,9 + 0,48 \Rightarrow A_{BF} = 6,3 \text{ m}^2 \quad (\text{A.6})$$

Como este é um valor específico válido para a geometria do regenerador da Replan, torna-se interessante obter esse valor como uma porcentagem da área total de seção transversal desse trocador de calor. A área total  $A_T$  do regenerador da Replan é dada por:

$$A_T = \pi(R_e^2 - R_i^2) = \pi(2,73^2 - 0,67^2) \Rightarrow A_T = 22 \text{ m}^2 \quad (\text{A.7})$$

Dividindo a área de bloqueio de fluxo  $A_{BF}$  pela área total  $A_T$  tem-se o valor de  $A_{BF}$  como porcentagem de  $A_T$ .

$$\frac{A_{BF}}{A_T} = \frac{6,3}{22,0} = 0,29 \cong 29\% \quad (\text{A.8})$$

Dessa forma tem-se um valor percentual, o qual será utilizado neste trabalho, de tal forma que  $A_{BF} = 0,29A_T$ .

## A.2 Estimativa do Bloqueio na Área de Vazamento Axial

A estimativa para o bloqueio na área de vazamento axial é baseada na Figura A.3, a qual mostra a folga axial de vazamento e o bloqueio dessa folga devido à região de bloqueio de fluxo. Para a estimativa desse bloqueio foi assumido que a largura das folgas radial e axial, Figura 3.7, é dada por  $a = b = 0,05 \text{ m}$ .

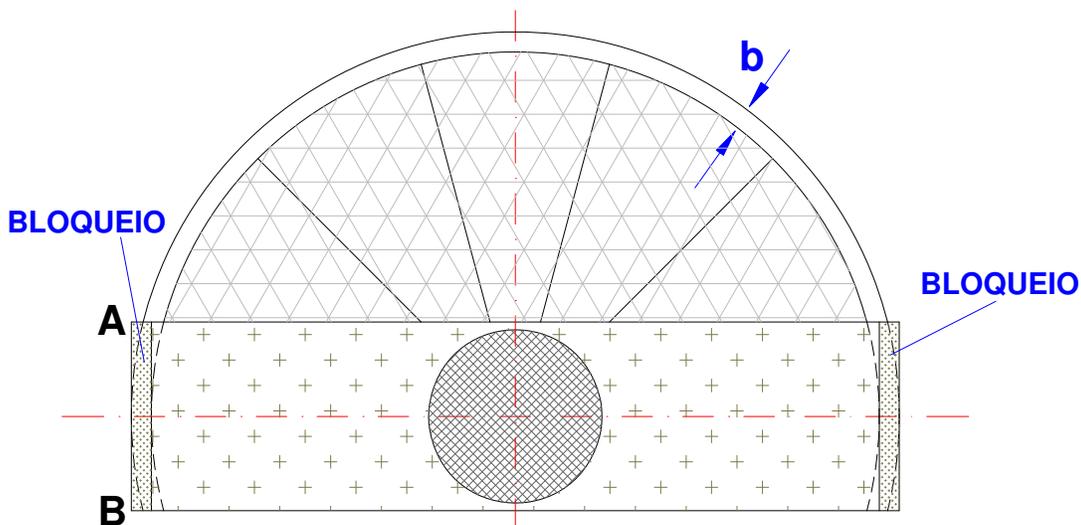


Figura A.3. Bloqueio na folga axial de vazamento.

Na Figura A.3 o valor da reta  $AB$  é  $AB = 1,41 \text{ m}$ , obtido no Item A.1. A área  $A_{B.vaz.AX}$  de bloqueio da folga axial, para o lado de uma das correntes do equipamento, é dada por:

$$A_{B.vaz.AX} = AB \cdot b = 1,41 \cdot 0,05 \Rightarrow A_{B.vaz.AX} = 0,071 \text{ m}^2 \quad (\text{A.9})$$

Utilizando os dados geométricos do regenerador da Replan (Figura A.1), a área da folga axial, para o lado de uma das correntes, é calculada conforme a Eq. (3.35):

$$A_{\text{vaz.AX}} = \pi \cdot R_e \cdot b = \pi \cdot 2,73 \cdot 0,05 \Rightarrow A_{\text{vaz.AX}} = 0,43 \text{ m}^2 \quad (\text{A.10})$$

Dividindo a área bloqueada  $A_{B.\text{vaz.AX}}$  pela área total da folga axial  $A_{\text{vaz.AX}}$  tem-se o valor de  $A_{B.\text{vaz.AX}}$  como porcentagem de  $A_{\text{vaz.AX}}$ .

$$\frac{A_{B.\text{vaz.AX}}}{A_{\text{vaz.AX}}} = \frac{0,071}{0,43} = 0,17 \cong 17\% \quad (\text{A.11})$$

Analogamente ao processo realizado no Item A.1, tem-se que  $A_{B.\text{vaz.AX}} = 0,17A_{\text{vaz.AX}}$ .



## Apêndice B

### Obtenção de Expressões Polinomiais

#### B.1 Correlação para o Coeficiente $K$ de Queda de Pressão em escoamento Turbulento

Uma correlação para o coeficiente adimensional  $K$  de queda de pressão, considerando os efeitos de entrada em escoamento turbulento, foi obtida a partir de resultados obtidos analiticamente por Zhi-qing (1982) para o parâmetro  $L_A$  (Eq. 4.7) e o coeficiente  $K$  apresentados no Item 4.1 deste trabalho. A Tabela B.1 mostra a variação de  $L_A$  com  $K$  verificada por Zhi-qing (1982).

Tabela B.1. Variação de  $L_A$  com  $K$  apresentada por Zhi-qing (1982) para escoamento turbulento em duto circular liso.

$L_A$	$K$
0,0000	0,0000
0,0800	0,0252
0,1923	0,0410
0,3213	0,0522
0,4615	0,0600
0,6093	0,0652
0,7616	0,0684
0,9153	0,0702
1,0679	0,0700
1,2167	0,0700
1,3590	0,0700

Os dados apresentados nesta tabela foram colocados em um gráfico  $L_A$  versus  $K$  e uma linha polinomial de tendência de quinto grau foi traçada sobre estes pontos, conforme a figura a seguir.

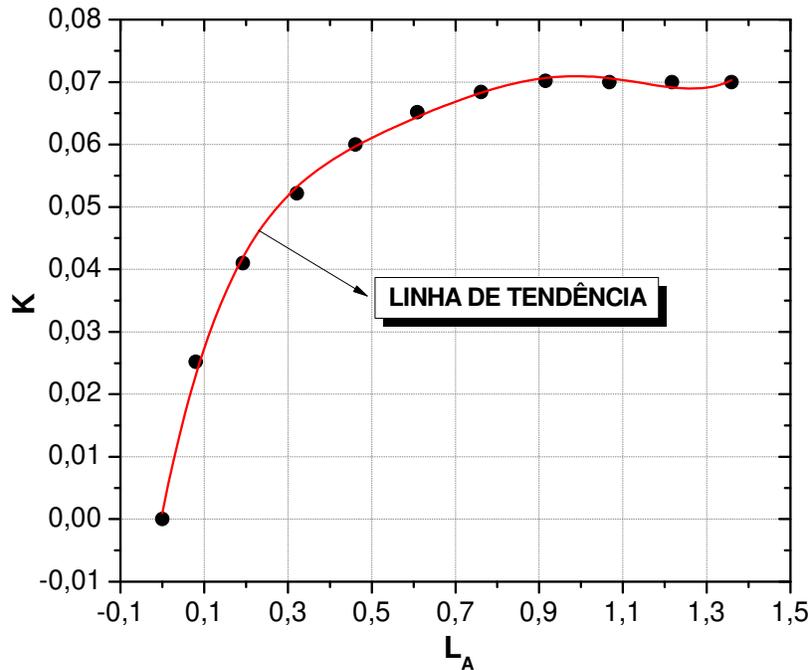


Figura B.1. Linha de tendência traçada sobre os pontos  $K$  versus  $L_A$  obtidos por Zhi-qing (1982).

A linha de tendência foi traçada com o uso do programa Microsoft Office Excel, o qual forneceu a seguinte equação polinomial, Eq. (B.1), que ajusta os pontos da Tabela B.1. A Eq. (B.1) é a mesma referenciada como Eq. (4.5) no Capítulo 4.

$$K = 0,1959L_A^5 - 0,7638L_A^4 + 1,1348L_A^3 - 0,8334L_A^2 + 0,3364L_A + 0,001 \quad (\text{B.1})$$

Nota-se na Tabela B.1 que a partir do valor de  $L_A = 1,3590$ ,  $K$  assume o valor constante de  $K = 0,07$ . Sendo assim, a expressão polinomial, Eq. (B.1), obtida é válida somente para valores de  $L_A \leq 1,3590$ .

## B.2 Correlação para o Número de Nusselt Laminar em Canal Triangular

Conforme mencionado no Item 4.1 deste trabalho, Wibulswas (1966) apresentou em uma tabela a variação de valores do número de Nusselt médio  $Nu_m$  em função do parâmetro adimensional  $L_B$  (Eq. 4.11). Para a obtenção destes resultados, Wibulswas (1966) usou o método de diferenças finitas considerando somente a componente de velocidade na direção axial do canal e desprezou os termos de quantidade de movimento e difusão térmica. A Tabela B.2 mostra os resultados obtidos para  $Pr = 0,72$ .

Tabela B.2. Variação de  $(1/L_B)$  com  $Nu_m$  apresentada por Wibulswas (1966) para escoamento laminar em duto triangular equilátero com temperatura de superfície constante.

$1/L_B$	$Nu_m$
10	3,52
20	4,27
30	4,88
40	5,35
50	5,73
60	6,08
80	6,68
100	7,21
120	7,68
140	8,09
160	8,5
180	8,88
200	9,21

Os dados apresentados na Tabela B.2 foram colocados em um gráfico  $(1/L_B)$  versus  $Nu_m$  e uma linha polinomial de tendência de sexto grau foi traçada sobre estes pontos, conforme a Figura B.2. A linha de tendência foi traçada com o uso do programa Microsoft Office Excel, o qual forneceu a seguinte equação polinomial, Eq. (B.2), que ajusta os pontos da Tabela B.2. A Eq. (B.2) é a mesma referenciada como Eq. (4.12) no Capítulo 4.

$$Nu_m = -7 \cdot 10^{-13} L_B^{-6} + 5 \cdot 10^{-10} L_B^{-5} - 10^{-7} L_B^{-4} + 2 \cdot 10^{-5} L_B^{-3} - 0,0018 L_B^{-2} + 0,1188 L_B^{-1} + 2,4913 \quad (\text{B.2})$$

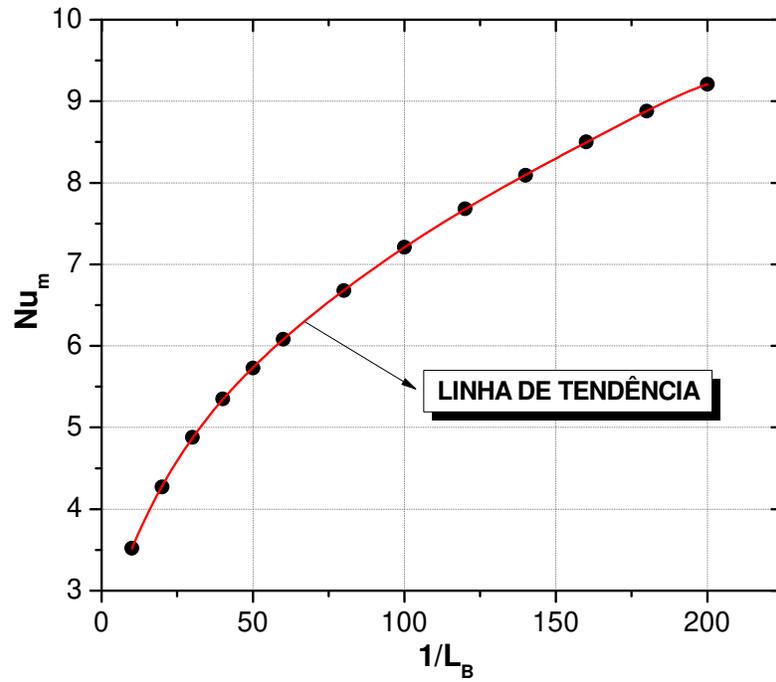


Figura B.2. Linha de tendência sobre os pontos  $Nu_m$  versus  $(1/L_B)$  obtidos por Wibulswas (1966).

## Apêndice C

### Obtenção das Equações de Conservação de Energia

#### C.1 Equação da Conservação de Energia para o Gás

Considere o volume de controle infinitesimal para o escoamento uniforme em um canal de área de seção transversal arbitrária do regenerador rotativo.

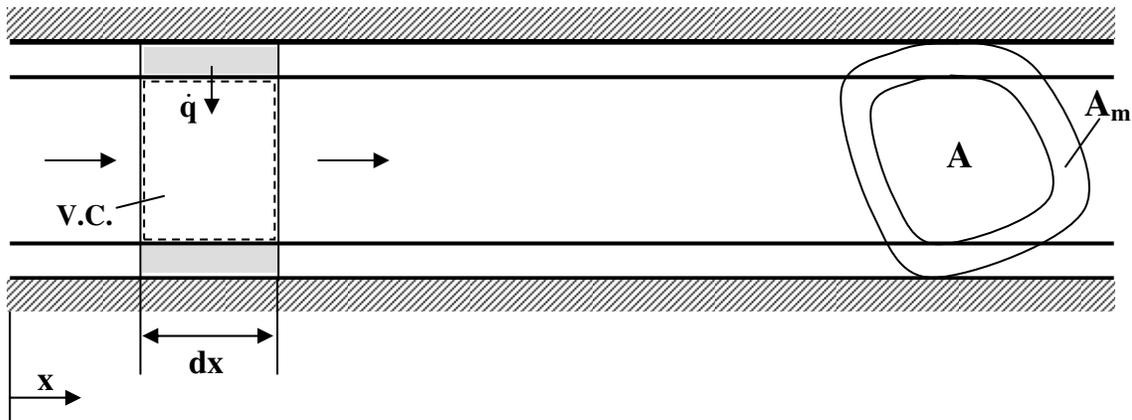


Figura C.1. Volume de controle para a obtenção da equação da energia do gás.

Considerando escoamento de gás ideal pelo volume de controle  $V.C.$  da Figura C.1, a equação da conservação de energia para o gás pode ser obtida partindo da equação geral de energia na forma diferencial, a qual é dada por:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \nabla \cdot (k \nabla T) + \dot{q} + \beta T \frac{Dp}{Dt} + \mu \Phi \quad (C.1)$$

sendo que parâmetro  $T$  representa a temperatura,  $\rho$  a densidade,  $c_p$  o calor específico à pressão constante,  $k$  a condutividade térmica,  $\beta$  o coeficiente de expansão térmica,  $p$  a pressão do fluido e  $\mu$  a viscosidade dinâmica. O penúltimo e o último termo do lado direito da Eq. (C.1) representam, respectivamente, o trabalho de compressão e a dissipação viscosa. O parâmetro  $\dot{q}$  representa a taxa de geração volumétrica de energia no interior do volume de controle e o primeiro termo do lado direito da Eq. (C.1) representa a condução térmica no gás ao longo do escoamento. Considerando escoamento incompressível unidimensional no *V.C.* da Figura C.1 e desprezando a dissipação térmica, o trabalho de compressão e a condução térmica no gás, então a Eq. (C.1) se resume a:

$$\rho_g c_{p_g} \frac{\partial T_g}{\partial t} + \rho_g u c_{p_g} \frac{\partial T_g}{\partial x} = \dot{q} \quad (\text{C.2})$$

sendo  $u$  a velocidade do fluido. O subíndice  $g$  representa o gás. A taxa de geração de energia  $\dot{q}$  no interior do volume de controle é dada pela troca térmica por convecção no *V.C.* devido à diferença de temperatura entre o gás e a matriz. Baseado na Figura C.1, o parâmetro  $\dot{q}$  pode ser escrito como:

$$\dot{q} = \frac{P dx h (T_m - T_g)}{A dx} \quad (\text{C.3})$$

sendo  $A$  a área de seção transversal do canal,  $P$  é o perímetro do canal e  $h$  o coeficiente de transferência de calor entre o gás e a matriz. O subíndice  $m$  representa a matriz. Utilizando a definição de raio hidráulico ( $r_h = A/P$ ), então a Eq. (C.3) fica:

$$\dot{q} = \frac{h (T_m - T_g)}{r_h} \quad (\text{C.4})$$

Substituindo a Eq. (C.4) na Eq. (C.2) tem-se então a equação da energia para o gás dada por:

$$\rho_g c_{p_g} \frac{\partial T_g}{\partial t} + \rho_g u c_{p_g} \frac{\partial T_g}{\partial x} + \frac{h(T_g - T_m)}{r_h} = 0 \quad (C.5)$$

## C.2 Equação da Conservação de Energia para a Matriz

Considere um elemento infinitesimal para a matriz em um canal de área de seção transversal arbitrária do regenerador rotativo.

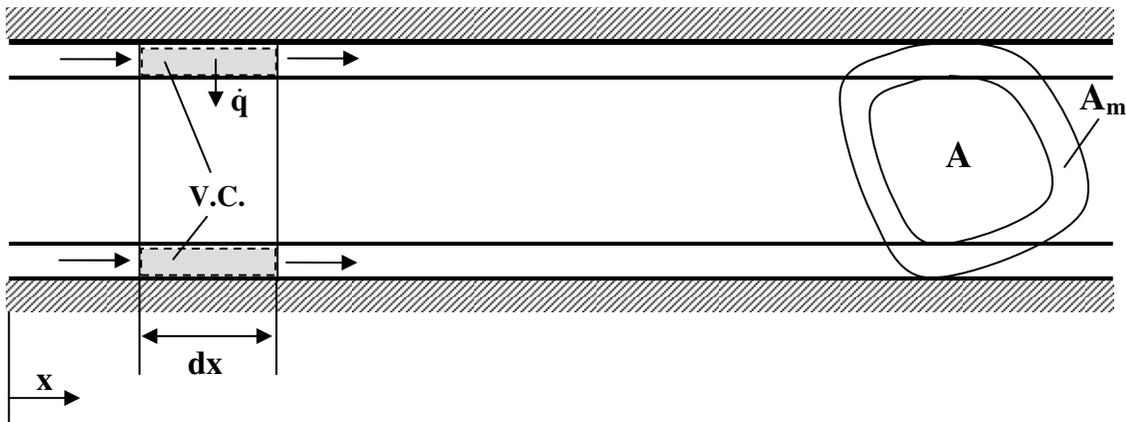


Figura C.2. Elemento infinitesimal para a obtenção da equação da energia da matriz.

Aplicando agora a equação geral de energia na forma diferencial, Eq. (C.1), para a matriz sólida tem-se então que:

$$\rho_m c_m \frac{\partial T_m}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( k_m \frac{\partial T_m}{\partial x} \right) + \dot{q} \quad (C.6)$$

Baseado na Figura C.2, a taxa de geração volumétrica de energia  $\dot{q}$  para o volume de controle na matriz do regenerador é escrita na forma:

$$\dot{q} = - \frac{P dx h (T_m - T_g)}{A_m dx} \quad (C.7)$$

sendo  $A_m$  a área de seção transversal da matriz. Substituindo a Eq. (C.7) na Eq. (C.6) tem-se que:

$$\rho_m c_m \frac{\partial T_m}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( k_m \frac{\partial T_m}{\partial x} \right) - \frac{Ph(T_m - T_g)}{A_m} \quad (\text{C.8})$$

A área de seção transversal da matriz  $A_m$  pode ser expressa em função da área total  $A_T$  de seção transversal e da área livre  $A$  de seção transversal do canal, de tal forma que ( $A_m = A_T - A$ ).

Usando essa relação na Eq. (C.8) tem-se que:

$$(A_T - A)\rho_m c_m \frac{\partial T_m}{\partial t} = (A_T - A) \frac{\partial}{\partial x} \left( k_m \frac{\partial T_m}{\partial x} \right) - Ph(T_m - T_g) \quad (\text{C.9})$$

Multiplicando e dividindo o último termo do lado direito da Eq. (C.9) pela área livre de seção transversal  $A$  do canal chega-se a:

$$\frac{(A_T - A)}{A} \rho_m c_m \frac{\partial T_m}{\partial t} = \frac{(A_T - A)}{A} \frac{\partial}{\partial x} \left( k_m \frac{\partial T_m}{\partial x} \right) - \frac{Ph(T_m - T_g)}{A} \quad (\text{C.10})$$

Utilizando a definição de raio hidráulico ( $r_h = A/P$ ) e a definição de porosidade ( $\sigma = A/A_T$ ) na Eq. (C.10), após algumas manipulações chega-se por fim na equação da energia para a matriz.

$$\rho_m c_m \left( \frac{1 - \sigma}{\sigma} \right) \frac{\partial T_m}{\partial t} - \frac{h(T_g - T_m)}{r_h} - \left( \frac{1 - \sigma}{\sigma} \right) \frac{\partial}{\partial x} \left( k_m \frac{\partial T_m}{\partial x} \right) = 0 \quad (\text{C.11})$$

## Apêndice D

### Discretização das Equações de Conservação de Energia

Para a discretização das equações de transporte de energia, (4.18) e (4.19), foi utilizado o método de volumes de controle finitos desenvolvido por Patankar (1980), no qual as equações diferenciais são integradas no volume de controle considerado, sendo admitidos perfis para a variação da variável entre os pontos de cada volume de controle para que se possam obter as equações algébricas. A Figura D.1 representa o esquema de discretização do método de volumes de controle finitos, na qual o ponto  $P$  corresponde ao nó central da malha, situado entre os nós  $W$  e  $E$ , os quais estão à esquerda e à direita de  $P$ , respectivamente. As linhas tracejadas  $w$  e  $e$  correspondem às interfaces dos volumes de controle.

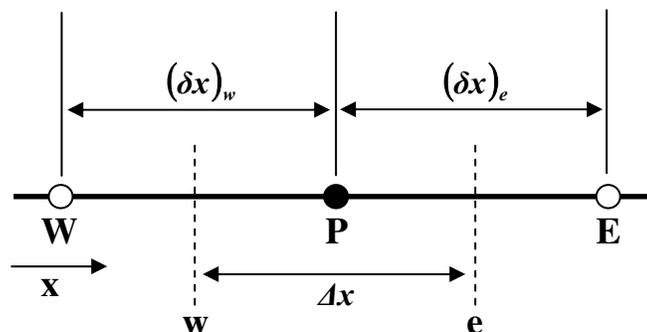


Figura D.1. Esquema do método de discretização de volumes de controle finitos.

No método de volumes finitos, a equação geral para cada volume de controle é escrita na forma da Eq. (D.1), na qual  $T$  representa a temperatura e  $a_W, a_P, a_E, b$  são os coeficientes da equação.

$$-a_W T_W + a_P T_P - a_E T_E = b \quad (D.1)$$

As equações de transporte de energia do gás e da matriz, Eqs. (4.18) e (4.19), são integradas no tempo e no espaço para cada volume de controle. No tempo, a integração é realizada de um determinado tempo  $t$  até um tempo seguinte  $(t + \Delta t)$ . No espaço, a integração é feita entre as interfaces  $w$  e  $e$  conforme a Figura D.1.

## D.1 Discretização para os Pontos Internos da Malha Computacional

### D.1.1 Equação de Energia do Gás

A Eq. (D.2) corresponde à equação de transporte de energia para o gás (Eq. 4.18), a qual é escrita aqui novamente.

$$\rho_g c_{p_g} \frac{\partial T_g}{\partial t} + \rho_g u c_{p_g} \frac{\partial T_g}{\partial x} + \frac{h(T_g - T_m)}{r_h} = 0 \quad (D.2)$$

Integrando o primeiro termo da Eq. (D.2) tem-se que:

$$\rho_g c_{p_g} \int_w^e \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T_g}{\partial t} dt dx = \rho_g c_{p_g} \Delta x (T_{Pg}^I - T_{Pg}^0) \quad (D.3)$$

lembrando que os índices  $I$  e  $0$  representam os tempos nos instantes atual e anterior, respectivamente. Integrando o segundo termo da Eq. (D.2) tem-se que:

$$\rho_g uc_{p_g} \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \frac{\partial T_g}{\partial x} dx dt = \rho_g uc_{p_g} \int_t^{t+\Delta t} (T_{eg} - T_{wg}) dt \quad (D.4)$$

Patankar (1980) apresenta a seguinte proposta de como a temperatura varia no tempo em cada volume de controle;

$$\int_t^{t+\Delta t} T_p dt = [f_{esq} T_p^l + (1 - f_{esq}) T_p^0] \Delta t \quad (D.5)$$

onde  $f_{esq}$  é um valor entre 0 e 1 e define o tipo de esquema a ser utilizado. Para  $f_{esq} = 0$  tem-se o esquema explícito e para  $f_{esq} = 1$  o implícito. Utilizando o esquema implícito de resolução e a proposta da variação da temperatura no tempo, Eq. (D.5), então a Eq. (D.4) fica:

$$\rho_g uc_{p_g} \int_t^{t+\Delta t} (T_{eg} - T_{wg}) dt = \rho_g uc_{p_g} \Delta t (T_{eg}^l - T_{wg}^l) \quad (D.6)$$

Nota-se que as temperaturas  $T_{eg}$  e  $T_{wg}$  correspondem às temperaturas nas interfaces dos volumes de controle. Utilizando o esquema de interpolação *À Montante (Upwind)* para as interfaces, a Eq. (D.6) fica:

$$\rho_g uc_{p_g} \Delta t (T_{eg}^l - T_{wg}^l) = \rho_g uc_{p_g} \Delta t (T_{Pg}^l - T_{Wg}^l) \quad (D.7)$$

Integrando o terceiro termo da Eq. (D.2) e adotando o esquema implícito de resolução, tem-se:

$$\frac{h}{r_h} \int_w^e \int_t^{t+\Delta t} (T_g - T_m) dt dx = \frac{h}{r_h} \Delta x \left( \int_t^{t+\Delta t} T_g dt - \int_t^{t+\Delta t} T_m dt \right) = \frac{h}{r_h} \Delta x \Delta t (T_{Pg}^l - T_{Pm}^l) \quad (D.8)$$

Substituindo então as Eqs. (D.3), (D.7) e (D.8) na Eq. (D.2) e rearranjando esta equação chega-se a equação de energia discretizada para os pontos internos da malha computacional do gás, Eq. (D.9), sendo a mesma referenciada como Eq. (4.26) no Capítulo 4.

$$-\rho_g u c_{p_g} T_{Wg}^l + \left( \frac{\rho_g c_{p_g} \Delta x}{\Delta t} + \rho_g u c_{p_g} + \frac{h \Delta x}{r_h} \right) T_{Pg}^l = \frac{\rho_g c_{p_g} \Delta x}{\Delta t} T_{Pg}^0 + \frac{h \Delta x}{r_h} T_{Pm}^l \quad (D.9)$$

Comparando a Eq. (D.9) com a equação geral do método de volumes finitos, Eq. (D.1), tem-se que os coeficientes da Eq. (D.9) são dados por:

$$a_W = \rho_g u c_{p_g}, \quad a_P = \left( \frac{\rho_g c_{p_g} \Delta x}{\Delta t} + \rho_g u c_{p_g} + \frac{h \Delta x}{r_h} \right),$$

$$a_E = 0, \quad b = \frac{\rho_g c_{p_g} \Delta x}{\Delta t} T_{Pg}^0 + \frac{h \Delta x}{r_h} T_{Pm}^l.$$

### D.1.2 Equação de Energia da Matriz

A Eq. (D.10) corresponde à equação de transporte de energia para a matriz (Eq. 4.19), a qual é escrita aqui novamente.

$$\rho_m c_m \left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) \frac{\partial T_m}{\partial t} - \frac{h(T_g - T_m)}{r_h} - \left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) \frac{\partial}{\partial x} \left( k_m \frac{\partial T_m}{\partial x} \right) = 0 \quad (D.10)$$

Integrando o primeiro termo da Eq. (D.10) tem-se que:

$$\rho_m c_m \left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) \int_w^e \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T_m}{\partial t} dt dx = \rho_m c_m \left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) \Delta x (T_{Pm}^l - T_{Pm}^0) \quad (D.11)$$

Integrando o terceiro termo da Eq. (D.10) tem-se que:

$$\left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) \int_w^e \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial}{\partial x} \left( k_m \frac{\partial T_m}{\partial x} \right) dt dx = \left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) \int_t^{t+\Delta t} \left[ k_{em} \frac{\partial T_m}{\partial x} \Big|_e - k_{wm} \frac{\partial T_m}{\partial x} \Big|_w \right] dt \quad (D.12)$$

Aproximando as derivadas parciais que aparecem na Eq. (D.12) pelo método de interpolação por diferenças centrais, tem-se que:

$$\begin{aligned} & \left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) \int_t^{t+\Delta t} \left[ k_{em} \frac{\partial T_m}{\partial x} \Big|_e - k_{wm} \frac{\partial T_m}{\partial x} \Big|_w \right] dt = \\ & = \left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) \int_t^{t+\Delta t} \left[ k_{em} \left( \frac{T_{Em} - T_{Pm}}{(\delta x)_e} \right) - k_{wm} \left( \frac{T_{Pm} - T_{Wm}}{(\delta x)_w} \right) \right] dt \end{aligned} \quad (D.13)$$

Utilizando o esquema implícito de resolução e considerando que as condutividades térmicas nas interfaces do volume de controle sejam ( $k_{em} = k_{wm} = k_m$ ) e que os espaçamentos entre os nós da malha sejam  $(\delta x)_e = (\delta x)_w = (\delta x)$ , a Eq. (D.13) fica:

$$\begin{aligned} & \left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) \int_t^{t+\Delta t} \left[ k_{em} \left( \frac{T_{Em} - T_{Pm}}{(\delta x)_e} \right) - k_{wm} \left( \frac{T_{Pm} - T_{Wm}}{(\delta x)_w} \right) \right] dt = \\ & = \left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) \Delta t \frac{k_m}{(\delta x)} (T_{Em}^I - 2T_{Pm}^I + T_{Wm}^I) \end{aligned} \quad (D.14)$$

O segundo termo da equação de energia da matriz, Eq. (D.10), apareceu também na equação de energia do gás, Eq. (D.2). Este termo já foi integrado no Item D.1.1, Eq. (D.8), na discretização da equação de energia para os pontos interno do gás. Substituindo então as Eqs. (D.8), (D.11) e (D.14) na Eq. (D.10) e rearranjando esta equação chega-se a equação de energia discretizada para os pontos internos da malha computacional da matriz, Eq. (D.15), sendo a mesma referenciada como Eq. (4.27) no Capítulo 4.

$$\begin{aligned} & - \left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) \frac{k_m}{(\delta x)} T_{Wm}^I + \left[ \frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t} \left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) + \frac{h \Delta x}{r_h} + 2 \left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) \frac{k_m}{(\delta x)} \right] T_{Pm}^I - \\ & \left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) \frac{k_m}{(\delta x)} T_{Em}^I = \frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t} \left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) T_{Pm}^0 + \frac{h \Delta x}{r_h} T_{Pg}^I \end{aligned} \quad (D.15)$$

Comparando a Eq. (D.15) com a equação geral do método de volumes finitos, Eq. (D.1), tem-se que os coeficientes da Eq. (D.15) são dados por:

$$a_w = \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right) \frac{k_m}{(\delta x)}, \quad a_p = \left[ \frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t} \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right) + \frac{h \Delta x}{r_h} + 2 \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right) \frac{k_m}{(\delta x)} \right],$$

$$a_e = \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right) \frac{k_m}{(\delta x)}, \quad b = \frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t} \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right) T_{Pm}^0 + \frac{h \Delta x}{r_h} T_{Pg}^l.$$

## D.2 Discretização para as Fronteiras da Malha Computacional

As equações discretizadas de transporte de energia, do gás e da matriz, para as fronteiras da malha computacional, podem ser obtidas por um procedimento análogo ao apresentado no Item D.1, o qual é referente aos pontos internos da malha. A diferença, neste caso, é que a integração das equações é realizada para os volumes de controle de fronteira com a aplicação das condições de contorno apresentadas no Item 4.2.2 do Capítulo 4. A Figura D.2 apresenta as fronteiras da malha computacional para o gás e para a matriz utilizadas neste trabalho, sendo os pontos de fronteira coincidentes com as interfaces das extremidades da malha.

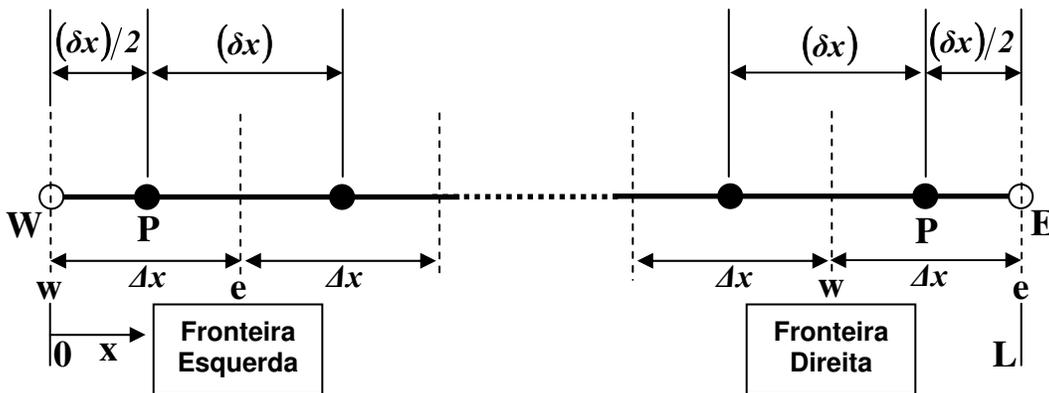


Figura D.2. Fronteiras da malha computacional para o gás e para a matriz.

### D.2.1 Equação de Energia do Gás com Condições de Contorno

No Item D.1.1, referente aos pontos internos da malha computacional para o gás, foi realizada a integração dos três termos da equação de transporte de energia do gás, Eq. (D.2). A

integração destes termos, para o volume de controle de fronteira, é similar à realizada para os pontos internos, sendo que a diferença, deste para aquele caso, está no termo convectivo da equação de energia do gás, no qual será aplicada uma das condições de contorno. Conforme o procedimento realizado no Item D.1.1, a integração do termo convectivo da Eq. (D.2) forneceu a Eq. (D.7) mostrada aqui novamente.

$$\rho_g u c_{p_g} \Delta t (T_{eg}^l - T_{wg}^l) = \rho_g u c_{p_g} \Delta t (T_{Pg}^l - T_{Wg}^l) \quad (D.7)$$

Baseado na Figura D.2, para o ponto  $W$  da fronteira esquerda da malha do gás, tem-se um valor conhecido de temperatura, o qual corresponde ao valor de temperatura de entrada do escoamento de uma das correntes no regenerador. Aplicando essa condição de contorno na Eq. (D.7) tem-se que:

$$\rho_g u c_{p_g} \Delta t (T_{eg}^l - T_{wg}^l) = \rho_g u c_{p_g} \Delta t (T_{Pg}^l - T_{ge}^l) \quad (D.16)$$

na qual  $T_{ge}^l$  representa a temperatura de uma das correntes de gás na entrada dos canais do regenerador. Substituindo então as Eqs. (D.3), (D.16) e (D.8) na Eq. (D.2) e rearranjando esta equação chega-se a equação de energia discretizada para a fronteira esquerda da malha computacional do gás, Eq. (D.17).

$$\left( \frac{\rho_g c_{p_g} \Delta x}{\Delta t} + \rho_g u c_{p_g} + \frac{h \Delta x}{r_h} \right) T_{Pg}^l = \frac{\rho_g c_{p_g} \Delta x}{\Delta t} T_{Pg}^0 + \rho_g u c_{p_g} T_{ge}^l + \frac{h \Delta x}{r_h} T_{Pm}^l \quad (D.17)$$

Comparando a Eq. (D.17) com a equação geral do método de volumes finitos, Eq. (D.1), tem-se que os coeficientes da Eq. (D.17) são dados por:

$$a_W = 0, \quad a_P = \left( \frac{\rho_g c_{p_g} \Delta x}{\Delta t} + \rho_g u c_{p_g} + \frac{h \Delta x}{r_h} \right),$$

$$a_E = 0, \quad b = \frac{\rho_g c_{p_g} \Delta x}{\Delta t} T_{Pg}^0 + \rho_g u c_{p_g} T_{g,e} + \frac{h \Delta x}{r_h} T_{Pm}^1.$$

### D.2.2 Equação de Energia da Matriz com Condições de Contorno

No Item D.1.2, referente aos pontos internos da malha computacional para a matriz, foi realizada a integração dos três termos da equação de transporte de energia da matriz, Eq. (D.10). A integração destes termos, para o volume de controle de fronteira, é similar à realizada para os pontos internos, sendo que a diferença, deste para aquele caso, está no termo difusivo da equação de energia da matriz, no qual será aplicada uma das condições de contorno. Conforme o procedimento realizado no Item D.1.2, a integração do termo difusivo da Eq. (D.10) forneceu a Eq. (D.12) mostrada aqui novamente.

$$\left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) \int_w^e \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial}{\partial x} \left( k_m \frac{\partial T_m}{\partial x} \right) dt dx = \left( \frac{1-\sigma}{\sigma} \right) \int_t^{t+\Delta t} \left[ k_{em} \frac{\partial T_m}{\partial x} \Big|_e - k_{wm} \frac{\partial T_m}{\partial x} \Big|_w \right] dt \quad (D.12)$$

Dentre as condições de contorno apresentadas no Item 4.2.2, foi estabelecido que não ocorre processo difusivo nas fronteiras da matriz, sendo estas consideradas adiabáticas. Em termos matemáticos, tal condição é representada através de uma derivada nula da temperatura nas extremidades da malha computacional, de tal forma que  $(\partial T_m / \partial x) = 0$ .

Baseado na Figura D.2 e observando a Eq. (D.12), tem-se para a fronteira esquerda da matriz que  $\frac{\partial T_m}{\partial x} \Big|_w = 0$  e  $\frac{\partial T_m}{\partial x} \Big|_e \cong \left( \frac{T_{Em} - T_{Pm}}{(\delta x)_e} \right)$ . Substituindo essas relações na Eq. (D.12), manipulando e seguindo o mesmo procedimento realizado no Item D.1.2, onde  $(k_{em} = k_{wm} = k_m)$  e  $(\delta x)_e = (\delta x)_w = (\delta x)$ , o termo difusivo da equação de energia da matriz, Eq. (D.10), para a fronteira esquerda fica:

$$\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\int_t^{t+\Delta t}\left[k_{em}\frac{\partial T_m}{\partial x}\Big|_e - k_{wm}\frac{\partial T_m}{\partial x}\Big|_w\right]dt = \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\Delta t\frac{k_m}{(\delta x)}(T_{Em}^I - T_{Pm}^I) \quad (D.18)$$

Substituindo então as Eqs. (D.8), (D.11) e (D.18) na Eq. (D.10) e rearranjando esta equação chega-se a equação de energia discretizada para a fronteira esquerda da malha computacional da matriz, Eq. (D.15).

$$\begin{aligned} &\left[\frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right) + \frac{h \Delta x}{r_h} + \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k_m}{(\delta x)}\right]T_{Pm}^I - \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k_m}{(\delta x)}T_{Em}^I = \\ &= \frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)T_{Pm}^0 + \frac{h \Delta x}{r_h}T_{Pg}^I \end{aligned} \quad (D.19)$$

Comparando a Eq. (D.19) com a equação geral do método de volumes finitos, Eq. (D.1), tem-se que os coeficientes da Eq. (D.19) são dados por:

$$\begin{aligned} a_w &= 0, & a_p &= \left[\frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right) + \frac{h \Delta x}{r_h} + \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k_m}{(\delta x)}\right], \\ a_E &= \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k_m}{(\delta x)}, & b &= \frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)T_{Pm}^0 + \frac{h \Delta x}{r_h}T_{Pg}^I. \end{aligned}$$

Para a fronteira direita da malha computacional da matriz tem-se que  $\frac{\partial T_m}{\partial x}\Big|_e = 0$  e  $\frac{\partial T_m}{\partial x}\Big|_w \cong \left(\frac{T_{Pm} - T_{Wm}}{(\delta x)_w}\right)$ . Substituindo essas relações na Eq. (D.12), manipulando e seguindo o mesmo procedimento realizado no Item D.1.2, onde  $(k_{em} = k_{wm} = k_m)$  e  $(\delta x)_e = (\delta x)_w = (\delta x)$ , o termo difusivo da equação de energia da matriz, Eq. (D.10), para a fronteira direita fica:

$$\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\int_t^{t+\Delta t}\left[k_{em}\frac{\partial T_m}{\partial x}\Big|_e - k_{wm}\frac{\partial T_m}{\partial x}\Big|_w\right]dt = \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\Delta t\frac{k_m}{(\delta x)}(T_{Pm}^I - T_{Wm}^I) \quad (D.20)$$

Substituindo então as Eqs. (D.8), (D.11) e (D.20) na Eq. (D.10) e rearranjando esta equação chega-se a equação de energia discretizada para a fronteira direita da malha computacional da matriz, Eq. (D.21).

$$\begin{aligned}
 & -\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k_m}{(\delta x)}T_{Wm}^I + \left[\frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right) + \frac{h \Delta x}{r_h} + \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k_m}{(\delta x)}\right]T_{Pm}^I = \\
 & = \frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)T_{Pm}^0 + \frac{h \Delta x}{r_h}T_{Pg}^I
 \end{aligned} \tag{D.21}$$

Comparando a Eq. (D.21) com a equação geral do método de volumes finitos, Eq. (D.1), tem-se que os coeficientes da Eq. (D.21) são dados por:

$$\begin{aligned}
 a_w &= \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k_m}{(\delta x)}, & a_p &= \left[\frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right) + \frac{h \Delta x}{r_h} + \left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)\frac{k_m}{(\delta x)}\right], \\
 a_E &= 0, & b &= \frac{\rho_m c_m \Delta x}{\Delta t}\left(\frac{1-\sigma}{\sigma}\right)T_{Pm}^0 + \frac{h \Delta x}{r_h}T_{Pg}^I.
 \end{aligned}$$

## Apêndice E

### Método para Resolução de Matrizes Tridiagonais (TDMA)

O *TDMA* é um método direto utilizado para resolver sistemas de equações em que a matriz dos coeficientes é tridiagonal. Nessas matrizes os elementos serão não nulos somente em sua diagonal principal e nas posições imediatamente à esquerda e à direita da diagonal principal. Para os  $N$  pontos nodais da malha computacional definida neste trabalho, há um conjunto de  $N$  equações lineares algébricas. Em termos computacionais, as equações para cada volume de controle são escritas na forma:

$$-a_i\Phi_{i-1} + b_i\Phi_i - c_i\Phi_{i+1} = d_i \quad (\text{E.1})$$

sendo  $\Phi$  a variável de interesse em cada ponto da malha computacional. Os coeficientes  $a_i$ ,  $b_i$ ,  $c_i$  e  $d_i$  devem satisfazer as seguintes condições,

$$a_i > 0, \quad b_i > 0, \quad c_i > 0 \quad (\text{E.2})$$

$$b_i > a_i + c_i \quad (\text{E.3})$$

A Figura E.1 representa a malha computacional, tanto para o gás como para a matriz, adotada neste trabalho. Para esta malha tem-se, na Eq. (E.1), que  $a_2 = 0$  e  $c_{N-1} = 0$ .

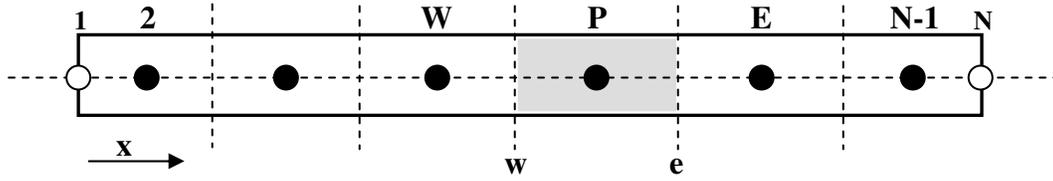


Figura E.1. Malha computacional.

Como na fronteira esquerda  $a_2 = 0$ , é possível exprimir  $\Phi_2$  em função de  $\Phi_3$  na equação discretizada do volume de controle do ponto nodal 2. Substituindo essa relação na equação discretizada do ponto nodal 3, é possível então exprimir  $\Phi_3$  em termos de  $\Phi_4$ , e assim por diante. Dessa forma, o processo de resolução da malha ocorre do seu final para o seu início, de tal forma que  $\Phi_{N-1}$  é obtido a partir de  $\Phi_N$ ,  $\Phi_{N-2}$  a partir de  $\Phi_{N-1}$  e assim sucessivamente. O método *TDMA* opera reduzindo o sistema de equações para a forma de matriz triangular superior, eliminando o termo  $\Phi_{i-1}$  em cada equação. De uma maneira genérica busca-se a relação:

$$\Phi_i = E_i \Phi_{i+1} + F_i \quad (\text{E.4})$$

sendo  $E$  e  $F$  coeficientes da equação. Isso após a obtenção prévia de,

$$\Phi_{i-1} = E_{i-1} \Phi_i + F_{i-1} \quad (\text{E.5})$$

Substituindo esta relação na Eq. (E.1) tem-se que:

$$-a_i (E_{i-1} \Phi_i + F_{i-1}) + b_i \Phi_i - c_i \Phi_{i+1} = d_i \quad (\text{E.6})$$

a qual pode ser rearranjada e comparada com a Eq. (E.5). Assim é possível observar que:

$$E_i = \frac{c_i}{b_i - a_i E_{i-1}} \quad (\text{E.7})$$

$$F_i = \frac{d_i + a_i F_{i-1}}{b_i - a_i E_{i-1}} \quad (\text{E.8})$$

Para o volume de controle de fronteira à esquerda,  $a_2 = 0$  e por isso  $E_2 = \frac{c_2}{b_2}$  e  $F_2 = \frac{d_2}{b_2}$ .

A partir destes valores os novos pares  $E_3, F_3$ ;  $E_4, F_4$ ;  $E_5, F_5$  e os demais são obtidos pelas Eqs. (E.7) e (E.8). Na outra extremidade, para o volume de controle da fronteira direita, tem-se que  $c_{N-1} = 0$ , de tal forma que  $E_{N-1} = 0$  e, conseqüentemente,  $\Phi_{N-1} = F_{N-1}$ . Utilizando por fim em ordem decrescente os pares de valores  $E_i, F_i$  já calculados, obtém-se a seqüência dos valores  $\Phi_{N-2}$ ,  $\Phi_{N-3}$  até  $\Phi_2$  através da Eq. (E.4).



## Apêndice F

### Obtenção das Propriedades

Em geral, as propriedades termofísicas de um fluido variam com a temperatura e essa variação pode influenciar a taxa de transferência de calor. É comum encontrar na literatura as propriedades de transporte, como condutividade térmica e viscosidade dinâmica, e as propriedades termodinâmicas, como densidade e calor específico, tabeladas em função da temperatura. Em simulações computacionais que envolvem o processo de transferência de calor, é necessário o uso de equações para que as propriedades possam ser calculadas. Em muitas situações, uma aproximação razoável é utilizar a hipótese de propriedades do fluido constantes na temperatura média do escoamento. Para a maioria dos gases, com pressão e temperatura moderados, a densidade  $\rho$  do fluido é bem representada pela equação de estado de gás ideal, conforme segue:

$$\rho = p/(RT) \tag{F.1}$$

sendo  $p$  a pressão em que se encontra o gás,  $T$  a temperatura média e  $R$  uma constante especificada para cada gás. Para o ar  $R = 287 \text{ Nm/kgK}$ . Neste trabalho foi utilizado um valor médio para a pressão do ar na cidade de Campinas (SP), Brasil, sendo  $p = 93325,7 \text{ Pa}$ .

A viscosidade dinâmica  $\mu$  do fluido pode ser aproximada pela expressão de *Shutherland*, obtida a partir da teoria cinética de diluição de gases (White, 1974).

$$\frac{\mu}{\mu_0} \approx \left( \frac{T}{T_0} \right)^{3/2} \frac{T_0 + S}{T + S} \quad (\text{F.2})$$

sendo  $S$  uma temperatura efetiva em (K) chamada de constante de Shuterland, a qual é característica de cada gás. Os parâmetros  $T_0$  e  $\mu_0$  são valores de referência de temperatura e viscosidade dinâmica, enquanto  $T$  é a temperatura média em que se deseja obter o valor de  $\mu$ . No caso do ar tem-se que  $S = 111 \text{ K}$ ,  $T_0 = 273 \text{ K}$  e  $\mu_0 = 1,716 \cdot 10^{-5} \text{ Ns/m}^2$ .

A equação de Shuterland para o cálculo da viscosidade dinâmica do gás fornece também bons resultados quando utilizada para a obtenção da condutividade térmica  $k$  do gás (White, 1974), de tal forma que:

$$\frac{k}{k_0} \approx \left( \frac{T}{T_0} \right)^{3/2} \frac{T_0 + S}{T + S} \quad (\text{F.3})$$

sendo para este caso  $S = 194 \text{ K}$  e  $k_0 = 0,0241 \text{ W/mK}$ .

O calor específico à pressão constante  $c_p$  do fluido pode ser obtido por uma equação polinomial que é válida para vários gases para o intervalo de temperatura de 300 a 1000 K (Wark, 1983).

$$\frac{c_p}{R} = \alpha_0 + \beta_0 T + \gamma_0 T^2 + \delta_0 T^3 + \varepsilon_0 T^4 \quad (\text{F.4})$$

sendo, para o ar, as constantes  $\alpha_0 = 3,653$ ,  $\beta_0 = -1,337 \cdot 10^{-3}$ ,  $\gamma_0 = 3,294 \cdot 10^{-6}$ ,  $\delta_0 = -1,913 \cdot 10^{-9}$  e  $\varepsilon_0 = 0,2763 \cdot 10^{-12}$ .

As propriedades da matriz do regenerador foram admitidas constantes neste trabalho. Valores tabelados para a densidade, o calor específico e a condutividade térmica de diversos

materiais da matriz podem ser facilmente encontrados na literatura. Para os casos simulados do regenerador neste trabalho, foram utilizados para a matriz os seguintes materiais: aço carbono de baixa liga *AISI 1010* e a liga de alumínio *2024-T6*. Aço e alumínio são bastante frequentes em matrizes de regeneradores rotativos. As propriedades do aço e do alumínio utilizadas para a simulação do regenerador neste trabalho são mostradas na Tabela F.1.

Tabela F.1. Propriedades dos materiais da matriz utilizados nas simulações do regenerador.

	$c_m$ (J/kgK)	$k_m$ (W/mK)	$\rho_m$ (kg/m <sup>3</sup> )
<i>Alumínio 2024-T6</i>	875,0	177,0	2.770,0
<i>Aço AISI 1010</i>	434,0	63,9	7.832,0