

JUAN JOSÉ GONZÁLEZ BAYÓN

**INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DA INFLUÊNCIA DE
GERADORES DE VÓRTICES EM TROCADORES DE CALOR
COMPACTOS COM DUAS FILEIRAS DE TUBOS EM ARRANJO
ALTERNADO**

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção
do título de Doutor em Engenharia.

São Paulo
1999

JUAN JOSÉ GONZÁLEZ BAYÓN

**INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DA INFLUÊNCIA DE
GERADORES DE VÓRTICES EM TROCADORES DE CALOR
COMPACTOS COM DUAS FILEIRAS DE TUBOS EM ARRANJO
ALTERNADO**

Tese apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção
do título de Doutor em Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:
Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara

São Paulo
1999



FT-1373

DEDALUS - Acervo - EP-EPBC

Investigação experimental da influência de geradores de vórtices em trocadores de calor compactos co



31200026026

Aos meus pais,
à minha esposa Blanca,
aos meus filhos Gaby e Juan José.

AGRADECIMENTOS

Esta Tese não é resultado do trabalho de uma pessoa, como toda pesquisa deve-se ao esforço anônimo de muitos professores, colegas e amigos.

Agradeço primeiramente ao meu orientador Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara pelo permanente apoio, compreensão e estímulo.

Agradeço à Fundação de Amparo a Pesquisa do Estado de São Paulo pelo apoio financeiro para a realização desta Tese.

Ao Guillermo e ao Rubén, por sua solidariedade permanente e sua inestimável ajuda.

À comunidade de estudantes cubanos da Politécnica pela sua irmandade.

Aos amigos brasileiros da Pós-graduação, especialmente ao Rogério, pelo constante e desinteressado apoio.

A todos, muito obrigado.

SUMÁRIO

Lista de figuras	
Lista de tabelas	
Lista de símbolos	
1 Introdução	1
2 Objetivos	5
3 Revisão bibliográfica	6
3.1 Trocadores de calor tubo-aleta compactos com aletas lisas	6
3.2 Geradores de vórtices longitudinais	19
3.2.1. Placas planas e canais lisos com geradores de vórtices longitudinais	20
3.2.2. Trocadores de calor tubo-aleta compactos com aletas lisas e geradores de vórtices longitudinais	32
4. Analogia entre a transferência de calor e a transferência de massa	39
4.1. Introdução	39
4.2. Analogia calor-massa para fluido com propriedades constantes	39
5. Modelagem	47
5.1. Modelos experimentais	49
5.2. Características construtivas dos modelos ensaiados	53
6. Determinação dos coeficientes de transferência de calor	57
6.1. Introdução	57
6.2. Metodologia para a obtenção do coeficiente global de transferência de calor	57
6.3. Método de medição dos coeficientes locais de transferência de massa baseado na relação água evaporada - variação de cor.	63

6.3.1. Introdução.....	63
6.3.2. Descrição do método de medição	67
6.3.2.1. Determinação do coeficiente C	71
6.3.3. Aplicação do método na determinação dos coeficientes locais de transferência de calor	72
6.3.4. Validação do método de medição dos coeficientes locais	77
6.4. Aparato experimental	81
6.5. Medição de temperatura	82
6.6. Medição da massa	83
6.6.1. Correção da massa sublimada por convecção natural	83
6.7. Medição do tempo de teste.....	84
6.8. Medição da vazão de ar	85
6.9. Incertezas do método experimental.....	86
7. Determinação da perda de carga em modelos de trocadores de calor	
tubo-aleta	87
7.1. Introdução.....	87
7.2. Procedimento de verificação para a aplicação da técnica experimental.....	91
7.3. Aparato experimental	93
7.4. Técnica experimental e redução de dados	95
8. Transferência de calor	99
8.1. Testes de certificação do método experimental	99
8.2. Transferência de calor na geometria tubo-aleta lisa	104
8.3. Resultados do estudo paramétrico dos geradores de vórtices	114
8.3.1. Influência da posição dos geradores de vórtices	116

8.3.2. Influência do ângulo de ataque dos geradores de vórtices	124
8.3.3. Influência da razão de aspecto do gerador de vórtices.....	127
8.4. Influência dos geradores de vórtices na transferência de calor para diferentes geometrias de trocadores de calor	129
8.4.1. Transferência de calor global com GVL. nas duas fileiras de tubos.....	129
8.4.2. Transferência de calor global com GVL. apenas na primeira fileira de tubos..	132
8.4.3. Transferência de calor local	134
8.4.3.1. Número de Nusselt médio na seção transversal da aleta	137
9. Perda de carga.....	140
9.1. Validação do método experimental	140
9.2. Perda de carga das superfícies com geradores de vórtices	149
9.2.1. Discussão dos resultados	160
9.2.2. Influência da razão de aspecto na perda de carga	166
9.2.3. Influência do ângulo de ataque.....	168
9.2.4. Perda de carga devida a geradores de vórtices apenas primeira fileira de tubos.....	169
10. Análise global: Transferência de calor e perda de carga	171
10.1. Análise baseada na Primeira Lei da Termodinâmica.....	172
10.1.1. Influência da razão de aspecto	174
10.1.2. Influência do ângulo de ataque.....	176
10.1.3. Avaliação global da colocação de geradores de vórtices apenas na primeira fileira de tubos	177
10.2. Análise baseada na Segunda Lei da Termodinâmica	179
10.2.1. Avaliação de resultados	183

10.2.2. Análise para geradores de vórtices colocados apenas na primeira fileira de tubos	189
10.2.3. Análise da influência da razão de aspecto	192
11. Conclusões	194
ANEXO A. Análise de incertezas	199
ANEXO B. Gráficos de fator de atrito para modelos de trocador de calor tubo-aleta lisa.....	211
ANEXO C. Curvas do fator de atrito das superfícies com geradores de vórtices	218
ANEXO D. Correlações obtidas para o fator de atrito em trocadores de calor tubo-aleta compactos.....	235
Referências bibliográficas.....	239

LISTA DE FIGURAS

Figura	Pg.
Capítulo 3.	
3.1. Resultados de Rich (1973). Fator de Colburn e fator de atrito como função do número de Reynolds.....	7
3.2. Influência do número de fileiras de tubos na transferência de calor.....	9
3.3. Número de Sherwood global vs. número de Reynolds para trocadores de calor de 1, 2 e 3 fileiras de tubos	10
3.4. Regiões características da transferência de calor sobre a aleta.....	12
3.5. Comparação do fator j determinado através do modelo com os dados experimentais	13
3.6. Eficiência da aleta como função do número de Reynolds.....	14
3.7. Valores calculados de a) número de Nusselt médio b) perda de pressão vs. número de Reynolds para arranjos em linha e alternado	17
3.8. Efeito do número de fileiras de tubos sobre o número de Nusselt médio.....	18
3.9. Coeficiente global de transferência de calor (experimental e numérico) em função da velocidade de entrada.....	18
3.10. Tipos de geradores de vórtices longitudinais.....	19
3.11. Caracterização geométrica do gerador de vórtices	20
3.12. Modelo considerado por Brockmeier <i>et al.</i> , 1989	21
3.13. Arranjos de MAD para gerar vórtices: a.) com mesmo sentido de rotação b.) no sentido de rotação alternado.....	23
3.14. Esquema dos vórtices longitudinais observados por Yanagihara e Torii (1991).....	24
3.15. Definição do fluxo: a) comum ascendente. b) fluxo comum descendente.....	25
3.16. Intensificação da transferência de calor como função da razão de aspecto para um <i>GVL</i> tipo Asa Delta.....	26

Figura	Pg.
3.17. Coeficiente de arrasto obtido para diferentes tipos de <i>GVL</i> num canal como função do ângulo de ataque	27
3.18. Variação do número de Nusselt no canal: a) com AD. b) com AD estampada. c) sem gerador de vórtice longitudinal	28
3.19. Arranjos de geradores: a) configuração em linha; b) configuração alternada ...	30
3.20. Intensificação de transferência de calor e redução do fator de atrito (Fiebig <i>et al.</i> , 1990).....	33
3.21. Número de Nusselt médio na área de testes vs. número de Reynolds.....	34
3.22. Fator de atrito vs. número de Reynolds.....	35
 <u>Capítulo 5.</u>	
5.1. Esquema de um canal de trocador de calor com sua caracterização geométrica	47
5.2. Esquema dos modelos experimentais	50
5.3. Esquema representativo da composição das aletas de teste	54
5.4. Esquema das placas de naftaleno na aleta e no canal	55
 <u>Capítulo 6.</u>	
6.1. Método experimental.....	58
6.2. Fotos para a calibração do método de medição	71
6.3. Modelo de trocador de calor utilizado para as experiências.....	73
6.4. Número de Nusselt médio sobre a seção transversal $S_T/D=2,5$; $S_L/D=1,5$	78
6.5. Número de Nusselt médio sobre a seção transversal $S_T/D=2,75$; $S_L/D=1,5$	79
6.6. [Fluxo médio de massa transferida na seção transversal da aleta / Fluxo médio de massa na aleta] vs. coordenada x (Saboya, 1976).....	80
6.7. Instalação experimental para testes de transferência de massa	81
 <u>Capítulo 7.</u>	
7.1. Medição de força de arrasto numa seção de testes vertical (Fiebig <i>et al.</i> , 1990)	88
7.2. Perfis de velocidade. a) escoamento laminar ; b) escoamento turbulento	90

Figura	Pg.
7.3. Aparato experimental para a medição de arrasto	93
7.4. Esquema da instalação para a medição de arrasto	94
7.5. Esquema de forças presentes no sistema de medição de arrasto.....	96
<u>Capítulo 8.</u>	
8.1. Número de Sherwood global em função do número de Reynolds (aleta lisa)	100
8.2. Número de Nusselt global em função do número de Reynolds (aleta lisa).....	100
8.3. Disposição das placas de naftaleno no modelo de trocador de calor	101
8.4. Número de Sherwood global correspondente à primeira fileira de tubos.....	102
8.5. Número de Sherwood global correspondente à segunda fileira de tubos.....	102
8.6. Massa transferida em cada fileira com relação à massa total sublimada.....	103
8.7-8.12. Número de Nusselt em função de S_L/D ($S_L/D=1,5-2,75$ e $Re=300$)	105-108
8.13-8.18. Número de Nusselt em função de S_L/D ($S_L/D=1,5-2,75$ e $Re=1000$). 108-111	
8.19. Número de Nusselt local na aleta para espaçamentos longitudinais $S_L/D=1,5; S_L/D=1,75$	112
8.20. Comparação do número de Nusselt médio na seção transversal da aleta ($S_L/D=1,5; S_L/D=1,75$).....	113
8.21. Comparação do número de Nusselt médio na seção transversal da aleta ($S_L/D=2,5; S_L/D=2,75$).....	114
8.22. Parâmetros característicos dos geradores de vórtices	115
8.23. Posições de testes dos geradores de vórtices.....	115
8.24. Influência da posição dos GVL sobre a transferência de calor ($A=1$ e $\beta=45^\circ$).....	117
8.25. Influência da posição dos GVL sobre a transferência de calor ($A=1,5$ e $\beta=45^\circ$).....	117
8.26. Influência da posição dos GVL sobre a transferência de calor ($A=2$ e $\beta=45^\circ$).....	118
8.27. Influência da posição dos GVL sobre a transferência de calor ($A=1$ e $\beta=30^\circ$).....	118

Figura	Pg.
8.28. Influência da posição dos GVL sobre a transferência de calor ($A=1,5$ e $\beta=30^\circ$).....	119
8.29. Influência da posição dos GVL sobre a transferência de calor ($A=2$ e $\beta=30^\circ$).....	119
8.30. Visualização da transferência de massa na aleta para geometria tubo-aleta lisa.....	121
8.31. Distribuição do número de Nusselt sobre a superfície da aleta.....	121
8.32. Visualização da transferência de massa na aleta para geometria tubo-aleta com GVL nas duas fileiras ($S_T/D=2,75$; $S_L/D=1,5$)	122
8.33. Visualização da transferência de massa na aleta para geometria tubo-aleta com GVL nas duas fileiras de tubos (aleta estendida).....	122
8.34. Distribuição de Nusselt na aleta com GVL nas duas fileiras de tubos	123
8.35. Intensificação da transferência de calor produzida por GVL em trocadores de calor com uma e duas fileiras de tubos	124
8.36. Influência do ângulo de ataque sobre a transferência de calor (para $z_g/D=0,4$; $s/D=1,0$).....	125
8.37. Influência do ângulo de ataque sobre a transferência de calor (para $z_g/D=0,4$; $s/D=0,8$).....	125
8.38. Visualização do efeito dos vórtices longitudinais sobre a placa usando GVL com $A=2$ para $\beta=45^\circ$ e $\beta=60^\circ$	126
8.39. Visualização do efeito dos vórtices longitudinais sobre a placa usando GVL com $A=1$ para $\beta=45^\circ$ e $\beta=60^\circ$	126
8.40. Influência da razão de aspecto do GVL na transferência de calor.....	128
8.41. Esquema mostrando a colocação dos geradores de vórtices	129
8.42. Influência dos GVL sobre a transferência de calor para diferentes geometrias de trocador de calor $Re=300$	131
8.43. Influência dos GVL sobre a transferência de calor para diferentes geometrias de trocador de calor $Re=1000$	131

Figura	Pg.
8.44. Posição de teste dos geradores de vórtices quando usados apenas à jusante da primeira fileira.....	133
8.45. Influência dos <i>GVL</i> na primeira fileira de tubos sobre a transferência de calor para diferentes geometrias de trocador de calor.....	134
8.46. Número de Nusselt local para trocador de calor tubo-aleta lisa em arranjo alternado ($S_T/D=2,75$; $S_L/D=1,5$).....	135
8.47. Número de Nusselt local para trocador de calor tubo-aleta com geradores de vórtices nas duas fileiras ($S_T/D=2,75$; $S_L/D=1,5$; $A=2$; $\beta=45^\circ$)	136
8.48. Número de Nusselt médio na seção transversal da aleta em função da coordenada x ($S_T/D=2,75$; $S_L/D=1,5$; $A=2$; $\beta=45^\circ$).....	137
8.49. Número de Nusselt médio na seção transversal da aleta para <i>GVL</i> nas duas fileiras e <i>GVL</i> apenas na primeira fileira ($S_T/D=2,75$; $S_L/D=1,5$; $A=2$; $\beta=45^\circ$)	139
<u>Capítulo 9</u>	
9.1. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,0$; $S_L/D=1,75$).....	142
9.2. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,0$; $S_L/D=2,0$)	142
9.3. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,0$; $S_L/D=2,25$).....	142
9.4. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,0$; $S_L/D=2,5$)	143
9.5. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,25$; $S_L/D=1,75$).....	143
9.6. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,25$; $S_L/D=2,00$).....	143
9.7. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,25$; $S_L/D=2,25$).....	144
9.8. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,25$; $S_L/D=2,5$).....	144
9.9. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,5$; $S_L/D=1,75$).....	144
9.10. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,5$; $S_L/D=2,0$).....	145
9.11. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,5$; $S_L/D=2,25$).....	145
9.12. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,5$; $S_L/D=2,5$).....	145
9.13. Influência do espaçamento longitudinal no fator de atrito ($Re=300$)	148
9.14-9.18. Fator de atrito da superfície com <i>GVL</i> referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=1,5$; $S_L/D=1,5-2,5$).....	150-151

Figura	Pg.
9.19-9.23. Fator de atrito da superfície com GVL referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=1,75$; $S_L/D=1,5-2,5$)	151-153
9.24-9.28. Fator de atrito da superfície com GVL referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,0$; $S_L/D=1,5-2,5$)	153-154
9.29-9.33. Fator de atrito da superfície com GVL referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,25$; $S_L/D=1,5-2,5$)	155-156
9.34-9.38. Fator de atrito da superfície com GVL referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,5$; $S_L/D=1,5-2,5$)	156-158
9.39-9.43. Fator de atrito da superfície com GVL referido à superfície lisa vs. número de Reynolds($S_T/D=2,75$; $S_L/D=1,5-2,5$)	158-159
9.44. Fotos que captam a separação da camada limite na geometria tubo-aleta para $Re=450$	162
9.45. Fotos que captam a separação da camada limite na geometria tubo-aleta para $Re=750$	163
9.46. Influência do espaçamento entre tubos no incremento do fator de atrito ff_0 ($Re=300$)	165
9.47. Influência do espaçamento entre tubos no incremento do fator de atrito ff_0 ($Re=1000$)	165
9.48. Variação da razão ff_0 como função do espaçamento entre tubos (GVL apenas na primeira fileira)	170
<u>Capítulo 10</u>	
10.1. ($Nu/Nu_0 / ff_0$) versus espaçamento longitudinal $Re=300$	172
10.2. ($Nu/Nu_0 / ff_0$) versus espaçamento longitudinal $Re=1000$	173
10.3. Influência da razão de aspecto no fator ($Nu/Nu_0 / ff_0$) para $Re=1000$	175
10.4. Influência do ângulo de ataque no fator ($Nu/Nu_0 / ff_0$) para $Re=1000$	176
10.5. ($Nu/Nu_0 / ff_0$) para GVL na primeira fileira de tubos versus espaçamento longitudinal ($Re=1000$)	178
10.6. Comportamento de Ns em função do espaçamento entre tubos ($Re=300$).....	184

Figura	Pg.
10.7. Comportamento de Ns em função do espaçamento entre tubos ($Re=1000$).....	184
10.8. Comportamento da exergia total destruída pela superfície intensificada e suas parcelas componentes vs. S_L/D	186
10.9. Comportamento da exergia destruída Ns em função do espaçamento transversal ($Re=300$)	187
10.10. Relação entre a intensificação da transferência de calor-exergia destruída vs. espaçamento longitudinal ($Re=300$).....	188
10.11. Relação entre a intensificação da transferência de calor-exergia destruída vs. espaçamento longitudinal ($Re=1000$).....	188
10.12. Comportamento de Ns em função do espaçamento entre tubos (GVL na primeira fileira $Re=1000$)	189
10.13. Relação entre a intensificação da transferência de calor-exergia destruída vs. espaçamento longitudinal (GVL apenas na primeira fileira de tubos)	191
10.14. Comportamento de Ns em função do espaçamento entre tubos ($Re=1000$)...	192

LISTA DE TABELAS

Tabela	Pg.
<u>Capítulo 3.</u>	
3.1. Influência de cada fileira de tubos sobre o coeficiente global de transferência de massa em função do número de Reynolds (Saboya e Sparrow, 1976b)	11
<u>Capítulo 5.</u>	
5.1. Valores de diâmetros de tubo definidos para os modelos experimentais.....	51
5.2. Características geométricas dos modelos experimentais	51
5.3. Número de aletas dos modelos experimentais	53
<u>Capítulo 6.</u>	
6.1. Resultados estatísticos da determinação do coeficiente C	71
6.2. Dimensões dos trocadores de calor usados para validar o método.....	77
6.3. Comparação dos valores médios do número de Nusselt	78
6.4. Estimativa de massa sublimada vs. tempo	85
6.2. Incertezas estimadas para a determinação dos adimensionais de transferência de massa e de calor.....	86
<u>Capítulo 8.</u>	
8.1. Parâmetros geométricos dos modelos de trocador de calor	99
8.2. Valores de Nusselt em função do espaçamento entre tubos ($Re=300$)	104
8.3. Valores de Nusselt em função do espaçamento entre tubos ($Re=1000$)	105
8.4. Faixas de variação dos parâmetros dos geradores de vórtices.....	116
8.5. Valores de Nu/Nu_0 para trocadores de calor tubo-aleta com GVL nas duas fileiras de tubos ($A=2$ e $Re=300$)	130
8.6. Valores de Nu/Nu_0 para trocadores de calor tubo-aleta com GVL nas duas fileiras de tubos ($A=2$ e $Re=1000$)	130
8.7. Valores de Nu/Nu_0 para trocadores de calor tubo-aleta com GVL na primeira fileira de tubos ($A=2$).....	133

Tabela	Pg.
<u>Capítulo 9</u>	
9.1. Faixas de validade para a correlação empírica de Gray & Webb (1986).....	140
9.2. Região de superposição dos modelos experimentais com a faixa de validade da correlação de Gray & Webb (1986).....	141
9.3. Comparação dos valores do fator de atrito f	146
9.4. Resumo dos valores de incremento do fator de atrito (ff_0) para $A=2$; $\beta=45^\circ$..	160
9.5. Comportamento de $(ff_0)_{A=1} / (ff_0)_{A=2}$ para $\beta=45^\circ$	167
9.6. Variação da razão (ff_0) em função do ângulo de ataque do <i>GVL</i>	168
9.7. Variação da razão ff_0 como função do espaçamento entre tubos (<i>GVL</i> apenas na primeira fileira)	169
<u>Capítulo 10</u>	
10.1. Influência da razão de aspecto no fator $(Nu/Nu_0 / ff_0)$	174
10.2. Influência do ângulo de ataque no fator $(Nu/Nu_0 / ff_0)$	176
10.3. Valores Ns em função do espaçamento entre tubos $Re=300$	183
10.4. Valores Ns em função do espaçamento entre tubos $Re=1000$	183
10.5. Valores Ns em função do espaçamento entre tubos (<i>GVL</i> na 1ª fileira).....	189
10.6. Diferença na razão $(Nu/Nu_0)/Ns$ para <i>GVL</i> nas duas fileiras e <i>GVL</i> apenas na primeira fileira	191

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área.	[m ²]
A_n	Área de naftaleno	[m ²]
B	Limite de desvio.	-
B	Largura do canal	[mm]
C	Coefficiente de cor	[g]
b	Comprimento da corda do gerador de vórtice.	[mm]
D	Força de arrasto	[N]
D	Diâmetro do tubo	[mm]
\mathcal{D}	Coefficiente de difusão	[m ² / s]
D_h	Diâmetro hidráulico	[mm]
E	Espaçamento entre aletas (altura do canal)	[mm]
E_x	Exergia	[kJ]
e	Espessura de aleta	[mm]
h_c	Coefficiente local de transferência de calor	[W / m ² K]
\bar{h}_c	Coefficiente médio de transferência de calor	[W / m ² K]
h_m	Coefficiente local de transferência de massa	[m / s]
\bar{h}_m	Coefficiente médio de transferência de massa	[m / s]
H	Altura do gerador de vórtice	[mm]
k	Condutividade térmica	[W / m.K]
L	Comprimento característico	[mm]
M	Massa molecular	[kg / mol]
m	Massa	[kg]
\dot{m}	Fluxo de massa transferida	[kg / m ² s]
p	Pressão	[Pa]
P	Limite de precisão	-
R	Constante universal dos gases	[J / mol.K]
s	Espaçamento entre geradores de vórtices	[mm]
S	Erro de precisão	-
S_T	Espaçamento transversal	[mm]
S_L	Espaçamento longitudinal	[mm]

T	Temperatura	[K]
u	Velocidade na direção principal do escoamento (x)	[m /s]
U	Incerteza	-
v	Velocidade transversal à superfície (z)	[m /s]
\dot{V}	Vazão volumétrica	[m ³ /s]
x	Coordenada na direção principal do escoamento	[mm]
y	Coordenada transversal paralela à superfície	[mm]
z	Coordenada na direção perpendicular à superfície	[mm]
z_g	Coordenada axial da posição do gerador de vórtice	[mm]

GREGOS:

β	Ângulo de ataque do gerador de vórtice.	[°]
δc	Mudança de cor do ponto	-
Δp	Diferença de pressão	[Pa]
Δm	Massa sublimada	[kg]
Δm_c	Correção de massa sublimada	[kg]
τ	Intervalo de tempo	[s]
ΔT	Diferença de temperatura	[K]
μ	Viscosidade dinâmica	[Pa-s]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² / s]
ρ	Densidade	[kg /m ³]
Λ	Razão de aspecto do gerador de vórtices	-

ADIMENSIONAIS:

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho u^2} \frac{D_h}{2L}$$

Fator de atrito

$$j = St_m \cdot Sc^{1-n} = St_c \cdot Pr^{1-n}$$

Fator de Colburn

$$Nu = \frac{h_c D_h}{k}$$

Número de Nusselt

$$N_s = \frac{\dot{S}_{ger,int}}{\dot{S}_{ger,ref}}$$

Número de geração de entropia por intensificação

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

da transferência de calor

Número de Prandtl

$$Re = \frac{uD_h}{\nu}$$

Número de Reynolds

$$Sc = \frac{\nu}{D}$$

Número de Schmidt

$$Sh = \frac{h_m D_h}{D}$$

Número de Sherwood

$$St_c = \frac{h_c}{\rho u c_p}$$

Número de Stanton de calor

$$St_c = \frac{h_m}{u}$$

Número de Stanton de massa

SUBSCRITOS:

<i>a</i>	Ar
<i>c</i>	Calor
<i>g</i>	Gerador de vórtices
<i>m</i>	Massa
<i>n</i>	Naftaleno
<i>s</i>	Sólido
<i>sn</i>	Sublimação natural
<i>ST</i>	Seção de testes
<i>v</i>	Vapor
<i>w</i>	Parede
<i>x</i>	Eixo x
<i>y</i>	Eixo y
<i>z</i>	Eixo z
<i>o</i>	Condição inicial
∞	Condição ao longe

SOBRESCRITOS:

*	Variável adimensional.
---	------------------------

Neste trabalho é apresentado um estudo experimental da influência dos geradores de vórtices longitudinais do tipo *Delta Winglet Pair* na intensificação da transferência de calor e a perda de carga em trocadores de calor tubo-aleta compactos com duas fileiras de tubos em arranjo alternado. A técnica da sublimação de naftaleno é usada para determinar o coeficiente global da transferência de calor baseada na analogia entre a transferência de calor e a transferência de massa. Os coeficientes locais de transferência de calor são determinados por uma técnica de evaporação que relaciona as variações dos tons de cor da superfície com a umidade da mesma. Esta técnica, também baseada na analogia calor-massa, foi desenvolvida para esta pesquisa. A perda de carga é determinada através de um sistema de medição da força de arrasto. Na pesquisa é realizado o estudo da influência dos parâmetros geométricos dos geradores de vórtices montados sobre a superfície das aletas (ângulo de ataque, razão de aspecto e posição). O estudo é conduzido para diferentes espaçamentos longitudinais e transversais entre tubos e diferentes valores de número de Reynolds na faixa de $Re=300-1000$. Os resultados mostraram que razoáveis incrementos da transferência de calor global podem ser atingidos (até 20,5%) para determinados parâmetros dos geradores de vórtices. A perda de carga também apresentou incrementos com relação à superfície lisa, obtendo-se os maiores valores para os números de Reynolds menores. Os resultados da análise baseada na Segunda Lei da Termodinâmica demonstraram que com a utilização dos geradores de vórtices reduz-se a exergia destruída no trocador de calor quando comparado com a superfície lisa, indicando a vantagem da técnica de intensificação que consegue incrementar a transferência de calor diminuindo exergia destruída pelas superfícies.

ABSTRACT

This work presents an experimental study of the influence of Delta Winglets longitudinal vortex generators on the heat transfer enhancement and flow losses in fin-tube heat exchangers with two rows of tubes in alternate arrangement. The naphthalene sublimation technique was used to determine the global heat transfer coefficient based on the heat-mass transfer analogy. The local heat transfer coefficients were determined by using an evaporation technique based on the relation between the humidity content and the tonality (color) of the surface. This technique was developed specially for this work. The flow losses were determined by mean of a drag force measurement system. A parametric study of the longitudinal vortex generators mounted on the surface of the fins was carried out. The position, attack angle and aspect ratio of vortex generators were considered. The study was conducted for different longitudinal and transversal tube spacings and for values of the Reynolds number between 300 and 1000. Reasonable values of heat transfer enhancement (20,5%) for some vortex generators parameters sets were achieved. The flow losses of the enhanced surface were also increased, when compared to the smooth surface. This increase was higher for smaller Reynolds numbers. The analysis based on the Second Law of Thermodynamics showed that the destroyed exergy on surfaces with longitudinal vortex generator was smaller than on smooth surfaces. The results indicate that the use of vortex generators in fin-tube configurations is advantageous, leading to a heat transfer augmentation with the reduction of exergy consumption.

CAPÍTULO 1

1. INTRODUÇÃO

Os trocadores de calor compactos são usados em múltiplas aplicações. Por isso qualquer técnica que melhore seu desempenho em termos de redução de custos de manufatura através do uso de menos material, ou em termos de redução de custos de operação, pela diminuição das perdas de energia, é de grande importância técnica e econômica .

A necessidade de melhorar o desempenho é especialmente importante em trocadores de calor compactos que trabalham com gases, pois num trocador de calor tubo-aleta a resistência à transferência de calor no lado dos gases é 10-50 vezes maior que no lado do líquido. Normalmente a superfície do lado do gás é aumentada, através de aletas, para compensar seu baixo coeficiente de transferência de calor, sendo que o aumento da área das aletas é limitado pela eficiência das mesmas. Por outro lado, nos trocadores de calor compactos o escoamento geralmente ocorre no regime laminar, que é a causa dos baixos coeficientes de transferência de calor.

Portanto qualquer método utilizado para melhorar o desempenho dos trocadores de calor compactos deve ter como objetivo torná-los mais compactos através da utilização de técnicas de intensificação da transferência de calor, o que se traduz no aumento do coeficiente médio de transferência de calor. Outro aspecto importante é que as perdas de carga associadas também sejam reduzidas, ou pelo menos que seu acréscimo seja pequeno quando comparado com o aumento no coeficiente de transferência de calor.

Com este fim, um grande número de pesquisadores vêm trabalhando por vários anos no desenvolvimento de métodos que aumentam as taxas de transporte sobre as

superfícies de transferência de calor, baseados em dispositivos que provocam a quebra da camada limite do escoamento ou que gerem estruturas vorticais. Destacam-se dentro do primeiro grupo as aletas do tipo venezianas e as do tipo alternadas.

Já no segundo grupo, a geração de estruturas vorticais no escoamento é conseguida por diferentes mecanismos, tais como os vórtices de Taylor-Goertler gerados por superfícies côncavas, os chamados vórtices ferradura (*horseshoe vortex*) que aparecem nas protuberâncias de superfícies e os vórtices longitudinais produzidos por elementos em forma de asas colocados ou estampados sobre a superfície, denominados geradores de vórtices longitudinais, que produzem um forte escoamento secundário que projeta-se na direção principal do escoamento com um aumento na área de ação do mesmo e ao mesmo tempo com uma diminuição da intensidade.

Uma série de publicações de estudos relativamente recentes sobre os Geradores de Vórtices Longitudinais (*GVL*) tem mostrado a potencialidade dos mesmos para intensificar a transferência de calor com reduções ou pequenos acréscimos na perda de carga do escoamento, assim como a possibilidade de controlar a transferência de calor através da atuação sobre os parâmetros do vórtice, i.e., intensidade, tamanho, distância da parede, etc. Mesmo assim, existem poucos resultados experimentais que tratam do aspecto térmico e da perda de carga envolvendo escoamentos com *GVL*.

Da análise dos trabalhos realizados pelo grupo que abriga esta pesquisa no Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP [Rodrigues Jr. (1996); Sabanai (1996) e Bayón (1996) sob a orientação do Prof. Jurandir Yanagihara], observa-se que representam apenas uma etapa inicial para a aplicação dos geradores de vórtices em trocadores de calor, pois referem-se a geometrias de trocadores de calor tubo-aleta simples, sendo que a análise dos trabalhos realizados por outros autores mostra que apenas dois utilizam geometrias próximas de um trocador de calor real, Valencia *et al.*

(1993) experimental e Fiebig *et al.* (1995) numérico. Ambos os trabalhos empregam os resultados de posição e ângulo de ataque dos geradores de vórtices obtidos por Fiebig *et al.* (1990) em um canal com um único tubo e sem pesquisar a influência de outros parâmetros dos geradores.

Tendo em vista as questões assinaladas e considerando que as pesquisas nesta área podem fornecer resultados importantes para os projetos de trocadores de calor compactos, neste trabalho (extensão da Dissertação de Mestrado de Bayón, 1996) é avaliada a influência dos diferentes parâmetros do trocador e dos geradores de vórtices na transferência de calor e na perda de carga considerando modelos mais próximos da geometria do trocador real (trocador com duas fileiras de tubos com arranjo alternado).

O objetivo da tese é dirigido ao estudo da intensificação da transferência de calor devido aos geradores de vórtices longitudinais sobre a superfície das aletas, sem entrar no mérito dos seus efeitos sobre a transferência de calor nos tubos.

Os estudos experimentais para a determinação dos coeficientes de transferência de calor globais são desenvolvidos através da aplicação da analogia entre a transferência de calor e de massa utilizando a técnica de sublimação de naftaleno, já bastante difundida e usada com sucesso anteriormente. Para a determinação dos coeficientes locais de transferência de calor é utilizada também a analogia entre a transferência de calor e de massa utilizando uma técnica desenvolvida no trabalho. A referida técnica baseia-se num método de evaporação, que considera a variação dos tons de cor da superfície em função da água transferida.

Ao longo do texto desta Tese de Doutorado são descritos, agrupados em capítulos, a revisão bibliográfica dos trabalhos publicados acerca de trocadores de calor do tipo tubo-aleta e do estado da arte da intensificação da transferência de calor através de geradores de vórtices longitudinais; a analogia entre a transferência de calor e a

transferência de massa; a definição dos modelos de ensaio; as técnicas para a medição dos coeficientes de transferência de calor, onde são expostas a aplicação do método experimental da sublimação de naftaleno para determinar os coeficientes globais de transferência de calor e da técnica baseada na variação dos tons de cor da superfície com a transferência de massa para determinação dos coeficientes locais de transferência de calor; a técnica para a determinação da perda de carga nos modelos de trocadores de calor junto à instalação experimental desenvolvida para o efeito; a análise dos resultados apresentada em três partes, a primeira onde apenas são avaliados os resultados dos coeficientes de transferência de calor, a segunda dedicada a avaliar os resultados de perda de carga e finalmente é realizada análise global de ambos fatores, transferência de calor e perda de carga, através dos pontos de vista da Primeira e da Segunda Lei da Termodinâmica e as conclusões, onde são resumidos os resultados fundamentais do trabalho.

CAPÍTULO 2

2. OBJETIVOS

O objetivo fundamental desta Tese de Doutorado é fornecer informações que possibilitem avaliar a aplicação prática dos geradores de vórtices longitudinais em trocadores de calor compactos do tipo tubo-aleta.

Para atingir este objetivo, os seguintes objetivos parciais serão considerados:

- 1) Determinar os coeficientes locais e globais de transferência de calor e a perda de carga das superfícies lisa e das superfícies com geradores de vórtices visando avaliar o efeito de intensificação da transferência de calor e a influência sobre a perda de carga produzidos pela utilização de geradores de vórtices longitudinais em modelos de trocadores de calor compactos com duas fileiras de tubos com arranjo alternado.
- 2) Determinar a influência dos parâmetros dos geradores de vórtices (posição, geometria e ângulo de ataque) e os parâmetros geométricos do trocador de calor sobre a transferência de calor e a perda de carga.
- 3) Através da utilização de critérios de avaliação global de superfícies intensificadoras baseados na Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica, determinar as geometrias e posicionamento dos geradores de vórtices mais adequados para a aplicação em trocadores de calor compactos.

CAPÍTULO 3

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Introdução.

Levando-se em consideração que o objetivo do presente trabalho é o estudo da intensificação de transferência de calor e da perda de carga em trocadores de calor compactos do tipo tubo-aleta com duas fileiras de tubos em arranjo alternado através da utilização de geradores de vórtices longitudinais, a revisão da literatura foi organizada em dois grandes temas:

1. Trocadores de calor tubo-aleta compactos com aletas lisas.
2. Geradores de Vórtices Longitudinais.
 - 2.1. Placas planas e canais lisos com Geradores de Vórtices Longitudinais
 - 2.2. Trocadores de calor tubo-aleta compactos com aletas lisas e Geradores de Vórtices Longitudinais.

Os trabalhos revisados são apresentados em cada tópico seguindo uma ordem cronológica de publicação que permite acompanhar o desenvolvimento dos conhecimentos.

A revisão bibliográfica foi estruturada inicialmente sobre a base do período de tempo de 1988 até 1998, derivando das próprias referências bibliográficas das publicações consultadas os trabalhos anteriores de maior importância relacionados com a linha de pesquisa seguida nesta tese.

3.1. Trocadores de calor tubo-aleta compactos com aletas lisas.

Rich (1973) realizou um estudo experimental da transferência de calor e da perda de carga em trocadores de calor tubo-aleta compactos com aletas lisas. Os trocadores

investigados eram formados por quatro fileiras de tubos colocados num arranjo alternado (quincôncio). A geometria do trocador de calor foi mantida constante, sendo investigada apenas a influência da densidade de aletas, a qual foi variada entre 0 e 811 aletas/m. Os resultados foram expressos através de correlações para o fator de Colburn (j) e o fator de atrito (f) em função do número de Reynolds (Re_l , definido a partir do espaçamento longitudinal entre tubos). As equações propostas por Rich foram: $j=0,195Re_l^{-0,35}$; $f=1,70 Re_l^{-0,5}$, cujo comportamento é apresentado na figura 3.1.

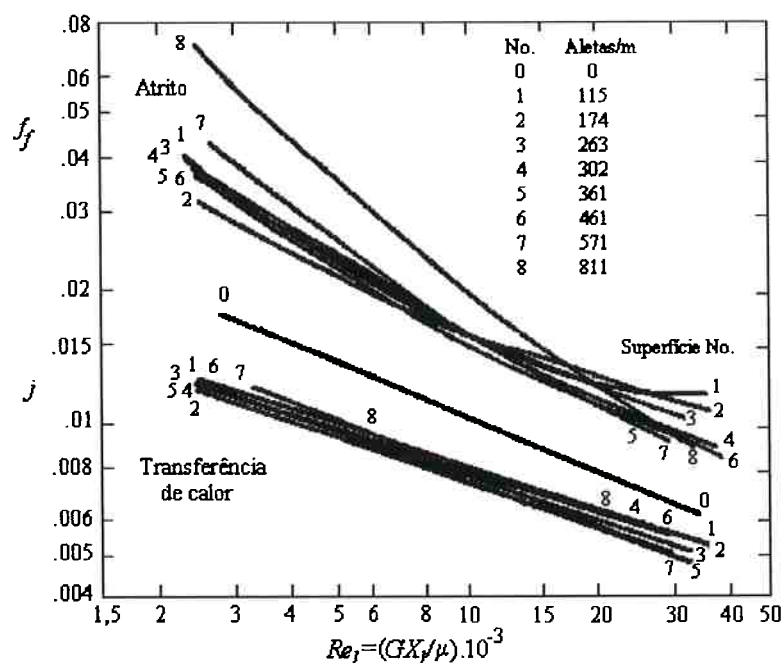


Figura 3.1. Resultados de Rich (1973). Fator de Colburn e fator de atrito como função do número de Reynolds (Re_l).

Os resultados da figura 3.1 mostraram que o coeficiente de transferência de calor é independente do espaçamento entre aletas na faixa de 115-811 aletas/m, quando a vazão mássica de ar é mantida constante, e que o coeficiente de transferência de calor do banco de tubos sem aletas é aproximadamente 40% maior que para o banco de tubos aletados. Para a avaliação do efeito do espaçamento entre aletas no fator de atrito da aleta (f_f), Rich assumiu o arrasto total como a soma de dois componentes: um devido ao

arrasto causado pelo banco de tubos não aletados e outro devido ao arrasto causado pelas aletas. Assim, a força de arrasto produzida pelas aletas foi determinada como a diferença entre a força de arrasto total e a força de arrasto sobre os tubos não aletados. Na figura 3.1 pode observar-se que os resultados para o coeficiente de atrito f_f são praticamente independentes do espaçamento entre aletas, com exceção das curvas 7 e 8 (para pequeno espaçamento entre aletas), a quais mostram resultados inesperados. Nesses dois casos a relação (j/f) diminui com relação a outros espaçamentos entre aletas maiores, o qual é contrário ao esperado. Apesar deste trabalho constituir uma referência clássica para o estudo das geometrias tubo-aleta lisa com arranjo de tubos alternados, para nosso trabalho suas informações tornam-se limitadas pois foram desenvolvidas para arranjos com quatro fileiras de tubos.

Rich (1975) utilizou a mesma geometria de trocador de calor que no trabalho precedente, mas agora com número de aletas fixado em 571 aletas/m com o objetivo de investigar o efeito do número de fileiras de tubos sobre a transferência de calor. Foram estudados trocadores de calor de 1 a 6 fileiras de tubos em arranjo alternado, para uma faixa de número de Reynolds de $2500 < Re_t < 35000$. O coeficiente global de transferência de calor foi medido para cada caso (figura 3.2).

Os resultados obtidos em termos do fator de Colburn (j) mostraram que, para valores do número de Reynolds (Re_t) inferiores a 15000, a transferência de calor decresce com o aumento do número de fileiras de tubos. Para valores de Re_t superiores a 15000 o comportamento é o oposto, ou seja, a transferência de calor mostra tendência a crescer com o aumento do número de fileiras de tubos.

O autor fez apenas algumas suposições a respeito deste comportamento, sem apresentar nenhuma conclusão. Shah e Webb (1982) analisaram este trabalho de Rich

(1975) e concluíram que os dados apresentados na figura 3.2 para três ou mais fileiras de tubos estão errados, particularmente aqueles encontrados para pequenos valores de Re_t para os quais j decresce com a diminuição do número de Reynolds.

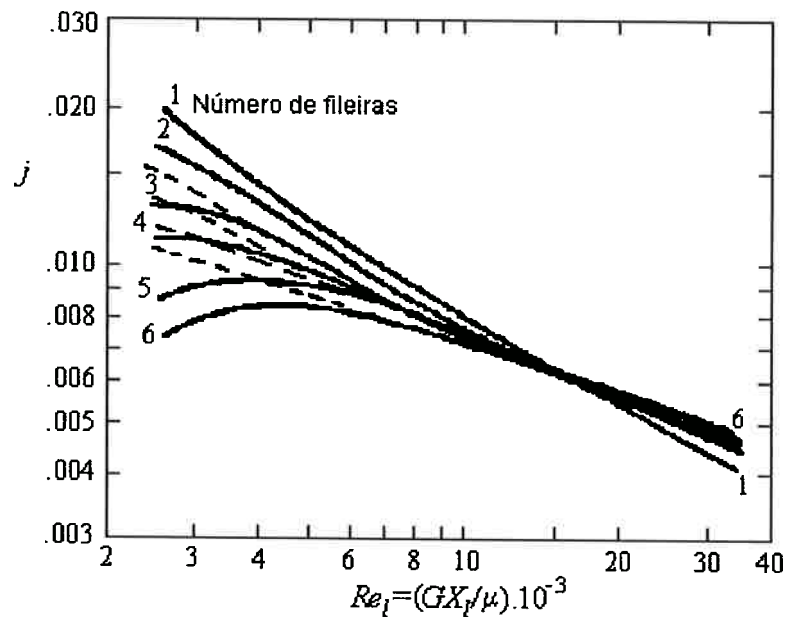


Figura 3.2. Influência do número de fileiras de tubos na transferência de calor.

Tal critério baseia-se na diferença de comportamento dos trocadores de calor de 1 e 2 fileiras de tubos com relação aos de 3 ou mais fileiras quando o número de Reynolds decresce. Os erros são atribuídos, segundo vários pesquisadores, às incertezas nas medições de vazão e de temperatura e às significativas perdas de calor ao ambiente, que estão presentes quando trabalha-se a baixas velocidades do ar. Para eliminar o comportamento anômalo nos dados de Rich (1975), Shah e Webb (1982) sugeriram utilizar as linhas retas pontilhadas apresentadas na figura 3.2.

Saboya e Sparrow (1974, 1976a, 1976b), numa série de três trabalhos, apresentaram importantes resultados neste tema ao estudar trocadores de calor com uma, duas e três fileiras de tubos com arranjo alternado. Os estudos foram realizados

utilizando a técnica de sublimação de naftaleno, apresentando os resultados em termos dos coeficientes locais e globais de transferência de massa. Os resultados dos estudos para baixos números de Reynolds ($Re < 1087$) confirmaram a conclusão, levantada dos dados de Rich (1975), de que o fator j decresce com o aumento do número de fileiras de tubos desde uma até três, sendo que o decréscimo no coeficiente de transferência vai diminuindo na medida que aumenta o número de fileiras, i.e., para $Re=216$, j decresce 14% de uma para duas fileiras e 7% de duas para três fileiras. Tal comportamento pode ser observado na figura 3.3 representado em termos do número de Sherwood médio.

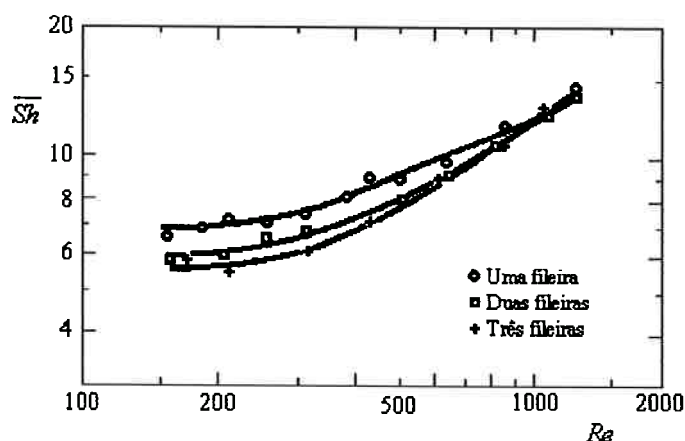


Figura 3.3. Número de Sherwood global vs. número de Reynolds para trocadores de calor de 1, 2 e 3 fileiras de tubos.

As medições dos coeficientes locais de transferência de massa (calor) mostraram a importância das diferentes estruturas do escoamento presentes neste tipo de geometria, i.e., o desenvolvimento da camada limite à montante da primeira fileira de tubos, o vórtice tipo ferradura que se forma ao redor dos tubos e a região de recirculação existente à jusante dos mesmos. Os autores observaram que, nos trocadores de calor com várias fileiras de tubos, o mecanismo predominante sobre a transferência de calor na região da primeira fileira é o desenvolvimento da camada limite, sendo que o vórtice de ferradura torna-se significativo na medida que o número de Reynolds aumenta. Já nas

fileiras posteriores, não existe camada limite se desenvolvendo e, em consequência, a transferência de calor é determinada pelos vórtices de ferradura que se formam logo à montante dos tubos. Foi observado que, para baixos números de Reynolds, a região correspondente à primeira fileira de tubos é a que apresenta a maior influência sobre a transferência de massa (calor) no trocador de calor, e na medida que o número de Reynolds cresce as fileiras posteriores aumentam sua influência no coeficiente global (tabela 3.1), devido ao aumento na intensidade dos vórtices nestas regiões.

Tabela 3.1. Influência de cada fileira de tubos sobre o coeficiente global de transferência de massa em função do número de Reynolds (Saboya e Sparrow, 1976b).

Re	$\bar{Sh}_1 \text{ fileira} / \bar{Sh}$	$\bar{Sh}_2 \text{ fileira} / \bar{Sh}$	$\bar{Sh}_3 \text{ fileira} / \bar{Sh}$
216	0,497	0,286	0,217
643	0,422	0,316	0,262
1087	0,348	0,314	0,338

Isto explica o comportamento observado na figura 3.3, onde foi notado que os coeficientes de transferência de massa (calor) dos trocadores de calor com várias fileiras de tubos tendem a ser próximos aos do trocador de calor com apenas uma fileira de tubos com o aumento no número de Reynolds.

McQuiston (1978) desenvolveu correlações empíricas para a transferência de calor e a perda de carga em trocadores de calor tubo-aleta compactos com aletas lisas e os tubos em arranjo alternado (quincôncio). No trabalho foram obtidas correlações generalizadas em termos do fator de Colburn (j) e do fator de atrito (f) a partir dos dados Rich (1973, 1975), Kays e London (1964) e de trabalhos do próprio autor. A expressão para j ficou em função do número de Reynolds, da área externa dos tubos e da área do trocador de calor, sendo que a mesma correlaciona os dados com 10% de incerteza. A expressão para o fator de atrito foi obtida com 35% de incerteza, embora para este caso

tenha-se levado em conta uma base de dados maior que para a correlação do fator de Colburn.

Nakayama e Xu (1983) realizaram estudos sobre a intensificação da transferência de calor em trocadores de calor tubo-aleta compactos com aletas tipo alternadas (*off-set*), tendo comparado os resultados com o trocador de calor de aletas lisas. O objetivo do trabalho consistiu em estabelecer correlações para o coeficiente global de transferência de calor em trocadores de calor tubo-aleta com arranjo alternado, tanto com aletas lisas quanto com aletas de tipo alternadas (*off set*), a partir de um modelo simplificado que determina o coeficiente global de transferência de calor no canal integrando as expressões que caracterizam os coeficientes locais de transferência nas diferentes regiões em que foi dividida a aleta (figura 3.4).

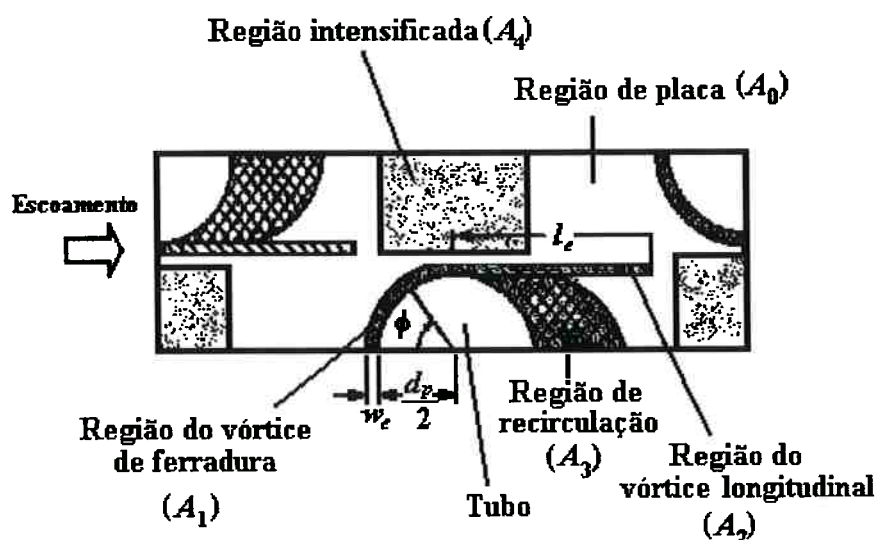


Figura 3.4. Regiões características da transferência de calor sobre a aleta.

Os resultados do modelo (figura 3.5) apresentam uma excelente correspondência com os valores experimentais no caso das aletas intensificadas. Para as aletas lisas, observa-se uma concordância apenas boa, pois para valores baixos do número de Reynolds o modelo tende a exceder os dados experimentais. A correlação apresentada

pelos autores para o trocador de calor com aletas lisas é um resultado importante deste trabalho, embora não se expressem claramente no artigo as faixas de incertezas.

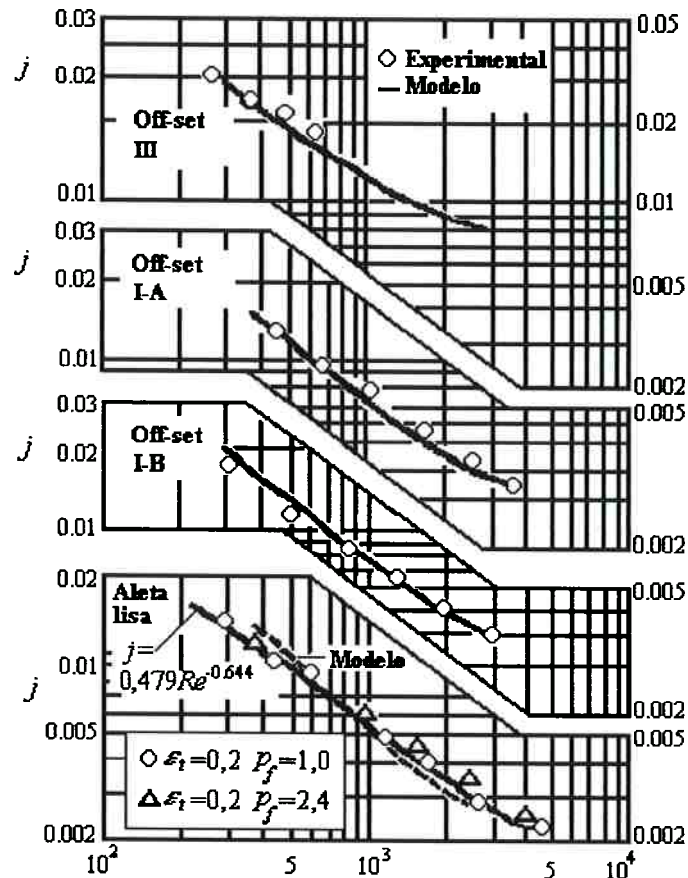


Figura 3.5. Comparação do fator j determinado através do modelo com os dados experimentais.

Rosman *et al.* (1984) investigaram a transferência de calor em trocadores de calor compactos de aletas lisas com uma e duas fileiras de tubos. O trabalho foi desenvolvido com dois objetivos: 1) estabelecer a analogia entre a transferência de calor e a transferência de massa para as geometrias estudadas e 2) fazer investigações a respeito da eficiência das aletas nos dois tipos de configurações avaliadas. Para estabelecer a analogia, no caso de trocadores de calor com uma fileira de tubos, foram comparados os resultados de Saboya e Sparrow (1974), obtidos aplicando a técnica de sublimação de naftaleno, com os resultados de Shepherd (1956), obtidos através de

testes de transferência de calor com aletas isotérmicas. Para trocadores de calor com duas fileiras de tubos foram comparados os dados de transferência de massa (sublimação de naftaleno) obtidos por Saboya e Sparrow (1976a) com os dados térmicos dos próprios autores. Neste trabalho, como naquele de Shepherd (1956), os autores preocuparam-se em manter a condição de temperatura uniforme sobre a aleta com o objetivo de estabelecer a analogia entre a transferência de calor e a transferência de massa. Para o estudo da eficiência das aletas nas duas geometrias consideradas, uma vez estabelecida a analogia calor-massa, os autores, fazendo uso das distribuições de coeficientes locais de transferência de massa para as duas geometrias (tomadas de Saboya e Sparrow, 1974, 1976a), determinaram numericamente a distribuição de temperaturas nas aletas, a partir da qual levantaram as curvas de eficiência das aletas para cada configuração como função do número de Reynolds e da condutividade térmica da aleta (figura 3.6).

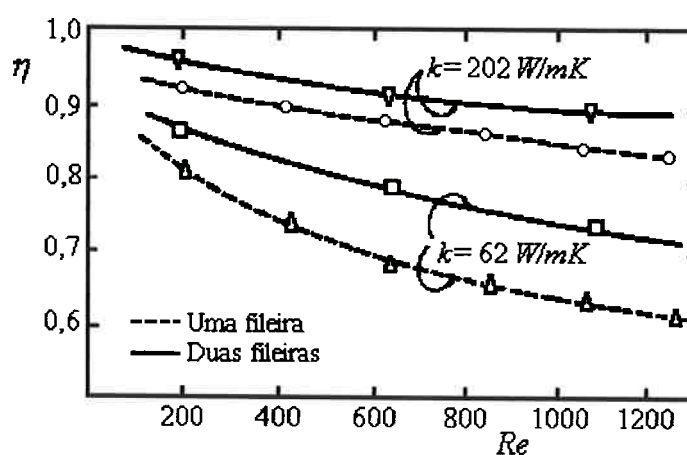


Figura 3.6. Eficiência da aleta como função do número de Reynolds.

Os resultados obtidos permitiram aos autores concluir que: 1) a eficiência das aletas em geometrias com duas fileiras de tubos é maior que a eficiência das aletas de um trocador de calor de apenas uma fileira, 2) a eficiência diminui com o aumento do

número de Reynolds para as duas configurações e 3) a eficiência das aletas decresce com a diminuição da condutividade térmica, sendo maior o efeito da condutividade no trocador de calor com uma fileira de tubos.

Para os fins desta revisão bibliográfica, o aspecto mais importante do estudo desenvolvido por Rosman *et al.* (1984) é a verificação do coeficiente usado na aplicação da analogia entre a transferência de calor e a transferência de massa para uma geometria de trocador de calor semelhante à pesquisada neste trabalho.

Gray e Webb (1986) *apud* Webb (1994) obtiveram correlações para o coeficiente de transferência de calor e para o fator de atrito em trocadores de calor tubo-aleta compactos com aletas lisas e arranjo alternado. Para a obtenção das correlações os autores utilizaram o mesmo conjunto de dados que McQuiston (1978) e os resultados de mais dois pesquisadores. A correlação proposta por Gray e Webb (1986) para o coeficiente de transferência de calor serve para geometrias de arranjos alternados de quatro ou mais fileiras de tubos, sendo apresentada também a correção para geometrias com menos fileiras de tubos (baseada nos dados da figura 3.2). A expressão apresentada correlaciona 89% dos dados de 16 trocadores de calor com 10% de incertezas, resultado comparável ao apresentado pela correlação de McQuiston (1978). A correlação proposta por Gray e Webb (1986) para o fator de atrito considera que a perda de pressão é composta de dois termos: um primeiro termo que leva em conta o arrasto sobre as aletas e um segundo que considera apenas o arrasto sobre os tubos. A equação apresentada por Gray e Webb (1986) é válida para trocadores de calor com qualquer número de fileiras de tubos, com uma incerteza de 13%. Este valor é muito menor que os limites de erro apresentados pela correlação de McQuiston (1978), onde as incertezas atingem o 35%.

Seshimo e Fujii (1991) *apud* Webb (1994) obtiveram correlações generalizadas para determinar o coeficiente de transferência de calor e o coeficiente de atrito em trocadores de calor do tipo tubo-aleta com aletas lisas e arranjo alternado (1-5 fileiras de tubos). As correlações foram encontradas a partir dos dados obtidos de 35 trocadores de calor, onde foram variados os diferentes parâmetros geométricos, tais como espaçamento e diâmetro de tubos, espaçamento entre aletas e o número de fileira de tubos. Os autores mostraram que os dados para trocadores de calor com uma e duas fileiras de tubos podem ser correlacionados separadamente usando como parâmetro o comprimento de entrada. A dificuldade com este trabalho é que não se dispõe dos valores de incertezas das correlações apresentadas, pois Webb (1994) não reporta nada a esse respeito e não se teve acesso ao trabalho original.

Jang *et al.*(1996) investigaram experimental e numericamente a transferência de calor e a perda de carga em trocadores de calor tubo-aleta compactos com aletas lisas. Os trocadores de calor estudados tinham 4 fileiras de tubos com arranjos alternados e com arranjos em linha. A faixa de número de Reynolds, baseado no espaçamento entre aletas e a velocidade frontal, foi adotada entre 60-900. O espaçamento entre aletas foi o único parâmetro geométrico estudado com valores entre 8-12 aletas/polegada.

Para o estudo numérico, utilizou-se o método dos volumes finitos. O modelo admitiu escoamento incompressível, laminar e em regime permanente. Os resultados numéricos foram apresentados em termos dos coeficientes locais e global da transferência de calor e da perda de carga no canal e da distribuição de pressão e dos coeficientes locais de transferência de calor sobre a superfície dos tubos. Verificou-se que os valores do coeficiente global de transferência de calor para o arranjo alternado são 15%-27% maiores que para o arranjo de tubos em linha (figura 3.7a).

Por outro lado, a perda de carga foi 20%-25% maior no arranjo alternado do que no arranjo em linha (figura 3.7b), o que é previsível. Uma outra conclusão levantada foi de que o número de Nusselt médio decresce na medida que o número de fileiras de tubos aumenta (figura 3.8).

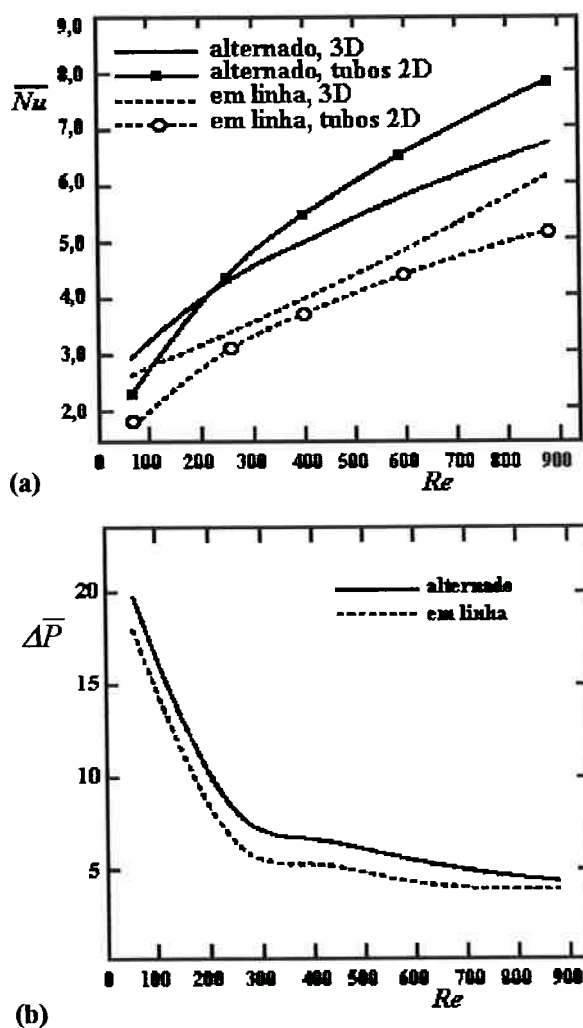


Figura 3.7. Valores calculados de a) número de Nusselt médio b) perda de carga vs. número de Reynolds para arranjos em linha e alternado.

Os autores avaliaram os resultados da simulação numérica comparando-os com medições experimentais, e concluíram que os mesmos apresentam uma boa concordância. Entretanto, da figura 3.9 tal afirmação parece duvidosa, levando em consideração que para valores do número de Reynolds menores que 100 as diferenças

entre os resultados numéricos e experimentais para o coeficiente de transferência de calor atingem valores de 200%-300%.

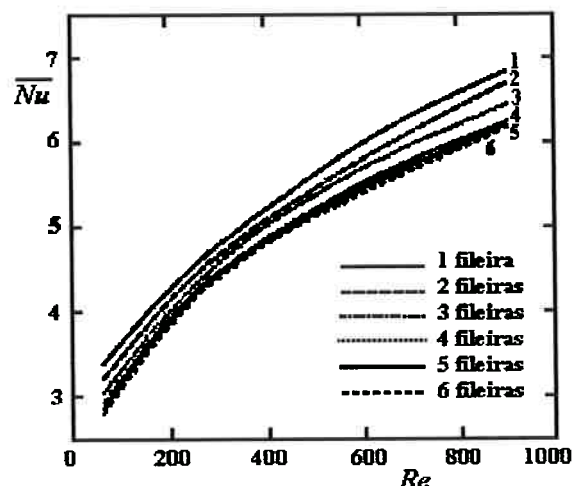


Figura 3.8. Efeito do número de fileiras de tubos sobre o número de Nusselt médio.

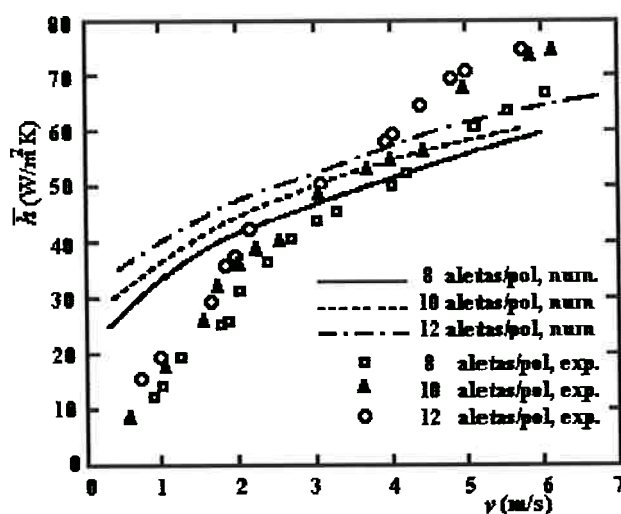


Figura 3.9. Coeficiente global de transferência de calor (experimental e numérico) em função da velocidade de entrada.

Os resultados de perda de carga também apresentam diferenças significativas embora menores. Um aspecto marcante neste artigo é que, mesmo existindo um grande número de trabalhos experimentais sobre o tema e sendo este fato do conhecimento dos autores, estes não tenham comparado seus resultados com os trabalhos mais relevantes da literatura.

3.2. Geradores de Vórtices Longitudinais.

O gerador de vórtices é um elemento que ao ser colocado dentro de um escoamento provoca a formação de estruturas vorticais que são propagadas para a região à jusante do mesmo. Os vórtices aparecem devido à diferença de pressão entre as faces dianteira e traseira do elemento.

Os vórtices longitudinais, devido à sua estrutura, transferem quantidade de movimento do fluido ao longe, interagindo com a camada limite, produzindo assim uma mistura entre o fluido que escoava afastado da parede e aquele que está muito perto (ou sobre) a superfície. Estes dois efeitos são os que fazem dos geradores de vórtices longitudinais (*GVL*) de grande interesse para a intensificação da transferência de calor, já que as técnicas usadas para atingir incrementos da transferência de calor por convecção estão baseadas nestes dois princípios: melhora da mistura do fluido que escoava e a quebra ou diminuição da espessura da camada limite formada sobre a superfície. Embora os *GVL* possam ter os formatos mais variados, em toda a bibliografia revisada são quatro os tipos de *GVL* mais comuns, conforme a figura 3.10.

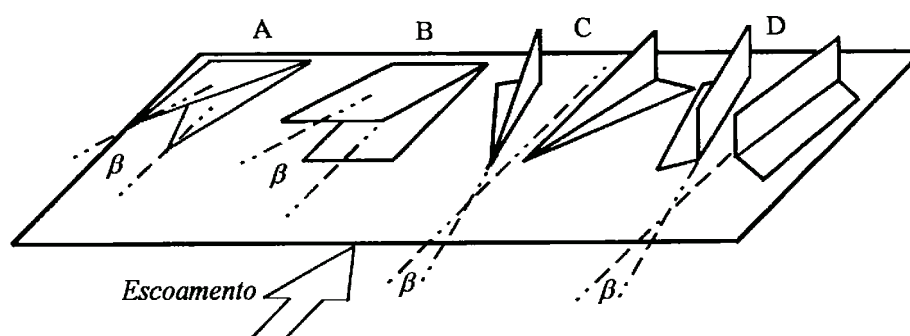


Figura 3.10. Tipos de *GVL*. A. Asa Delta (AD); B. Asa Retangular (AR); C. Par de Meias Asas Delta (PMAD); D. Par de Meias Asas Retangulares (PMAR).

A geometria do gerador de vórtices e seu posicionamento em relação à superfície onde é colocado fica caracterizada pelos seguintes parâmetros (figura 3.11):

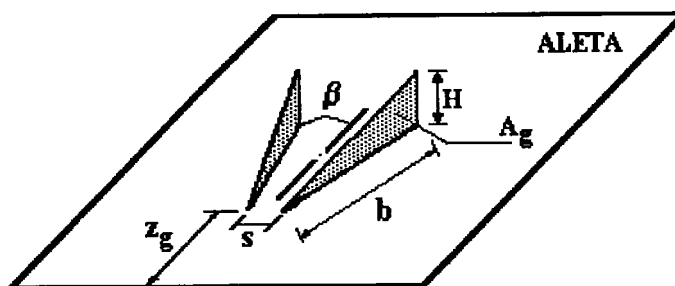


Figura 3.11. Caracterização geométrica do gerador de vórtices longitudinais.

- β ângulo de ataque.
- b comprimento da corda do *GVL*.
- H altura do *GVL*.
- s espaçamento entre os geradores.
- z_g coordenada axial da posição do *GVL* (em relação à entrada do canal ou ao tubo).
- A_g área do gerador de vórtices.

A razão de aspecto do gerador de vórtices é definida como:
$$\Lambda = \frac{H^2}{A_g} = \frac{2H}{b}$$

3.2.1. Placas planas e canais lisos com geradores de vórtices longitudinais.

Placas planas e canais lisos com *GVL* não constituem um objetivo deste trabalho, não obstante tem sido colocados dentro desta revisão bibliográfica pela importância que apresentam alguns dos resultados obtidos com estas geometrias para os estudos paramétricos que são desenvolvidos nesta Tese.

Fiebig *et al.* (1989) apresentaram um trabalho fundamental para o entendimento do mecanismo de atuação dos *GVL* (tipos Asa Delta e Par de Meias Asas Delta) em canais formados por placas planas com escoamento laminar ($Re = 500 - 2000$). O estudo numérico foi desenvolvido com o objetivo de aprofundar o conhecimento da estrutura do campo de velocidades e da distribuição do número de Nusselt local. As simulações foram

realizadas para razão de aspecto constante $\Lambda=1$ e ângulo de ataque variando entre 10° e 50° . Foi observado que os vórtices induzem velocidades transversais da mesma ordem que a velocidade axial do escoamento e que a interação destes vórtices com a parede produz a expansão dos mesmos, levando a uma diminuição da espessura da camada limite e em consequência, intensificando a transferência de calor. Os resultados em função do ângulo de ataque do *GVL* mostraram uma intensificação local da transferência de calor de até 300 % em relação ao mesmo canal sem *GVL*. Não foram apresentados dados sobre a perda de carga.

Brockmeier *et al.* (1989) realizaram uma extensão do trabalho anterior de Fiebig *et al.* (1989). Os autores estudaram o campo de velocidades e a distribuição de número de Nusselt local através de métodos numéricos, num modelo constituído por um canal formado por placas planas paralelas com *GVL* colocados sobre a placa inferior (figura 3.12).

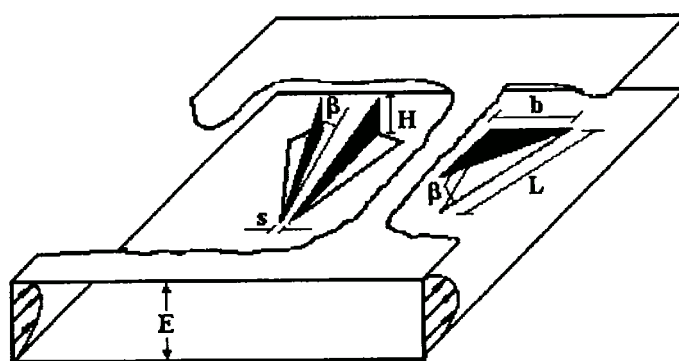


Figura 3.12. Modelo considerado por Brockmeier *et al.*, 1989. (Asa Delta e Par de Meia Asas Delta entre placas paralelas).

Dois tipos de geradores foram estudados: Asa Delta e Par de Meias Asas Delta. O fluido considerado no estudo foi o ar, escoando em regime laminar e de transição (Re foi variado entre 1000 e 4000). No estudo, o ângulo de ataque variou de 10° até 50° , mantendo constantes as outras características geométricas do gerador.

No caso do gerador do tipo Asa Delta, são gerados dois vórtices rodando em sentidos contrários com seções elípticas e eixos longitudinais que divergem. No caso de *GVL* do tipo Par de Meias Asas Delta observou-se também a divergência nos eixos dos vórtices induzidos, porém a seção transversal apresentou-se circular e não elíptica. A análise da transferência de calor ao longo do canal mostrou um pico de intensificação muito perto da borda de saída do *GVL*, o qual é resultado de uma diminuição na espessura da camada limite sobre a parede do canal. À jusante deste pico o número de Nusselt decresce mais lentamente se comparado com o canal sem *GVL*. Este resultado é muito importante para a transferência de calor, já que indica que a intensificação se mantém numa distância relativamente grande após o gerador. Isto se deve fundamentalmente ao movimento do fluido escoando em direção à parede do canal, que é produzido pelo vórtice. Os autores concluíram que a intensificação cresce com o aumento do número de Reynolds e do ângulo de ataque. O potencial de intensificação da transferência de calor que pode ser atingido com o uso de *GVL* em canais com escoamento laminar ficou demonstrado pelos resultados de intensificação global obtidos neste trabalho: 84% para um Par de Meias Asas Delta com $\beta=30^\circ$ e $Re=4000$ sobre um área de canal igual a 45 vezes a área do gerador e 48 % para um Asa Delta com $\beta=50^\circ$ e $Re =2000$ sobre um área de canal igual a 173 vezes a área do gerador.

Yanagihara; Torii (1990a, 1990b, 1991) e Torii *et al.* (1991), desenvolveram uma série de trabalhos experimentais e numéricos com *GVL* do tipo Meia Asa Delta (MAD). Com estes trabalhos procuraram um maior entendimento dos mecanismos de transferência de calor na presença de vórtices longitudinais gerados por MAD em escoamento laminar. Os estudos foram desenvolvidos inicialmente para apenas uma Meia Asa Delta, depois para um Par de Meia Asas Delta e por último para dois arranjos em

fileira de um conjunto de MAD, sendo que os arranjos foram chamados na literatura de arranjo com mesmo sentido de rotação e arranjo com sentido de rotação alternado, ou seja, *GVL* dispostos para produzir vórtices que rodam no mesmo sentido num caso e em sentido inverso no outro (vide figura 3.13).

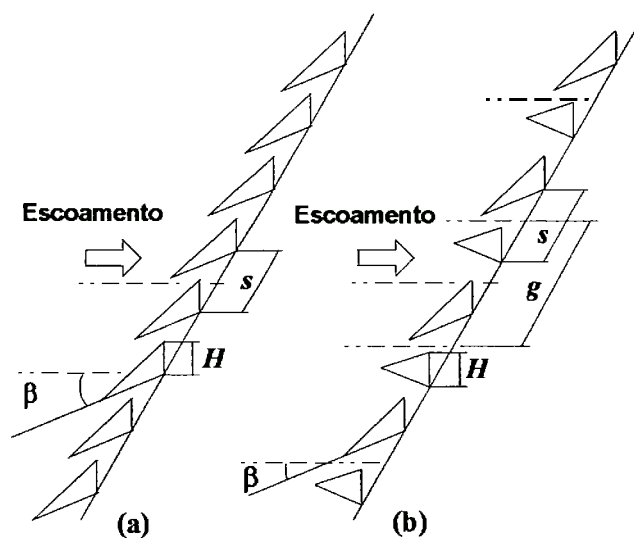


Figura 3.13. Arranjos de MAD para gerar vórtices: a.) com mesmo sentido de rotação b.) no sentido de rotação alternado.

Os objetivos destes trabalhos foram estudar o comportamento do campo de velocidades e a distribuição da transferência de calor para *GVL* colocados sobre uma placa plana. Nos estudos do campo de velocidades utilizaram um anemômetro de fio quente. Os autores, através do mapeamento da velocidade, observaram pela primeira vez a presença de dois novos vórtices, além do vórtice principal já conhecido antes (figura 3.14). Estes foram o vórtice de canto (*corner vortex*) e o vórtice induzido. O vórtice de canto, que aparece na base do gerador no canto formado entre gerador e placa, é da mesma natureza do vórtice ferradura. O vórtice induzido é um vórtice secundário, que aparece devido fundamentalmente à presença do vórtice principal.

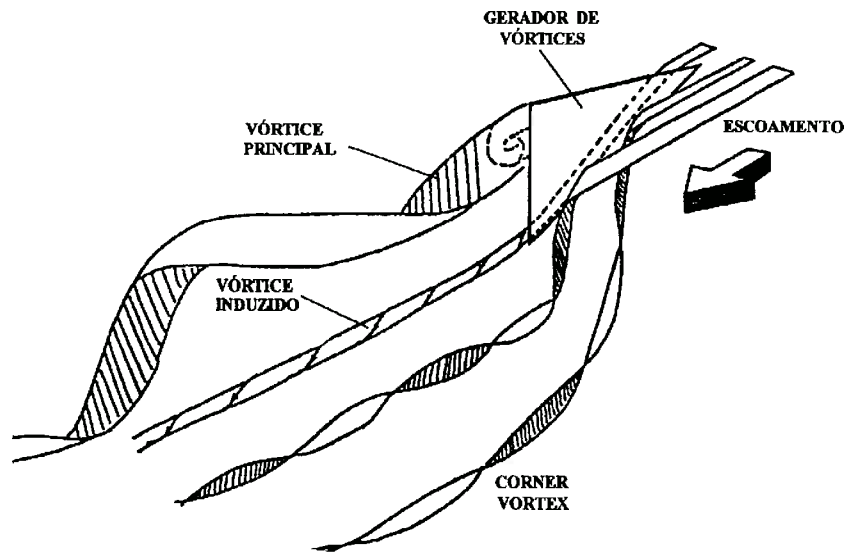


Figura 3.14. Esquema dos vórtices longitudinais observados por Yanagihara e Torii (1991).

O estudo da transferência de calor à jusante do gerador revelou que os maiores níveis de intensificação estão ligados à diminuição da espessura da camada limite, especialmente devido à presença do vórtice principal e do vórtice de canto. Assim foram identificados dois picos de intensificação, um na região "*downwash*", e o outro associado ao vórtice de canto, na região "*upwash*", constituindo um aspecto novo ao ser observado pela primeira vez. Observou-se que o aumento do ângulo de ataque leva a um aumento da intensificação da transferência, resultado semelhante ao obtido por Brockmeier (1989). O PMAD foi estudado em duas disposições (figura 3.15): 1) com fluxo comum descendente, ou seja, os geradores colocados de forma que na região entre eles o fluido escoava no sentido da superfície; 2) com fluxo comum ascendente, os geradores fazem que na região entre eles o fluido escoava da superfície para o meio do escoamento principal. A intensificação da transferência de calor local obtida com fluxo comum descendente ficou acima de 200 %, sendo encontrados os maiores níveis de intensificação para grandes ângulos de ataque e pequenas distâncias entre geradores de vórtices. A intensificação da

concluíram que o arranjo com sentido de rotação alternado atinge uma taxa mais alta de transferência de calor, devido ao aproveitamento das vantagens do fluxo comum descendente, sendo que os valores do número de Stanton médio obtidos para este arranjo foram entre 15 % e 20 % maiores que para o arranjo com mesmo sentido de rotação (em regime laminar, mantendo o mesmo ângulo de ataque para os dois arranjos).

Fiebig *et al.* (1991) desenvolveram um estudo experimental da intensificação da transferência de calor e do arrasto para quatro tipos de geradores de vórtices: AD, AR, PAMD e PMAR num canal formado por placas planas. O regime de escoamento considerado foi o laminar, variando o número de Reynolds entre 1000 e 2000. O ângulo de ataque foi variado na faixa $10^\circ \leq \beta \leq 50^\circ$ e a razão de aspecto $0,8 \leq A \leq 2$. Foi observado que a circulação do vórtice é maior quanto maior é o ângulo de ataque. Da mesma forma, a intensificação da transferência de calor aumentou na medida que aumentou o ângulo de ataque (para todos os tipos de *GVL*). A maior intensificação da transferência de calor foi obtida sempre para o gerador Asa Delta, atingindo valores globais de até 50% (figura 3.16).

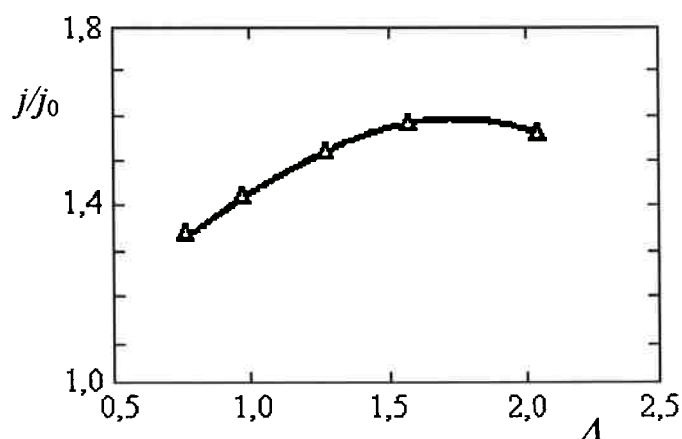


Figura 3.16. Intensificação da transferência de calor como função da razão de aspecto para um *GVL* tipo Asa Delta.

transferência de calor foi mais significativa para o fluxo comum descendente que no caso do fluxo comum ascendente, devido ao movimento do fluido para baixo produzido pela superposição dos dois vórtices, que faz diminuir a espessura da camada limite. Além disso, os vórtices de canto mantêm sua influência nos extremos exteriores aos geradores, aumentando também a transferência de calor.

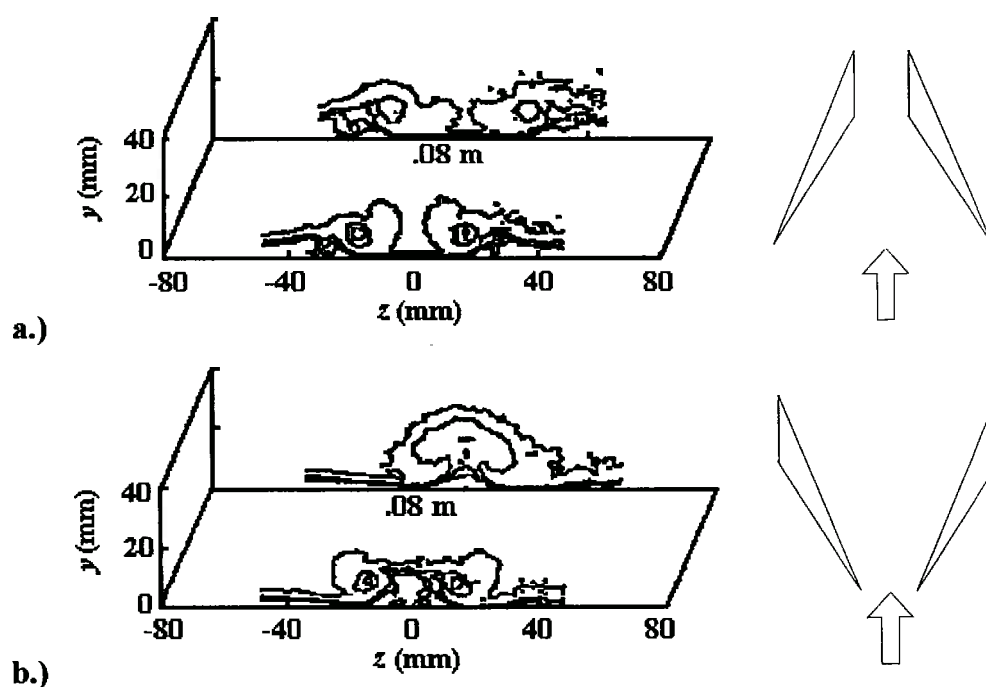


Figura 3.15. Definição do fluxo: a) comum ascendente. b) fluxo comum descendente.

O trabalho com fileiras de *GVL* constitui uma extensão dos resultados obtidos antes. O arranjo dos geradores para produzir vórtices rodando no mesmo sentido (figura 3.13a) produz uma interação desfavorável entre os vórtices, já que aparecem na mesma região o fluxo descendente de um vórtice e o fluxo ascendente do outro vórtice, facilitando a dissipação do movimento vortical. O arranjo de *GVL* que produz vórtices rodando em sentido contrário (figura 3.13b) comportou-se como uma combinação dos efeitos de Pares de Meia Asas Delta com fluxo comum descendente e fluxo comum ascendente. Do ponto de vista da intensificação da transferência de calor os autores

O estudo dos parâmetros geométricos permitiu demonstrar que o formato delta é melhor do que o retangular em termos de intensificação e de perda de carga por unidade de área de gerador. Para a faixa estudada, o coeficiente de arrasto mostrou-se independente do número de Reynolds e do formato do gerador, dependendo apenas do ângulo de ataque do mesmo (figura 3.17).

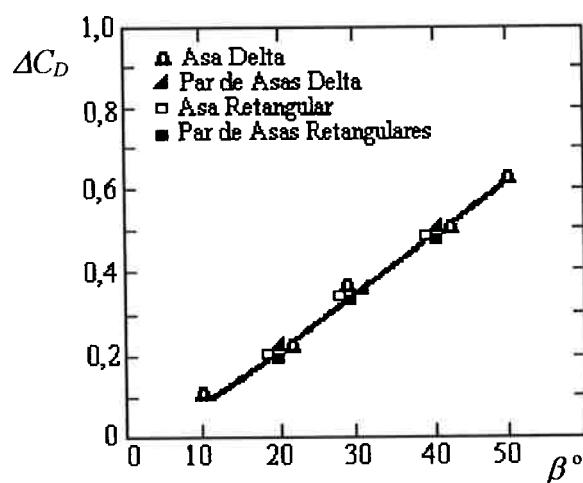


Figura 3.17. Coeficiente de arrasto num canal ($\Delta c_D = 2\Delta D / \rho u^2 A$) obtido para diferentes tipos de *GVL* como função do ângulo de ataque.

Biswas e Chattopadhyay (1992) desenvolveram um estudo numérico da intensificação da transferência de calor num canal com geradores de vórtices longitudinais do tipo Asa Delta para escoamento laminar. Foram tomados três casos para a comparação: superfícies lisas sem geradores de vórtices, superfície com o gerador de vórtice colado e superfície com gerador estampado. Esta última configuração constitui o aspecto inovador do trabalho.

Os resultados mostraram a estrutura do escoamento ao longo da direção longitudinal do canal, o mapeamento da temperatura, do número de Nusselt e do fator de atrito. A partir do comportamento do campo de velocidades, os autores explicam os resultados obtidos com os dois tipos de geradores de vórtices. Assim, do ponto de vista

da intensificação, a Asa Delta não estampada é mais eficaz do que a Asa Delta estampada, já que no segundo caso, o furo de estampagem permite que parte do escoamento atravesse a superfície, fazendo com que a intensidade do vórtice se reduza, e por consequência também sua área de influência. Com a AD estampada atinge-se apenas 10% de intensificação da transferência de calor global quando comparado com o canal sem geradores (figura 3.18), valor muito menor que o produzido pela AD colada. No caso da AD estampada, o efeito intensificador à montante do gerador desaparece devido ao amortecimento dos vórtices de canto, causado pelo furo de estampagem. Em termos de queda de pressão, ou fator de atrito, obteve-se um resultado coerente, ou seja, o *GVL* estampado introduz uma perda de carga menor que a AD colada.

Através deste artigo ficou demonstrado a grande importância da forma construtiva do gerador para a intensificação da transferência de calor e a perda de carga. Os resultados deste trabalho não foram comparados com dados experimentais.

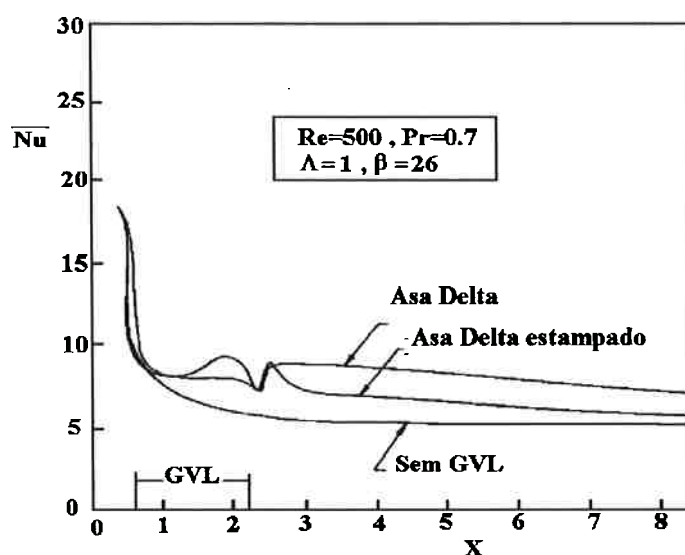


Figura 3.18. Variação do número de Nusselt no canal: a) com AD. b) com AD estampada. c) sem gerador de vórtice longitudinal.

Tiggelbeck *et al.*(1992) investigaram experimentalmente o comportamento de duas fileiras alinhadas de geradores de vórtices com fluxo comum descendente. Os geradores usados foram do tipo AD estampadas no canal. O objetivo foi avaliar a transferência de calor e a perda de carga. A análise qualitativa da estrutura do escoamento, visualizado através de evaporação de glicerina, revelou novamente a dependência da estrutura vortical com o ângulo de ataque e o número de Reynolds.

Tiggelbeck *et al.* concluíram que a estrutura geral do escoamento, o número de vórtices produzido por cada gerador e seu posterior desenvolvimento eram independentes da natureza do escoamento (uniforme ou vortical) à montante do gerador. Porém, observou uma maior instabilidade nos vórtices da segunda fileira de geradores, como resultado do aumento da turbulência causada pelos vórtices da primeira fila, sendo que os valores críticos de ângulos de ataque da primeira e segunda fileiras de geradores de vórtices foram de 70° e 55°, respectivamente.

A intensificação da transferência de calor local foi maior na região à jusante da segunda fileira de geradores, i.e., a segunda fileira comporta-se como um amplificador dos vórtices que chegam da primeira fileira. Valores de intensificação local maiores que 300% foram medidos para $Re=5600$, sendo atingida uma intensificação da transferência de calor global de 77%. Neste trabalho não foram apresentados dados sobre a perda de carga.

Tiggelbeck *et al.*(1993) realizaram uma extensão do trabalho anterior, considerando a mesma geometria estudada antes e incorporando o caso de duas fileiras de geradores em arranjo alternado (vide figura 3.19), ou seja, a primeira fileira com fluxo comum descendente e a segunda com fluxo comum ascendente.

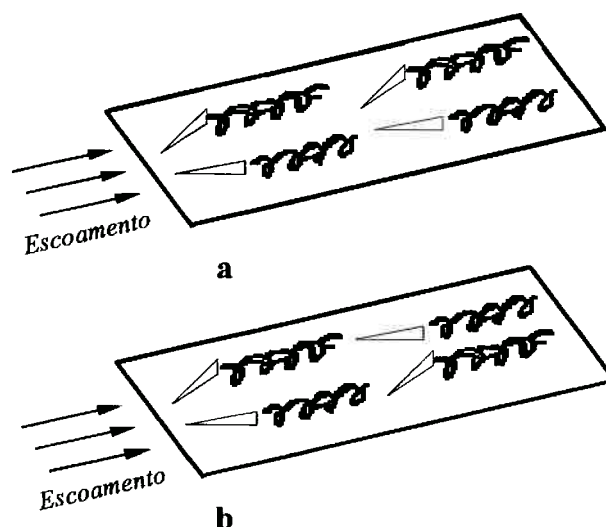


Figura 3.19. Arranjos de geradores: a) configuração em linha; b) configuração alternada.

Para $Re=4600$ foi verificado que, no caso de arranjo em linha, o valor do número de Nusselt global foi intensificado em 60% quando comparado com o canal liso, enquanto que para o arranjo alternado a intensificação foi de apenas 50%. O melhor desempenho do arranjo em linha em termos de transferência de calor deve ser explicado pelas características do fluxo comum descendente de produzir um movimento do fluido dirigido para a superfície (dado pela superposição dos dois vórtices), que faz diminuir a espessura da camada limite. Analisando a razão entre intensificação da transferência de calor e o aumento do coeficiente de arrasto, observou-se que para arranjos em linha esta variou entre 0,6 e 0,66, e para arranjos alternados de 0,62 a 0,67, para valores do número de Reynolds entre 2000 e 8000.

Brockmeier *et al.* (1993) desenvolveram um trabalho com o objetivo de estabelecer critérios que permitam comparar o desempenho de diferentes superfícies de transferência de calor utilizadas em trocadores de calor compactos. Para o estudo foram tomadas uma superfície com *GVL* do tipo PMAD e outras quatro escolhidas de Kays e London (1984), uma de aletas planas formando canais retangulares, outra de aletas

planas com canais triangulares, uma terceira do tipo veneziana (*louvered*) e uma do tipo de aletas alternadas (*offset strip fin*). Manteve-se como base de comparação, a mesma transferência de calor e potência de bombeamento. Assim, para a faixa laminar, concluíram que a superfície com *GVL-PMAD* obteve o melhor desempenho, pois com ela a superfície de transferência de calor pode ser reduzida em 76 % quando comparada com a superfície de Kays e London (1984) com canais retangulares. Esta conclusão demonstra a vantagem desta técnica de intensificação em relação às outras superfícies usadas com fins similares. Embora o método apresentado por Brockmeier *et al.* (1993) seja uma ferramenta muito útil para a análise comparativa entre diferentes geometrias, os resultados apresentados não devem ser considerados conclusivos, pois as superfícies venezianas e alternadas usadas para a comparação não são otimizadas e também porque os dados de desempenho dos geradores utilizados foram obtidos de estudos numéricos com geometrias simplificadas.

Biswas *et al.* (1994 a) apresentaram um estudo numérico comparativo da influência de geradores de vórtices longitudinais de tipo AD e PMAD num escoamento laminar em canal retangular. A análise foi baseada na intensificação da transferência de calor, no valor do coeficiente de atrito e na eficiência baseada na Segunda Lei da Termodinâmica. Os resultados obtidos mostraram que o número de Nusselt como função da coordenada na direção do escoamento é maior para a AD do que para o PMAD, i.e., o *GVL-AD* atinge uma intensificação da transferência de calor 20% maior do que o *GVL-PMAD* para as mesmas condições do canal, do escoamento e geometria do gerador. Para a perda de carga os resultados foram opostos: a AD tem valores do coeficiente de atrito 14% superiores aos de PMAD para a faixa de número de Reynolds de 500-3000. Conclusões semelhantes foram obtidas em outros trabalhos incluídos nesta

revisão bibliográfica, e em todos os casos os autores afirmam que a razão destes resultados é o fato da Asa Delta gerar vórtices muito mais intensos que o Par de Meia Asas Delta. Biswas *et al.* (1994 a) obtiveram a variação de entropia volumétrica gerada como função do número de Reynolds para cada um dos tipos de *GVL* estudados, concluindo que a AD gera muito mais entropia que o PMAD. Na medida que o número de Reynolds aumenta, a diferença entre os resultados dos dois tipos de geradores de vórtices é maior ainda, já que a AD gera vórtices cada vez muito mais intensos do que o PMAD, fazendo com que as perdas por atrito, e portanto a geração de entropia, aumentem mais rapidamente no caso da AD. Os autores concluíram que, embora a AD tenha um melhor desempenho para intensificar a transferência de calor, o gerador mais eficiente com relação à utilização da energia é o PMAD.

3.2.2. Trocadores de calor tubo-aleta compactos com aletas lisas e geradores de vórtices longitudinais.

Fiebig *et al.*(1990) investigaram experimentalmente a influência da colocação de geradores de vórtices do tipo Meia Asa Delta em um canal tubo-aleta sobre a transferência de calor e a perda de carga. O trabalho experimental foi desenvolvido numa faixa de número de Reynolds entre 2000 e 5000 com o objetivo de verificar a influência dos parâmetros dos geradores de vórtices (ângulo de ataque e posição) na transferência de calor e na perda de carga. Os resultados obtidos mostraram que a colocação dos geradores à montante do tubo não produz um efeito significativo sobre a intensificação da transferência de calor aumentando, por outro lado, a perda de carga, se comparado com o canal constituído por tubo-aleta sem geradores de vórtices. A colocação dos geradores à jusante do tubo mostrou que existe uma melhor posição, a qual permite

obter simultaneamente intensificação da transferência de calor e redução da perda de carga. Nesta posição foi observada uma intensificação da transferência de calor em termos globais de até 20% e uma redução da perda de carga em torno de 10% para $Re=5000$, podendo atingir uma redução maior com o aumento do número de Reynolds (figura 3.20).

A intensificação da transferência de calor ocorre pelo fato dos geradores de vórtices reduzirem a região de recirculação que existe a jusante do tubo (região onde normalmente existe coeficiente de transferência de calor muito baixo).

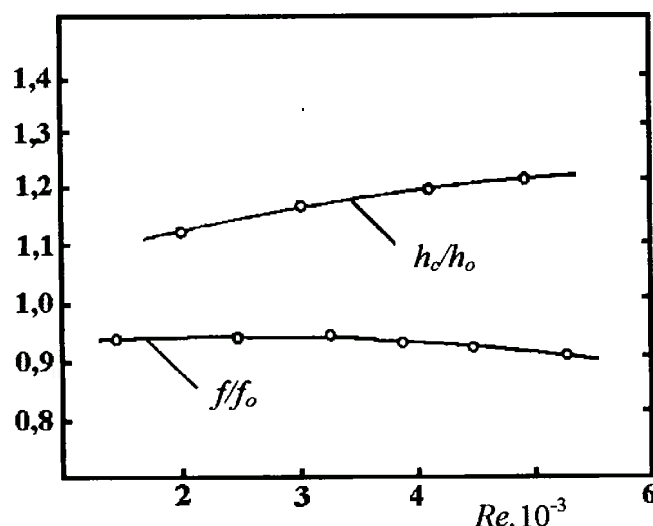


Figura 3.20. Intensificação de transferência de calor e redução do fator de atrito (Fiebig *et al.*, 1990).

Segundo os autores, a grande quantidade de movimento introduzida na região detrás do tubo (devida aos fortes vórtices gerados pelo PMAD) produz um efeito de atraso na separação da camada limite sobre o tubo. Este efeito produz a diminuição do arrasto de forma sobre o tubo, permitindo compensar o arrasto e as perdas por atrito adicionadas pela colocação dos geradores de vórtices e ainda obter um ganho líquido em termos de perdas de carga. Neste trabalho os autores apresentam $\beta=45^\circ$ como o melhor

ângulo de ataque para os geradores, mas não mostraram nenhum resultado dos testes com a variação do ângulo de ataque.

Valencia *et al.* (1993) fizeram um estudo experimental para investigar a influência dos geradores de vórtices do tipo Meia Asa Delta na transferência de calor e na perda de carga de um modelo de trocador de calor compacto com três fileiras de tubos (na faixa $600 < Re < 2600$). Foram estudadas 4 configurações: 1) arranjo de tubos em linha com aletas lisas, 2) arranjo de tubos alternados (quincôncio) com aletas lisas, 3) arranjo de tubos em linha com aletas lisas e geradores de vórtices, 4) arranjo de tubos alternados (quincôncio) com aletas lisas e geradores de vórtices. A posição e o ângulo de ataque dos geradores de vórtices foram escolhidos de acordo com os melhores valores obtidos por Fiebig *et al.* (1990) e mantidos constantes durante os testes. Os resultados (figuras 3.21 e 3.22) mostraram que com a presença dos *GVL*, a transferência de calor global aumenta significativamente entre 55 e 65% no caso de arranjo em linha, com a queda de pressão aumentando entre 20 e 44 %.

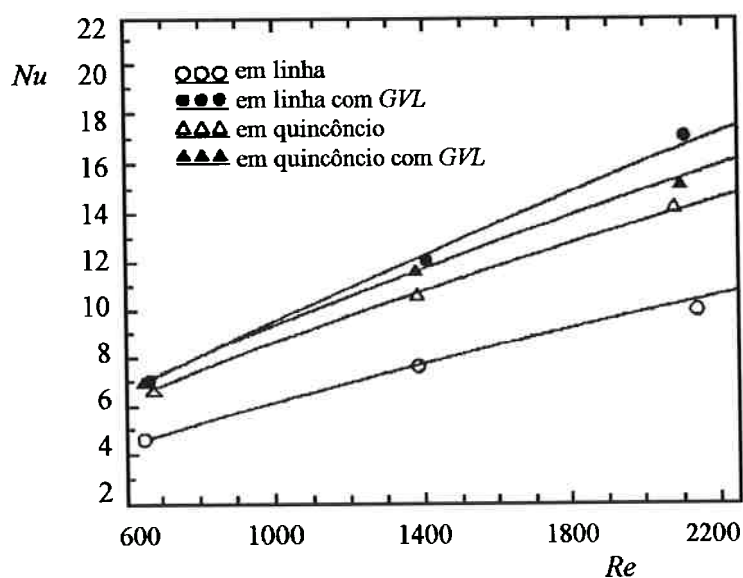


Figura 3.21. Número de Nusselt médio na área de testes vs. número de Reynolds.

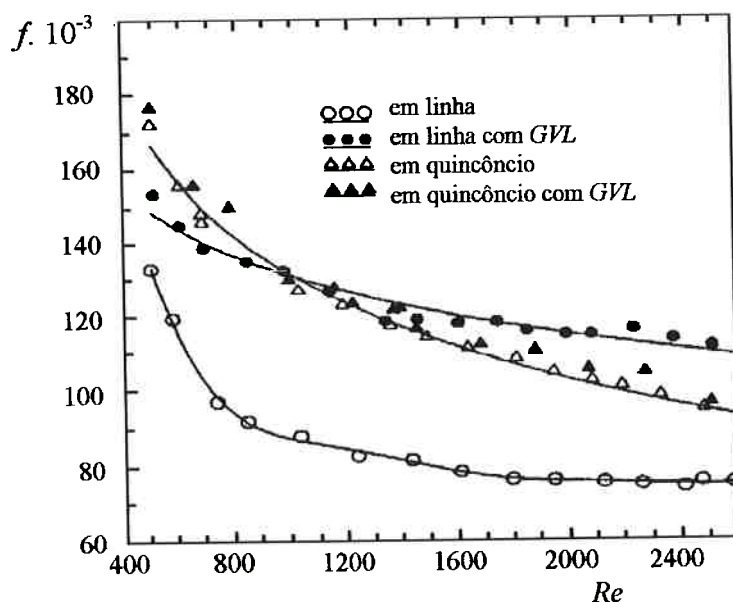


Figura 3.22. Fator de atrito vs. número de Reynolds.

Por outro lado, para o arranjo alternado (quincôncio), a intensificação da transferência de calor e o aumento na queda de pressão foram de 9 % e 3 %, respectivamente. Como conclusão, os autores observaram uma ligeira superioridade no desempenho do arranjo em linha sobre o arranjo alternado quando colocados os geradores de vórtices longitudinais, pois para valores do número de Reynolds $Re < 1000$, o arranjo em linha apresentou uma perda de carga menor que o arranjo alternado. Apesar disso os dois tipos de arranjos apresentam resultados semelhantes em termos de transferência de calor. Para o número de Reynolds $Re > 1000$ observou-se que o arranjo em linha produziu maior transferência de calor e maior perda de carga. Neste trabalho os autores não estudaram a influência dos parâmetros geométricos dos *GVL* ou do trocador de calor, investigando apenas a influência do número de Reynolds.

Biswas *et al.* (1994b) estudaram numericamente a intensificação da transferência de calor e a estrutura do escoamento numa configuração tubo-aleta (formada por uma fileira de tubos aletados), colocando os geradores do tipo Meia Asa Delta à jusante dos

tubos. O estudo foi desenvolvido para dois valores do número de Reynolds $Re=646$ e $Re=1000$. Os autores obtiveram a distribuição do número de Nusselt médio em cada seção transversal do canal em função da coordenada na direção do escoamento principal para a superfície com gerador de vórtice. Estes resultados foram comparados aos do tubo-aleta sem *GVL*, refletindo uma intensificação local de até 240 % para $Re=1000$. Observou-se que a intensificação começa a manifestar-se desde a região de recirculação à jusante do tubo até atingir o pico imediatamente após o gerador, demonstrando que existe uma interação entre os vórtices longitudinais e os vórtices de ferradura, que produz um aumento no transporte de quantidade de movimento e de calor na região de recirculação. Verificou-se também que a intensificação é crescente com o aumento do número de Reynolds, existindo diferenças no regime de escoamento, assim para $Re=646$ apresenta-se como permanente (mesmo à jusante do tubo) e para $Re=1000$ mostra a presença de oscilações de baixa frequência. A validade dos resultados deste trabalho foi comprovada por comparação com os valores de Valencia *et al.*(1992), sendo que os desvios encontrados foram pequenos. Os autores não fazem nenhuma referência à intensificação global da transferência de calor e nem sobre a perda de carga no canal.

Fiebig *et al.* (1995) investigaram a transferência de calor em canais formados por uma fileira de tubos aletados com e sem *GVL*. O estudo numérico foi desenvolvido considerando a condução de calor nas aletas e temperatura do tubo constante na faixa do número de Reynolds de 100-1000. Foram consideradas aletas lisas com e sem *GVL*, observando-se que a introdução dos *GVL* intensificou a transferência de calor em 31% para $Re=300$, para uma configuração em que a eficiência de aleta no caso sem geradores era em torno de 50%. A influência de parâmetros tais como espaçamento entre aletas,

espessura de aleta e o número de Reynolds foi investigada mas só para o caso de aletas sem *GVL*.

Sabanai (1996) desenvolveu um estudo experimental sobre a influência de um Par de Meias Asas Delta na transferência de calor num canal tubo-aleta lisa na faixa $1000 \leq Re \leq 2000$. Foi avaliada a influência da posição dos *GVL*. Os resultados mostraram intensificação da transferência de calor global da ordem de 14-17% para a melhor posição dos geradores. Em termos de melhor posição para a colocação dos *GVL*, os resultados obtidos estão de acordo com os resultados de Fiebig *et al.* (1990), apesar das diferenças na faixa de número de Reynolds. O autor não investigou a influência dos geradores sobre a perda de carga no canal. Partes deste trabalho foram publicadas em Yanagihara; Sabanai (1996) e Sabanai, Yanagihara (1997).

Rodrigues Jr. (1996) realizou o estudo numérico ($Re=284$) da influência de geradores de vórtices do tipo Par de Meias Asas Delta na transferência de calor e na perda de carga para uma geometria simplificada de trocador de calor tubo-aleta. O estudo considerou a influência da posição, razão de aspecto e ângulo de ataque *GVL* nos coeficientes globais e locais de transferência de calor e na perda de carga. Os resultados mostraram intensificações locais da ordem de 350% e globais da ordem de 9%. Para uma determinada posição dos geradores atingiu-se uma redução da perda de carga de 12%. Neste trabalho a melhor posição obtida para a colocação dos *GVL* não coincide com a obtida por Fiebig *et al.* (1990), o que é atribuído pelo autor à diferença nos números de Reynolds utilizados em cada estudo. O autor também observou outras duas posições com alta intensificação global, sendo que ditas posições não foram encontradas por Fiebig *et al.* (1990) pois estão colocadas fora da região de estudo adotada por estes.

Partes deste trabalho também aparecem publicadas em Yanagihara; Rodrigues Jr. (1996a, 1996b) e Rodrigues Jr.; Yanagihara (1997).

Bayón (1996) realizou um estudo experimental da influência de um par de geradores de vórtices de tipo Meia Asa Delta na transferência de calor num trocador de calor de um só tubo aletado. O método experimental usado para a determinação dos coeficientes de transferência de calor foi a técnica de sublimação de naftaleno. Neste trabalho investigou-se a influência da posição, razão de aspecto e ângulo de ataque dos geradores de vórtices para o valor de Reynolds $Re=1000$. Os resultados mostraram que a melhor posição para a colocação dos geradores está bastante próxima da obtida por Yanagihara; Sabanai (1996). Com os geradores na posição ótima, foi obtida para razão de aspecto $A=1$ uma intensificação global da ordem de 18%. Partes deste estudo foram publicadas em Yanagihara; Bayón (1996) e Bayón; Yanagihara (1997).

Comentários finais.

Levando em consideração os resultados desta pesquisa bibliográfica e tendo sido consultados os artigos de revisão produzidos por Jacobi e Shah (1995) e Torii e Yanagihara (1997), onde são apresentadas revisões acerca das investigações sobre intensificação da transferência de calor através de vórtices longitudinais, pode concluir-se que a aplicação dos geradores de vórtices em trocadores de calor compactos de tipo tubo-aleta é ainda um tema muito pouco estudado, sendo que apenas dois autores já estudaram geometrias próximas de um trocador de calor real, Valencia *et al.* (1993), experimental, e Fiebig *et al.* (1995), numérico, e em nenhum caso foi realizado um estudo paramétrico que incluísse tanto os parâmetros do trocador de calor como os parâmetros dos geradores de vórtices.

CAPÍTULO 4

4. ANALOGIA ENTRE A TRANSFERÊNCIA DE CALOR E A TRANSFERÊNCIA DE MASSA

4.1. Introdução.

O coeficiente de transferência de calor por convecção geralmente é determinado através de experimentos que envolvem instrumentos complexos e medições difíceis. Um método alternativo para obter o coeficiente de transferência de calor por convecção, ou, mais genericamente, estudar processos onde existe transferência de calor, é conduzir os experimentos através da transferência de massa, os quais reportam menores índices de incertezas e são relativamente mais simples para a montagem e o controle dos parâmetros.

Neste capítulo pretende-se mostrar as considerações básicas para o estabelecimento da analogia entre a transferência de calor e a transferência de massa, além de seu campo de validade.

4.2. Analogia calor - massa para fluido com propriedades constantes.

A analogia entre a transferência de calor e a transferência de massa para um fluido com propriedades constantes foi descrita em detalhes por Eckert, 1976 .

O escoamento de um fluido com propriedades constantes pode ser descrito totalmente pelas equações de continuidade, as equações de Navier-Stokes (o fato das propriedades serem consideradas constantes permite desacoplar estas equações da equação da energia ou da equação das espécies químicas) e pelas correspondentes condições de contorno.

Para expressar as equações de uma forma compacta e geral utiliza-se a notação tensorial em coordenadas cartesianas com parâmetros adimensionais. Os termos com unidades de comprimento são adimensionalizados através de um comprimento de referência (L_0); as velocidades por meio de uma velocidade de referência (v_0); os termos de tempo segundo um tempo de referência (L/v_0) e as pressões segundo a pressão de referência dada por (ρv_0^2). Isto é:

$$x_i^* = \frac{x_i}{L_0} \quad u_i^* = \frac{u_i}{v_0} \quad \tau^* = \frac{\tau}{L_0/v_0} \quad p^* = \frac{P}{\rho v_0^2} \quad (4.1)$$

Com esta notação as equações da continuidade e de Navier-Stokes tomam a seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial x_i^*} (u_i^*) = 0 \quad (4.2)$$

$$\frac{Du_i^*}{D\tau^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial x_i^*} + \frac{1}{Re_0} \frac{\partial}{\partial x_j^*} \left[\left(1 + \frac{\varepsilon}{\nu} \right) \left(\frac{\partial u_i^*}{\partial x_j^*} + \frac{\partial u_j^*}{\partial x_i^*} \right) \right] \quad (4.3)$$

Deve-se lembrar que a equação (4.3) na realidade representa 3 equações, uma para cada direção cartesiana. O número de Reynolds Re_0 que aparece em (4.3) é baseado nos parâmetros de referência, i.e.: $Re_0 = L_0 v_0 / \nu$.

O termo (ε/ν) expressa a relação entre a difusividade turbulenta de quantidade de movimento e a viscosidade cinemática do fluido e pode ser conhecida a partir de considerações de semelhança ou de testes experimentais, ficando como uma função do número de Reynolds e da posição, $(\varepsilon/\nu) = f(Re_0, x_i^*)$.

Como um escoamento com propriedades constantes é independente do fato de existir ou não transferência de calor ou massa, pode-se sobrepor a este campo de

velocidades um processo de transferência de calor ou de massa sem produzir nenhuma alteração sobre o mesmo.

Considere-se então um processo de transferência de calor sobreposto ao escoamento anterior. A equação da energia que caracteriza o processo (em termos adimensionais) pode ser expressa da seguinte forma:

$$\frac{DT^*}{D\tau^*} = \frac{1}{Re_0 Pr} \frac{\partial}{\partial x_i^*} \left[\left(1 + \frac{\varepsilon Pr}{\nu Pr_t} \right) \left(\frac{\partial T^*}{\partial x_i^*} \right) \right] \quad (4.4)$$

O número de Prandtl (Pr) expressa a relação entre a viscosidade cinemática e a difusividade térmica do fluido e de igual forma o número de Prandtl (Pr_t) expressa a relação entre a difusividade turbulenta de quantidade de movimento ε e a difusividade turbulenta de calor ε_h . O número de Prandtl turbulento é dado por uma relação do tipo $Pr_t = f(Re_0, Pr, x_i^*)$, determinada por considerações de semelhança e por evidências experimentais.

A temperatura adimensional T^* é definida como: $T^* = \frac{T - T_0}{T_\infty - T_0}$

onde T_0 é uma temperatura de referência arbitrária e T_∞ é a temperatura da corrente fluida longe da superfície de transferência.

Da equação (4.4) pode-se notar que o campo de temperatura obtido como solução terá a forma:

$$T^* = T^*(Re_0, Pr, x_i^*) \quad (4.5)$$

Conhecendo a definição do número de Nusselt, que caracteriza o gradiente de temperatura do fluido adjacente à superfície de transferência, em forma adimensional:

$$Nu = \frac{\partial T^*}{\partial x_j^*} \Big|_{x_j^*=0} = \frac{hL_0}{k} \quad (4.6)$$

O número de Nusselt pode ser usado para descrever a relação funcional (4.5) expressa anteriormente, obtendo:

$$Nu = Nu(Re_0, Pr, x_i^*) \quad (4.7)$$

Considerando agora, no lugar do processo de transferência de calor, a sobreposição ao escoamento de um processo de transferência de massa num meio de uma só fase e dois componentes, obtém-se a seguinte equação de conservação das espécies:

$$\frac{Dw^*}{D\tau^*} = \frac{1}{Re_0 Sc} \frac{\partial}{\partial x_i^*} \left[\left(1 + \frac{\varepsilon}{\nu} \frac{Sc}{Sc_t} \right) \left(\frac{\partial w^*}{\partial x_i^*} \right) \right] \quad (4.8)$$

A concentração w^* (ou fração) de massa de um dos componentes em forma adimensional é definida por: $w^* = \frac{w - w_0}{w_\infty - w_0}$

onde w_0 é a concentração do componente sobre a superfície de transferência de massa e w_∞ é a concentração do componente ao longe da superfície de transferência.

$Sc = (\nu/\mathcal{D})$ é o número de Schmidt, onde \mathcal{D} é o coeficiente de difusão de massa do componente que está sendo transferido no fluido e $Sc_t = \varepsilon/\varepsilon_m$ o número de Schmidt turbulento, com ε_m difusividade turbulenta de massa.

A solução da equação (4.8) reporta que $w^* = w^*(Re_0, Sc, x_i^*)$. Então o número de Sherwood, adimensional que caracteriza o gradiente de concentração no fluido adjacente a superfície de transferência fica expresso por:

$$Sh = \left. \frac{\partial w^*}{\partial x_j^*} \right|_{x_j^*=0} = \frac{h_m L_0}{\mathcal{D}} \quad ; \quad Sh = Sh(Re_0, Sc, x_i^*) \quad (4.9)$$

Fazendo uma análise das equações (4.4) e (4.8) pode ser observado que as duas são similares, sendo que a equação (4.4) descreve o campo de temperatura da mesma

forma que a equação (4.8) descreve o campo de concentração, como é verificado das soluções adimensionais encontradas para Nu e Sh . Mas para que exista analogia plena entre as duas equações e em consequência nas soluções, ainda deve ser satisfeita a condição: $Pr_t = Sc_t$. Todas as evidências experimentais demonstram que esta condição é obedecida.

O resultado expresso antes mostra que para configurações geométricas e condições de contorno similares, pode-se simplesmente substituir na equação de conservação da energia ou das espécies, T^* por w^* e Pr por Sc e uma se transforma na outra. Isto significa que em (4.7) Nu pode ser substituído por Sh e Pr por Sc obtendo a expressão (4.9). Portanto, a transferência de calor e a transferência de massa são análogas e basta conhecer a solução para o processo de transferência de massa que então dispõe-se da solução para o processo análogo de transferência de calor ou vice-versa.

Os resultados experimentais em transferência de calor geralmente são correlacionados em equações empíricas da forma:

$$Nu = c Re^m Pr^n$$

De acordo com a analogia calor-massa, os resultados de transferência de massa podem ser correlacionados na mesma forma:

$$Sh = c Re^m Sc^n$$

Dividindo-se uma equação pela outra, tem-se que os resultados da transferência de massa podem ser convertidos nos correspondentes dados de transferência de calor:

$$\frac{Nu}{Sh} = \left(\frac{Pr}{Sc} \right)^n \quad (4.10)$$

Na expressão (4.10) o expoente n é uma constante empírica determinada dos resultados experimentais, sendo encontrada na faixa de 0,4 a 1/3. Na maioria dos

trabalhos consultados na bibliografia, n é tomado com valor igual a $1/3$ para regime laminar.

A analogia entre a transferência de calor e de massa pode ser expressa de outras formas. O número de Sherwood e o número de Nusselt podem ser apresentados como o produto de três adimensionais, i.e.:

$$\begin{aligned} Sh &= St_m \cdot Re \cdot Sc \\ Nu &= St_c \cdot Re \cdot Pr \end{aligned} \quad (4.11)$$

onde St_m, St_c são os números de Stanton para transferência de calor e de massa respectivamente. Substituindo-os na equação (4.10) obtém-se:

$$St_m \cdot Sc^{1-n} = St_c \cdot Pr^{1-n}$$

que é a forma equivalente de apresentar a analogia " j " de Colburn para transferência de calor e massa.

$$j_m = j_c \quad (4.12)$$

com $j_m = St_m \cdot Sc^{1-n}$ e $j_c = St_c \cdot Pr^{1-n}$

As expressões da analogia foram apresentadas em termos de números adimensionais locais, mas podem ser integradas resultando expressões semelhantes em termos de valores globais. A expressão da analogia é válida para escoamento laminar ou turbulento, sempre que $Pr_t = Sc_t$.

Lewis (1971) mostrou que os coeficientes de transferência de calor e de massa podem ser relacionados de forma mais precisa. Usando uma expressão derivada do perfil universal de velocidade da camada limite turbulenta e considerando iguais a difusividade turbulenta de calor e de quantidade de movimento ($Pr_t=1$), pode-se obter o coeficiente

de transferência de calor da camada limite turbulenta em termos do coeficiente de atrito e do número de Prandtl.

Seguindo esta linha de análise foi demonstrado que para escoamentos turbulentos simples, tais como o escoamento sobre placa plana ou escoamento turbulento plenamente desenvolvido em tubo, existem discrepâncias em relação à analogia de Colburn. Segundo Colburn, a relação $\Phi=(St/St_m)$ deve ter um valor constante dado que Pr e Sc mantêm-se praticamente constantes, porém Lewis (1971) encontrou que em geral o fator Φ diminui com o incremento do número de Reynolds.

Quando o escoamento é altamente turbulento, o número de Prandtl e o número de Schmidt de difusão molecular influenciam na transferência de calor ou de massa só na região da subcamada laminar (muito próximo da parede). Assim, em escoamento com alto número de Reynolds, a turbulência presente na camada limite torna-se mais significativa que a difusão molecular, pois esta fica restringida apenas à subcamada laminar, a qual é menos espessa em razão da alta turbulência. Isto significa que na aplicação da analogia calor-massa deve-se tomar muito cuidado, reservando a analogia simples de Colburn aos escoamentos laminares.

Para encerrar a discussão sobre o estabelecimento da analogia calor-massa é importante deixar resumidas as hipóteses fundamentais que têm sido consideradas:

1. Propriedades do fluido constantes.
2. Baixa taxa de transferência de massa.
3. Não existem reações químicas no fluido.
4. A dissipação viscosa é desprezível.
5. Não existe transferência de calor por radiação.
6. Não existe difusão por gradientes de pressão ou térmico, nem difusão forçada.

As duas primeiras restrições são as mais importantes para a maioria dos problemas.

Apesar da analogia calor - massa ter sido desenvolvida para propriedades constantes, ela também é aplicável no caso de propriedades variáveis se é satisfeita a condição de que a dependência das propriedades com a temperatura seja similar à dependência com a fração de massa na faixa de temperatura e concentração onde produz-se o problema.

Para gases quase sempre é possível aplicar a analogia com propriedades variáveis, pois os números de Prandtl e Schmidt são praticamente constantes. A densidade mostra um comportamento similar com a temperatura e com a concentração, segundo pode observar-se das relações apresentadas a seguir (obtidas da consideração do gás perfeito):

$$\rho = f(T) \quad \rho = \frac{pM}{R(T_0 + \Delta T)} \quad (4.13)$$

$$\rho = f(w) \quad \rho = \frac{p}{RT} \frac{M_1 M_2 / (M_2 - M_1)}{w + M_1 / (M_2 - M_1)} \quad (4.14)$$

Para a viscosidade não acontece exatamente o mesmo, mas o problema pode ser resolvido adotando uma lei de variação linear de μ com T e com w na faixa de trabalho.

CAPÍTULO 5

5. MODELAGEM

Os objetivos deste trabalho estão relacionados com o estudo dos efeitos produzidos na transferência de calor e na perda de carga pela colocação de *GVL* (com variação de sua posição e parâmetros geométricos) em trocadores de calor tubo-aleta compactos com duas fileiras de tubos em arranjo alternado.

Os modelos reais de trocadores de calor geralmente são complexos, pois as aletas contém venezianas e corrugações nas bordas para intensificar a transferência de calor. Neste trabalho as aletas são simplificadas, sendo consideradas lisas para que seja possível estudar isoladamente os efeitos de intensificação da transferência de calor e de perda de carga produzidos pelos geradores de vórtices longitudinais.

A figura 5.1 apresenta um esquema de um canal de trocador de calor compacto com duas fileiras de tubos em arranjo alternado, onde são mostradas as principais características geométricas do trocador de calor.

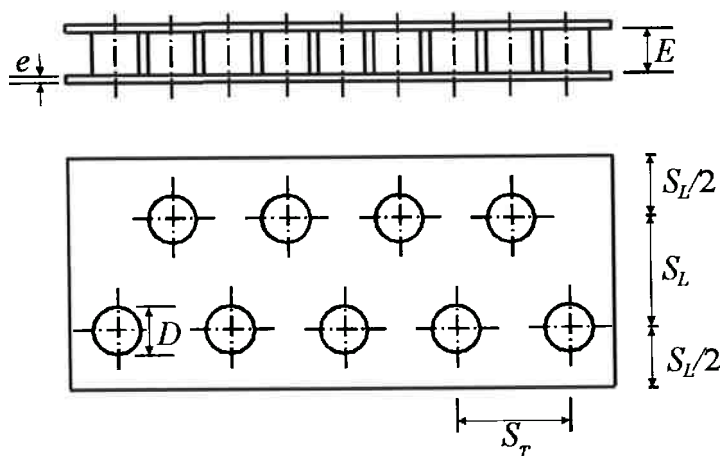


Figura 5.1. Esquema de um canal de trocador de calor com sua caracterização geométrica.

Os parâmetros geométricos que caracterizam o trocador de calor deste tipo são:

- espaçamento longitudinal entre tubos (passo longitudinal), S_L
- espaçamento transversal entre tubos (passo transversal), S_T
- espaçamento entre aletas, E
- espessura da aleta, e
- diâmetro de tubo, D
- comprimento de aleta à montante da primeira fileira de tubos e à jusante da segunda fileira

A seleção dos valores dos parâmetros geométricos a serem adotados foi realizada a partir de dados de trocadores de calor compactos comerciais e da revisão bibliográfica sobre a influência das diferentes características geométricas no desempenho dos trocadores de calor.

Todos os parâmetros geométricos usados neste trabalho foram adotados em forma adimensional com relação ao diâmetro dos tubos. Isto teve como objetivo dar maior generalidade ao estudo e permitir o uso de modelos em escala durante os testes.

Seleção de parâmetros.

Espaçamento transversal (S_T/D). Os resultados de grande número de autores citados na revisão bibliográfica indicam que a variação deste parâmetro é determinante no desempenho do trocador de calor. Portanto, a influência do espaçamento transversal deve ser avaliada neste estudo. A faixa de variação escolhida para S_T/D é de 1,5 até 2,75; por ser a faixa onde se encontram a maioria dos trocadores de calor compactos comerciais. O valor do incremento escolhido para a análise deste parâmetro é $\Delta S_T/D=0,25$.

Espaçamento longitudinal (S_L/D). Por argumentos semelhantes aos do

espaçamento transversal decidiu-se avaliar a influência do passo longitudinal, cuja faixa de variação é S_T/D de 1,5 até 2,5; também com incrementos de $\Delta S_T/D = 0,25$ em cada modelo.

Espaçamento entre aletas (E/D). Este parâmetro é mantido constante no estudo, pois como demonstrado por Rich (1973) e mais tarde por McQuiston (1978) o espaçamento entre aletas tem pouca influência sobre a transferência de calor e a perda de carga para uma ampla faixa de valores. Para o estudo escolheu-se o valor $E/D=0,2$; muito usado em projetos de trocadores de calor.

Espessura da aleta (e/D). A espessura também será mantida constante, com um valor típico de $e/D=0,035$. No caso particular deste trabalho, o valor da espessura de aleta não pode ser modificada pelas limitações da técnica experimental de sublimação de naftaleno.

Comprimento de aleta à montante da primeira fileira de tubos e à jusante da segunda fileira. Decidiu-se usar um valor de comprimento igual à metade do espaçamento longitudinal ($0,5 S_T/D$), que é o valor adotado comercialmente e universalmente usado em todos os trabalhos sobre o tema.

Um resumo do conjunto de valores dos parâmetros geométricos dos modelos, que são usados no estudo, são apresentados a seguir:

Parâmetros da geometria tubo-aleta:

Parâmetros constantes:

$$E/D=0,2$$

$$e/D=0,035$$

Parâmetros variáveis:

$$S_T/D \quad 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 2,75$$

$$S_L/D \quad 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5$$

5.1. Modelos experimentais.

Os modelos experimentais consistem em trocadores de calor formados por duas

fileiras de tubos em arranjo alternado com aletas lisas. Todos os modelos utilizados no estudo são modelos em escala ampliada, que mantêm os valores das relações entre as características geométricas discutidas anteriormente.

A justificativa para usar modelos em escala é que nos modelos reais de trocadores de calor o espaçamento entre aletas e a área das mesmas são muito reduzidos, o que dificulta a colocação e remoção constantes dos geradores de vórtices sobre as aletas, além do que torna quase impossível a aplicação da técnica de sublimação de naftaleno.

Os valores absolutos dos parâmetros geométricos dos modelos, i.e., da escala dos modelos, foram determinados por dois fatores fundamentais: as dimensões das instalações experimentais (leia-se dimensões do túnel de vento) e o uso de modelos o mais simples possível. Foram projetados modelos que usando o menor número de tubos e aletas, possam representar o maior número possível de diferentes relações geométricas e possam ser inseridos dentro das dimensões fixas da seção de testes do túnel de vento.

Considerando que o modelo mais simples que pode ser construído é aquele apresentado na figura 5.2, decidiu-se usar uma geometria semelhante a este modelo.

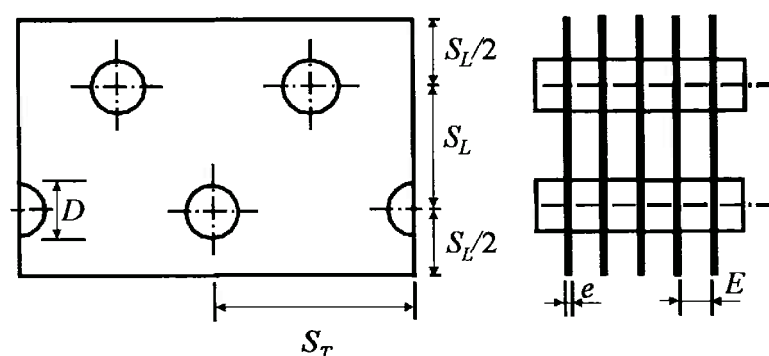


Figura 5.2. Esquema dos modelos experimentais.

Estando fixados a largura de aleta (pela largura da seção de testes do túnel) e o número de tubos em cada fileira, os valores das relações geométricas em cada modelo

são obtidos escolhendo o diâmetro adequado de tubo. Assim, para um túnel com seção de testes de largura 260 mm (vide item 6.4) tem-se os valores apresentados na tabela 5.1.

Tabela 5.1. Valores de diâmetros de tubo definidos para os modelos experimentais.

D [mm]	86,7	74,3	65	57,8	52	47,3
S_T/D	1,5	1,75	2	2,25	2,5	2,75

A partir destes valores de diâmetros foram determinadas as outras dimensões correspondentes aos 30 modelos a serem testados, as quais são apresentadas na tabela 5.2.

Tabela 5.2. Características geométricas dos modelos experimentais.

<i>N.º do modelo</i>	1	2	3	4	5
D [mm]	86,7	86,7	86,7	86,7	86,7
S_T [mm]	130	130	130	130	130
S_L [mm]	130	152	173	195	217
E [mm]	17,3	17,3	17,3	17,3	17,3
e [mm]	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0

<i>N.º do modelo</i>	6	7	8	9	10
D [mm]	74,3	74,3	74,3	74,3	74,3
S_T [mm]	130	130	130	130	130
S_L [mm]	111,5	130	148,6	167,2	185,8
E [mm]	14,9	14,9	14,9	14,9	14,9
e [mm]	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6

<i>N.º do modelo</i>	11	12	13	14	15
D [mm]	65	65	65	65	65
S_T [mm]	130	130	130	130	130
S_L [mm]	97,5	113,8	130	146,3	162,5
E [mm]	13	13	13	13	13
e [mm]	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3

<i>Nº. do modelo</i>	16	17	18	19	20
<i>D</i> [mm]	57,8	57,8	57,8	57,8	57,8
<i>S_T</i> [mm]	130	130	130	130	130
<i>S_L</i> [mm]	86,7	101,2	115,6	130	144,5
<i>E</i> [mm]	11,6	11,6	11,6	11,6	11,6
<i>e</i> [mm]	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0

<i>Nº. do modelo</i>	21	22	23	24	25
<i>D</i> [mm]	52	52	52	52	52
<i>S_T</i> [mm]	130	130	130	130	130
<i>S_L</i> [mm]	78	91	104	117	130
<i>E</i> [mm]	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4
<i>e</i> [mm]	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8

<i>Nº. do modelo</i>	26	27	28	29	30
<i>D</i> [mm]	47,3	47,3	47,3	47,3	47,3
<i>S_T</i> [mm]	130	130	130	130	130
<i>S_L</i> [mm]	71,0	82,8	94,6	106,4	118,3
<i>E</i> [mm]	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5
<i>e</i> [mm]	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7

Um comentário particular deve ser feito sobre a espessura da aleta. Para estudar a transferência de calor sobre a aleta por meio da técnica de sublimação de naftaleno é necessário que a aleta sirva de reservatório e também de molde para a camada de naftaleno, que substituirá a superfície metálica da aleta para o estudo. Este fato limita a espessura mínima que a aleta pode ter.

Pela escala dos modelos, nos últimos 10 casos as aletas deveriam ter uma espessura de 1,8 e 1,7 mm, mas considerando que a camada de naftaleno precisa de uma espessura de aproximadamente 1 mm para sua montagem e que a aleta deve ter suficiente resistência mecânica para não perder a forma, decidiu-se adotar uma espessura mínima de aleta de 2 mm. A mudança na espessura da aleta é feita apenas para os testes de transferência de calor, mantendo os valores definidos para os testes de perda de carga.

A variação introduzida significa mudar a espessura relativa da aleta até $e/D=0,04$ no caso mais crítico.

5.2. Características construtivas dos modelos ensaiados.

Os modelos são construídos conforme as dimensões geométricas dadas anteriormente, e estão compostos por 5 tubos com um número de aletas que varia de um modelo a outro, em função do espaçamento entre aletas e da altura da seção de testes. Considerando que a seção de testes possui altura de 91,5 mm (vide o item 6.4), o número de aletas calculado para os diferentes modelos é apresentado na tabela 5.3.

Tabela 5.3. Número de aletas dos modelos experimentais.

Modelos	1 - 5	6 -10	11-15	16 -20	21-25	26 - 30
Nº de aletas	3	4	5	6	7	7

Os modelos são construídos usando tubo de material plástico em forma de anéis que permitem o espaçamento uniforme das aletas. A fixação mecânica dos anéis sobre a superfície das aletas foi conseguida através de cola. As aletas são de material acrílico.

As aletas de testes para a técnica de sublimação de naftaleno são feitas de alumínio e colocadas no centro do modelo. A geometria externa destas aletas é similar a das demais. Estruturalmente, no entanto, são bem diferentes pois estão compostas de três partes cortadas longitudinalmente (figura 5.3). As três parcelas mencionadas (ou seja, a área total da aleta) estão formadas por bandejas, todas contendo uma camada de naftaleno. A parcela interna (área preenchida de cor mais clara na figura) constitui o elemento utilizado para os testes. A área de medição foi escolhida coincidindo com a metade do espaçamento transversal entre tubos para aproveitar as condições de simetria usando uma área mínima de placa de teste. O naftaleno foi colocado nas parcelas laterais

da área de teste apenas para evitar os erros devidos à difusão do vapor de naftaleno na direção transversal ao escoamento.

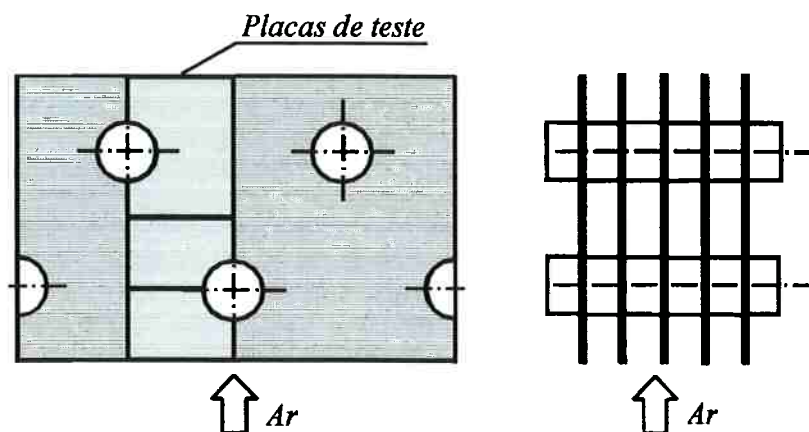


Figura 5.3. Esquema representativo da composição das aletas de teste.

A área de teste está dividida em três regiões: uma à montante da primeira fileira de tubos, outra à jusante desta fileira que se estende até a metade do comprimento do canal e uma terceira desde a metade até o final do canal, que corresponde com a área associada à segunda fileira de tubos. O objetivo perseguido com esta estrutura é poder dividir a transferência de calor relacionada com cada fileira de tubos, além de evitar placas muito compridas e pesadas. A primeira metade da placa é subdividida para utilizar os resultados da placa da frente como elemento de verificação da repetitividade dos testes, dado que na região à montante da primeira fileira o valor do coeficiente de transferência deve ser sempre o mesmo. No esquema da figura 5.3 apenas é apresentada uma aleta, mas esta configuração é semelhante no piso e no teto do canal.

As bandejas que formam as placas de teste estão constituídas por um rebaixo de 1 mm que é preenchido de naftaleno até a altura das bordas, resultando numa superfície lisa da mesma espessura que a aleta original. As bordas foram projetadas com uma largura de 1 mm na parte exterior da aleta (figura 5.4).

As bordas são colocadas para dar forma ao naftaleno no processo de fundição, e também para proteger o bordo de ataque do naftaleno das altas taxas de sublimação e erosão. A presença da borda de alumínio na entrada faz com que apareça um comprimento de entrada sem transferência de massa, que em termos de analogia calor-massa, significa um comprimento adiabático até o ponto de início da camada de naftaleno onde começa a transferência de calor com parede isotérmica.

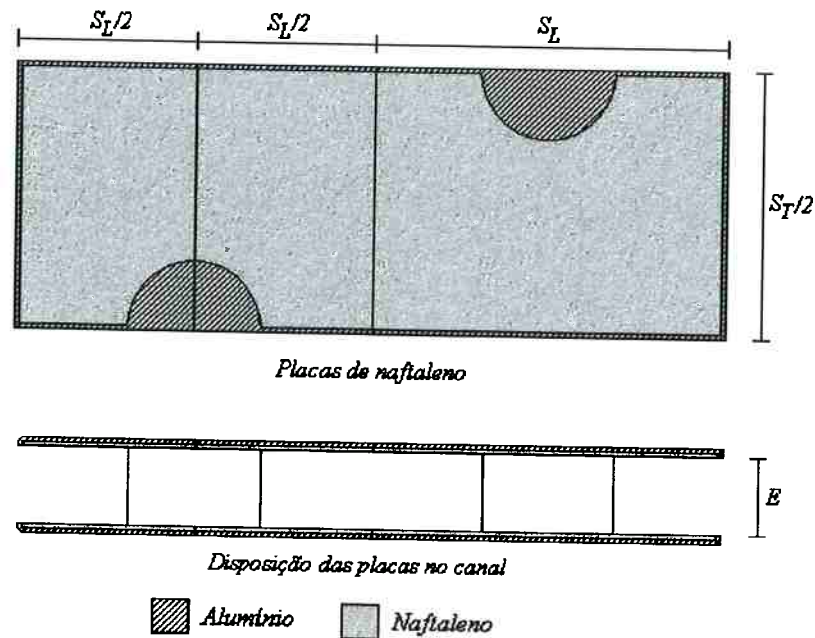


Figura 5.4. Esquema das placas de naftaleno na aleta e no canal.

O fato de existir um deslocamento entre o ponto de início do desenvolvimento da camada limite dinâmica e a térmica (de massa), que não existe no trocador de calor real, introduz um erro nos resultados da experiência. Entretanto, como pode ser visto em Bayón (1996), onde se faz a avaliação da existência do comprimento de entrada sem transferência de massa (ou calor) para placa plana, a diferença introduzida por este efeito sobre o número de Nusselt médio, para as condições de teste, atinge apenas 1%.

Considerando que na geometria estudada estão presentes os tubos e os geradores de vórtices o erro pelo comprimento de entrada sem transferência de massa deve ser menor que o estimado para placa plana.

CAPÍTULO 6

6. DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

6.1. Introdução.

Para o levantamento dos dados são utilizados dois métodos experimentais: a técnica de sublimação de naftaleno sobre o modelo experimental para a determinação do coeficiente global de transferência de massa e uma técnica de evaporação, desenvolvida neste trabalho, para a medição dos coeficientes locais de transferência de massa. Por meio destas técnicas são obtidos os valores dos coeficientes de transferência de massa que, através da analogia calor-massa são transformados nos coeficientes de transferência de calor ou nos adimensionais que caracterizam a transferência de calor. Assim, este capítulo é dedicado à apresentação dos métodos para determinar os coeficientes (ou os adimensionais) de transferência de massa, continuando com uma descrição da instalação experimental e dos métodos utilizados para medir as diferentes grandezas envolvidas.

6.2. Metodologia para a obtenção do coeficiente global de transferência de calor.

Considere-se um modelo de trocador de calor colocado dentro de um túnel de vento, onde escoa ar com temperatura T . Se, como foi explicado no capítulo de Modelagem, parte da superfície da aleta do trocador de calor é substituída por uma camada de naftaleno (vide a figura 6.1), quando o ar passa sobre a superfície se produz uma transferência de massa entre a aleta e o ar, devido à sublimação do naftaleno. Esta sublimação dá lugar a um fluxo de massa da aleta para o ar, fazendo com que a massa de naftaleno da aleta comece a diminuir.

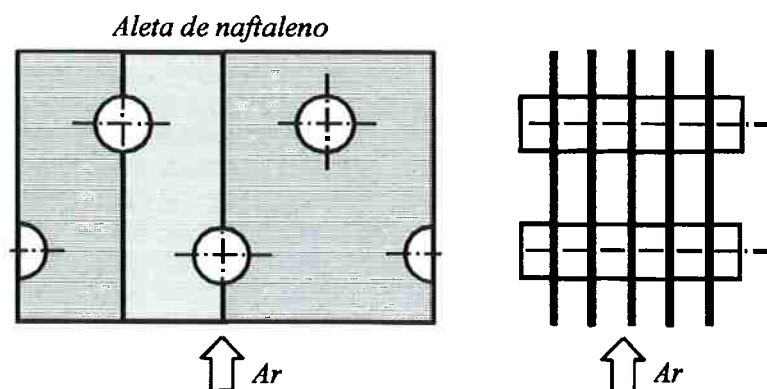


Figura 6.1. Método experimental.

Portanto, para obter o coeficiente global de transferência de massa será suficiente determinar o fluxo total de massa transferido ou sublimado (\dot{m}_{total}) correspondente à superfície da placa de teste.

O fluxo global de massa transferida é calculado como a razão da massa total sublimada (Δm) dividida pelo tempo (τ) em que a placa foi submetida ao escoamento de ar no túnel, ou seja o tempo de teste, e pela área total da placa de naftaleno (A_n).

$$\dot{m}_{total} = \frac{\Delta m}{\tau A_n} \quad (6.1)$$

A quantidade de massa total sublimada ou transferida é determinada segundo a expressão:

$$\Delta m = m_i - m_f \quad (6.2)$$

sendo:

m_i massa inicial da placa de naftaleno antes de ser colocada no túnel

m_f massa final da placa de naftaleno depois de concluído o teste no túnel de vento.

Neste caso é muito importante fazer a correção da quantidade de massa sublimada por convecção natural durante as operações realizadas com a placa de naftaleno fora do túnel. Tal correção (Δm_c) deverá ser subtraída da massa total sublimada, para conhecer a massa real sublimada durante o teste. Assim, Δm real será dado como:

$$\Delta m = m_i - m_f - \Delta m_c \quad (6.3)$$

Segundo a definição geral do coeficiente de transferência de massa, neste caso o coeficiente global fica expresso como a seguir:

$$\bar{h}_m = \frac{\dot{m}_{total}}{(\Delta\rho_n)_m} \quad (6.4)$$

Como pode ser observado da equação acima, a transferência de massa é produzida pela diferença de concentração do vapor de naftaleno $(\Delta\rho_n)_m$, que para o caso do coeficiente global de transferência de massa deve ser calculada como uma diferença média logarítmica, segundo se mostra na expressão 6.5.

$$(\Delta\rho_n)_m = \frac{(\rho_{n,w} - \rho_{n,\text{cox}=0}) - (\rho_{n,w} - \rho_{n,\text{cox}=L})}{\ln\left[\frac{(\rho_{n,w} - \rho_{n,\text{cox}=0})}{(\rho_{n,w} - \rho_{n,\text{cox}=L})}\right]} \quad (6.5)$$

Portanto todas as concentrações inclusas em (6.5) devem ser avaliadas caso se deseje conhecer o coeficiente de transferência de massa.

Considerando que o vapor de naftaleno comporta-se como um gás ideal, então a concentração do vapor de naftaleno sobre a superfície, $\rho_{n,w}$, será dada por:

$$\rho_{n,w} = \frac{p_{vn}}{R_n T_n} \quad (6.6)$$

onde:

T_n temperatura da superfície do naftaleno

R_n constante do vapor de naftaleno

p_{vn} pressão de vapor de naftaleno sobre a superfície.

Para a avaliação de p_{vn} neste trabalho é utilizada a equação de Ambrose *et al.*(1975), selecionada por este autor durante a revisão bibliográfica para a Dissertação de Mestrado e já usada anteriormente com sucesso em Bayón (1996).

A equação é a seguinte:

$$T_n \log p_{v,n} = (1/2)a_0 + \sum a_s E_{s(x)}$$

$$a_0=301,6247; a_1=791,4937; a_2= -8,2536; a_3=0,4043$$

$$x=(2T_n - 574)/ 114 \quad (6.7)$$

$$E_{1(x)}= x$$

$$E_{2(x)}= 2x^2-1$$

$$E_{3(x)}=4x^3-3x$$

válida na faixa de temperatura (230,15 K < T_n < 344,15 K).

Deve ser notado que o sistema de transferência analisado é isotérmico, pois ocorre à temperatura constante do ar (T_a), sendo $T_a=T_n=$ constante em toda a placa. Assim, a pressão de vapor ($p_{v,n}$) e a concentração do vapor de naftaleno ($\rho_{n,w}$) também são uniformes sobre a superfície da placa de naftaleno. A diminuição da temperatura da superfície com relação à temperatura do ar em razão da mudança de fase do naftaleno pode ser desprezada, pois segundo demonstrou Eckert (1976) e mais tarde Mendes (1991), em convecção forçada a diferença entre estas duas temperaturas é da ordem de 0,02 K.

Em termos de analogia calor-massa, a condição de contorno de superfície isotérmica para transferência de massa equivale também a uma condição de contorno de temperatura de parede constante para transferência de calor, i.e. aleta isotérmica com eficiência unitária.

A concentração de vapor de naftaleno, $\rho_{n,ox}$, representa a concentração de vapor na corrente de ar tomada em uma seção transversal de canal com coordenada x (onde a direção x é a direção principal do escoamento). Assim, na expressão (6.5) $\rho_{n,ox=0}$ corresponde à concentração de vapor de naftaleno na coordenada $x=0$ (entrada da placa

de naftaleno) e $\rho_{n,\infty=L}$ corresponde à concentração de vapor de naftaleno na posição de saída da placa.

A concentração $\rho_{n,\infty x}$ pode ser determinada aplicando a equação de conservação da massa a um volume de controle que envolva o ar no canal e a superfície da aleta (placa de naftaleno) desde a entrada até a coordenada x , obtendo-se:

$$\rho_{n,\infty x} = \rho_{n,\infty x=0} + A_{(x)}(\bar{m}_{(x)}/\dot{V}) \quad (6.8)$$

onde:

$\bar{m}_{(x)}$ fluxo médio de naftaleno sublimado na placa até a coordenada x

\dot{V} vazão volumétrica de ar que escoava sobre a área da placa de naftaleno

$\rho_{n,\infty x=0}$ concentração de vapor de naftaleno presente na entrada da placa de naftaleno.

O fluxo médio de massa sublimada até a coordenada $x=L$ deve ser tomado como o fluxo de massa total (\dot{m}_{total}).

A transferência de massa global pode ser expressa em termos do coeficiente de transferência de massa global \bar{h}_m , mas também em forma adimensional através do número de Stanton para transferência de massa (\bar{St}_m) ou do número de Sherwood (\bar{Sh}).

O número de Stanton para transferência de massa global é definido como:

$$\bar{St}_m = \frac{\bar{h}_m}{u} \quad (6.9)$$

sendo u a velocidade média na seção mínima de escoamento.

O número de Sherwood global é dado por:

$$\bar{Sh} = \frac{\bar{h}_m D_h}{\varnothing} \quad (6.10)$$

onde:

D_h diâmetro hidráulico do canal do trocador de calor, calculado segundo a definição de Kays e London (1984) para trocadores de calor compactos.

\mathcal{D} coeficiente de difusão de massa do vapor de naftaleno no ar.

Uma outra definição para o número de Sherwood é expressa em função dos números adimensionais de Stanton, de Reynolds e de Schmidt, i.e.:

$$\overline{Sh} = \overline{St}_m Re Sc \quad (6.11)$$

Lembrando as definições do número de Reynolds

$$Re = \frac{uD_h}{\nu} \quad (6.12)$$

e do número de Schmidt

$$Sc = \frac{\nu}{\mathcal{D}} \quad (6.13)$$

e sendo ν a viscosidade cinemática do ar, basta apenas observar a expressão (6.10) para compreender que a mesma é equivalente à expressão (6.11).

Os valores do coeficiente de difusão do naftaleno no ar e do número de Schmidt utilizados neste trabalho são determinados através das correlações propostas por Cho (1992), que são apresentadas a seguir:

$$\mathcal{D} = 8,1771 \cdot 10^{-7} T^{1,983} \quad (6.14)$$

$$Sc = 8,0743 T^{-0,2165} \quad (6.15)$$

Ambas as correlações possuem uma incerteza de 3%.

Da análise anterior conclui-se que para poder obter os adimensionais que caracterizam a transferência de massa global é necessário medir as seguintes grandezas:

1. Massa da placa de naftaleno antes e depois de cada teste no túnel de vento.
2. Variação da massa da placa devido à sublimação natural.

3. Temperatura do ar.
4. Tempo de teste no túnel.

Além destas grandezas também é necessário medir a vazão mássica de ar, a densidade do ar e as dimensões geométricas da seção de testes e do canal do trocador de calor para determinar a velocidade do ar e a vazão volumétrica de ar no canal.

Antes de concluir este item, é importante lembrar que todos os resultados de transferência de massa que neste trabalho são expressos em termos de transferência de calor são transformados através da analogia de Colburn (vista antes no item 4.2):

$$\overline{St}_c = \overline{St}_m (Sc / Pr)^{2/3} \quad (6.16)$$

$$\overline{Nu} = \overline{Sh} (Pr / Sc)^{1/3} \quad (6.17)$$

6.3. Método de medição dos coeficientes locais de transferência de massa baseado na relação água evaporada - variação de cor através de tratamento de imagens.

6.3.1. Introdução.

Para a determinação dos coeficientes locais de transferência de calor existem múltiplos métodos experimentais. Um grande grupo dessas técnicas experimentais baseiam-se na medição dos coeficientes de transferência de massa, determinando os coeficientes de transferência de calor usando a analogia entre a transferência de calor e a transferência de massa, i.e., usando as semelhanças entre a camada limite de concentração e a camada limite térmica (Eckert, 1976).

As técnicas baseadas na transferência de massa permitem determinar a distribuição dos coeficientes locais de transferência de calor sem a presença dos efeitos negativos das perdas produzidas pela transferência de calor por condução e por radiação.

A única condição restritiva é que os métodos baseados na medição da transferência de massa são aplicáveis apenas para superfícies isotérmicas, não podendo ser usada para outras condições de contorno térmicas (fluxo de calor constante, etc.).

Uma classificação das técnicas para a medição da transferência de massa em escoamentos sobre superfícies é encontrada em Kottke (1978). Dentro dos métodos mencionados por Kottke (1978) destacam-se as técnicas de absorção com reações químicas e intensidade de cor e as técnicas de sublimação e de evaporação. A primeira técnica, geralmente, é usada através da absorção de amônia na superfície de transferência (Kottke, 1985, Shüz, 1992, Gaiser, 1989), sendo um método complexo pois exige da calibração dos resultados com geometrias onde o coeficiente de transferência de massa é conhecido. Os métodos de sublimação tem sido amplamente usados, especialmente a sublimação de naftaleno (como mostra o artigo de revisão bibliográfica Goldstein, 1995). O método de sublimação de naftaleno é uma técnica relativamente simples e com pequeno grau de incertezas (5-6%), embora quando usada para medições dos coeficientes locais exija equipamentos sofisticados (de muito boa exatidão e alto custo) para poder determinar as pequenas deformações da superfície com uma incerteza razoável. Os métodos de evaporação para a medição do coeficiente global de transferência de calor são semelhantes ao método da sublimação de naftaleno. Já para medições locais, a evaporação apenas tem sido aplicada para visualização. A principal desvantagem atribuída ao método de medição por evaporação (citada por Kottke, 1982) consiste na alteração da camada limite de concentração quando ocorre a secagem parcial de regiões da superfície investigada. Considerando que a limitação mencionada antes não constitui um impedimento insuperável, objetivou-se neste trabalho desenvolver uma técnica de medição dos coeficientes locais de transferência de calor baseado num método

de evaporação, visando que a técnica desenvolvida seja relativamente simples, mais barata e com valores de incertezas da mesma ordem de grandeza que outros métodos amplamente usados para este fim (tais como a sublimação de naftaleno, cristais líquidos, etc.).

No método de medição aqui desenvolvido (de forma similar a outros métodos baseados na transferência de massa), usa-se a analogia transferência de calor-massa, ou seja, determinam-se os coeficientes locais de transferência de massa e posteriormente através da aplicação da analogia de Colburn entre os processos de transferência de calor e de massa, levantam-se os resultados em termos de transferência de calor.

É conhecido que para algumas substâncias existe uma relação entre o grau de umidade apresentada pelo material e a tonalidade de cor que mostra a superfície. Isto é observado em materiais tais como o caulim e o pó de giz quando molhados com um líquido transparente. Assim, por exemplo, uma camada delgada de caulim quando umedecida com salicileto de etila (usado para visualização por Murphy,1951 *apud* Kottke,1982) fica quase transparente e quando seca toma a cor branca original do material. O pó de giz quando aplicado numa camada fina umedecida com água, também passa a ser quase transparente e já seco toma a cor própria (branco, amarelo, etc., segundo o giz escolhido). Nestes dois exemplos, observa-se que o tom de cor que mostra a superfície muda com o grau de umidade, sendo que quando a camada de material analisado está úmida, a cor mostrada pela superfície é praticamente a cor da superfície que serve de substrato da camada (pois esta é quase transparente), mas quando a camada fica seca a cor observada é propriamente a da camada de material. Este fato permite pensar em estabelecer uma gradação entre o tom de cor adquirido pela superfície e a umidade de um determinado tipo de material. O objetivo é aproveitar esta

dependência para desenvolver uma técnica que permita determinar a quantidade de água transferida por uma superfície a partir dos dados de cor da mesma.

Sendo determinada uma escala ou gradação de variação de tom de cor da superfície em função da variação da umidade (da massa de líquido no material), pode-se dispor de um recurso para determinar a quantidade de massa evaporada ou extraída do material apenas conhecendo a variação da cor ocorrida. Isto pressupõe o estabelecimento de uma escala que relacione a água transferida com a variação dos tons de cor.

Para que uma escala possa ser estabelecida é necessário que sejam satisfeitas uma série de condições. Algumas das quais são:

1. Material homogêneo. Esta condição é básica para que os resultados possam ser válidos em qualquer ponto da superfície, para não existir variação das propriedades.
2. Escala reproduzível. Sempre que o método seja utilizado aplicando procedimentos semelhantes os resultados de variação de cor devem ser os mesmos para a mesma quantidade de massa transferida.
3. O líquido utilizado para umedecer o material da camada deve ter uma pressão de vapor relativamente alta à temperatura ambiente para garantir altas taxas de evaporação (de massa transferida) no tempo e portanto, também altas taxas de variação de cor.
4. Deve ser garantido que a quantidade de umidade extraída esteja dentro dos limites do processo de secagem conhecido como período de velocidade constante, ou seja, aquele período onde é transferida apenas a umidade livre através de uma superfície constante. Isto garante que não existirá alteração local da camada limite de concentração por secagem excessiva de determinados pontos da superfície.
5. Para poder usar a técnica em termos locais é necessário mais um requisito. Neste

caso, o efeito difusivo da umidade dentro do material deve ser desprezível quando comparado com a convecção na superfície. Esta condição evita os erros devidos à migração de líquido dos pontos mais úmidos a aqueles mais secos.

O método de medição da transferência de massa como função dos tons de cor da superfície é um método geral. Porém a escala determinada para um tipo de material dado não é válida em qualquer situação, pois depende dos fatores que existem na aplicação particular que podem determinar diferentes valores dos tons de cor para a mesma umidade. Para exemplificar esta afirmação, coloque-se uma camada bem fina de giz úmido sobre uma superfície preta e outra sobre uma superfície azul. Sendo esta camada quase transparente, os tons de cor que poderão ser apreciados são praticamente pretos em um caso e azuis no outro. Quando ambas as camadas estiverem secas, o tom de cor obtido será quase o mesmo, aquele da cor do giz seco. Então, as duas camadas podem ter perdido a mesma quantidade de água e não obstante a variação de tons de cor é diferente nas duas, ou seja, a relação entre variação de massa transferida e variação de tom de cor será diferente em cada caso. Portanto, terão sido estabelecidas duas escalas diferentes.

6.3.2. Descrição do método de medição.

A seguir apresenta-se o procedimento completo para a aplicação do método na determinação dos coeficientes locais de transferência de calor sobre a superfície da aleta de um trocador de calor tubo-aleta.

O primeiro passo é determinar o material a utilizar. Neste caso foi escolhido o pó de giz umedecido com água, por apresentar várias características favoráveis:

1. É um material que mostra uma boa dependência entre umidade e o tom de cor.

2. É um material bastante homogêneo.
3. Com o pó de giz úmido consegue-se recobrir superfícies, ficando com uma tonalidade bem homogênea.
4. Apresenta baixa difusão de umidade entre uma região úmida e outra seca quando aplicado em forma de uma fina camada.
5. É um material barato e fácil de manipular.

Escolhe-se água para molhar o pó de giz por apresentar uma pressão de vapor relativamente alta à temperatura ambiente e ser um líquido transparente.

A segunda etapa consiste em determinar a escala variação de massa de água evaporada - variação de tom de cor para as condições da experiência. Neste caso foi utilizado pó de giz amarelo aplicado sobre uma superfície de aleta de cor marrom. A combinação foi selecionada pela ampla faixa de tons que oferece na medida que o giz vai secando, o que produz um aumento de sensibilidade para a aplicação do método. Entretanto, poderiam ter sido usadas outras combinações de cores e a metodologia continuaria sendo válida.

O procedimento consiste em depositar uma camada de giz úmido sobre uma região da superfície, previamente selecionada. Imediatamente toma-se uma foto da superfície recoberta e mede-se a massa desta parcela de aleta (m_1). Esta medição de massa é realizada para poder determinar, posteriormente, a massa de água transferida. Para garantir os resultados do método deve-se usar uma balança de alta precisão (10^{-4} g), pois a massa de água evaporada em geral é de pequena ordem de grandeza (décimos de grama). A seguir, a superfície é colocada no túnel de vento até secar quase totalmente. Neste instante é realizada uma segunda foto da superfície, e é registrada novamente a massa da aleta (m_2).

As fotos são tomadas com uma câmara digital de alta resolução. Os arquivos das imagens são transferidos para um computador, onde são armazenados em formato de Bitmap para Windows em escala de cinza de 8 bits, o que significa que cada ponto possui uma gradação de cor entre 0-255. Esta escala de 256 valores é suficientemente sensível para detectar mínimas mudanças de cor em um ponto. Os dados gráficos são lidos através de um programa escrito em linguagem C, especialmente para esta aplicação, que faz a leitura do valor de tom de cinza de cada ponto e gera uma lista relacionando as coordenadas reais de cada ponto com sua respectiva cor (0-255). Com estes dados são determinadas a cor média inicial (\bar{c}_1) e final (\bar{c}_2) da superfície analisada.

O valor médio da cor é calculado segundo a expressão:

$$\bar{c} = \frac{1}{A_{aleta}} \iint c_i \, dx \, dy \quad (6.18)$$

onde c_i é tom de cinza do ponto i ; x , y são as coordenadas do ponto e A_{aleta} é a área da superfície considerada. A integral é calculada numericamente pela fórmula de Simpson.

A uniformidade da cor das fotos sobre toda a área analisada é verificada. As amostras com mais de 5% dos pontos com valores de cor fora da faixa $\bar{c} \pm 0.1\bar{c}$ são eliminadas.

Determinados os valores de cor médios inicial e final, pode-se calcular o coeficiente de variação de massa transferida – cor pela expressão:

$$C = \frac{m_1 - m_2}{\bar{c}_1 - \bar{c}_2} \quad (6.19)$$

Sobre este coeficiente é preciso fazer uma série de observações.

1. O coeficiente é calculado com base em valores médios, mas a definição estrita é dada por:

$$C = \sum_{i=1}^N \frac{\Delta m_i}{\Delta c_i} \quad (6.20)$$

onde Δc_i é a variação de cor de um ponto i , Δm_i corresponde à variação de massa deste ponto e N o número de pontos definidos na placa. Observa-se então que:

$$C = \sum_{i=1}^N C_i \quad (6.21)$$

ou seja, C é a soma dos coeficientes massa - cor de cada um dos N pontos. Portanto, embora C seja um valor constante, quando aplicado pontualmente para calcular a perda de massa local deve ser dividido pelo número de pontos.

2. O coeficiente C , segundo foi mostrado até aqui, é considerado uma constante em toda a faixa de umidade de trabalho (faixa de variação máxima da massa de água transferida). Isto implica na hipótese de que a escala é linear, a qual deve ser verificada. Para tal verificação divide-se o intervalo máximo de variação de massa em vários sub-intervalos e determina-se o coeficiente C correspondente a cada um destes, seguindo o mesmo procedimento experimental. Os valores de C para cada sub-intervalo devem coincidir entre eles e também com o valor obtido para a faixa total de massa transferida, dentro dos limites de incertezas do método.

3. O sucesso da aplicação do método em grande medida fica determinado pela exatidão com que seja obtido o coeficiente C . O valor utilizado deve ser o resultado do processamento estatístico de um grande número de testes, para garantir que o valor possua a menor incerteza possível com um intervalo de confiança de 95%.

6.3.2.1. Determinação do coeficiente C .

Para a determinação do coeficiente C foram realizados 35 testes com o objetivo de encontrar o limite de desvio através da distribuição normal. Todos os testes foram realizados seguindo os mesmos procedimentos. As fotos foram tomadas com a câmara fixa na mesma posição com relação as placas e mantendo aproximadamente as mesmas condições de iluminação. Um exemplo dos resultados das fotos tomadas é apresentado na figura 6.2.

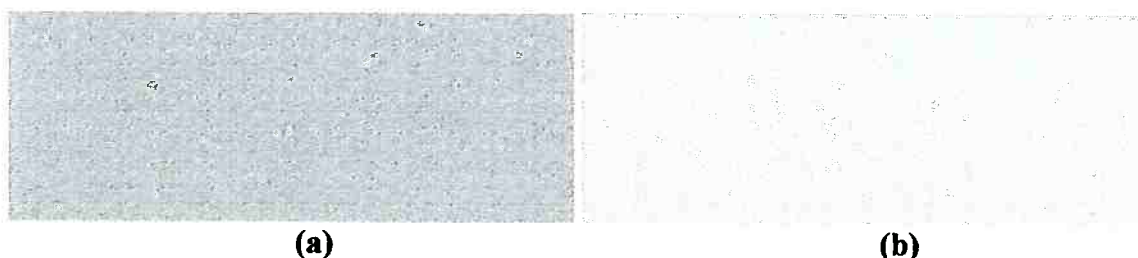


Figura 6.2. Fotos tomadas da placa utilizada para a calibração do método de medição. A foto a (mais escura) corresponde à placa úmida e a foto b corresponde à placa seca. No exemplo mostrado, a variação de massa de água evaporada foi $\Delta m=450$ mg e a variação de tons de cor foi $\Delta c=45,01$ (na escala de 0-255).

Cada placa fotografada foi processada seguindo a mesma metodologia explicada anteriormente. Os resultados obtidos nesta etapa são mostrados na tabela 6.1.

Tabela 6.1. Resultados estatísticos da determinação do coeficiente C .

Nº de testes	Valor médio do coeficiente C	Desvio padrão	Limite de precisão S_C (95% confiança)
35	0.010091	$1,74 \cdot 10^{-4}$	$\pm 3,48 \cdot 10^{-4}$

Levando em consideração que os erros de desvio são introduzidos pela medição da massa na balança (0,5% de limite de desvio) e pelo tratamento das fotos (2% de limite

de desvio), seguindo o procedimento de propagação de erros (ASME / ANSI PTC 19.1) obtém-se que o limite de desvio (B_C) do coeficiente C é de 2,1 %.

A incerteza no coeficiente C dada por:

$$U_C = (B_C^2 + S_C^2)^{0,5}$$

e atinge o valor de 3,77 %. Pode-se concluir que o coeficiente de escala do método C fica determinado com uma incerteza geral de menos de 4% (intervalo de confiança de 95%).

Para verificar a linearidade do método foram tomadas várias amostras com diferente umidade inicial e foram testados diferentes intervalos de variação de umidade, aproximadamente da ordem de um terço das variações de massa utilizadas nos testes iniciais de calibração. Os valores de C obtidos para cada região em que foi dividido o intervalo oscilaram numa faixa de $\pm 0,5\%$ ao redor do valor de C médio. Como diferenças de essa ordem ficam dentro dos limites da faixa de incertezas do coeficiente C pode-se considerar que a dependência entre os tons de cor e massa de água evaporada é linear.

6.3.3. Aplicação do método na determinação dos coeficientes locais de transferência de calor.

Uma vez obtido o coeficiente que relaciona a massa de água transferida com a cor da superfície, pode-se passar para a etapa de aplicação da técnica para a obtenção dos coeficientes locais de transferência de massa.

Considere-se um modelo de trocador de calor colocado dentro de um túnel de vento, onde escoa ar com temperatura T . Se parte da superfície da aleta do trocador de calor é substituída por uma camada de giz úmido (vide a figura 6.3), quando o ar passa

sobre a superfície se produz uma transferência de massa entre a aleta e o ar, devido à evaporação da água. A evaporação dá lugar a um fluxo de massa da aleta para o ar, fazendo com que a camada úmida comece secar-se de maneira não uniforme (semelhante ao processo ocorrido na sublimação de naftaleno). Na superfície da camada que cobre a aleta, a cor dos diferentes pontos, que no início era praticamente uniforme, começa a variar por causa das diferenças do coeficiente local de transferência de massa de um ponto para outro.

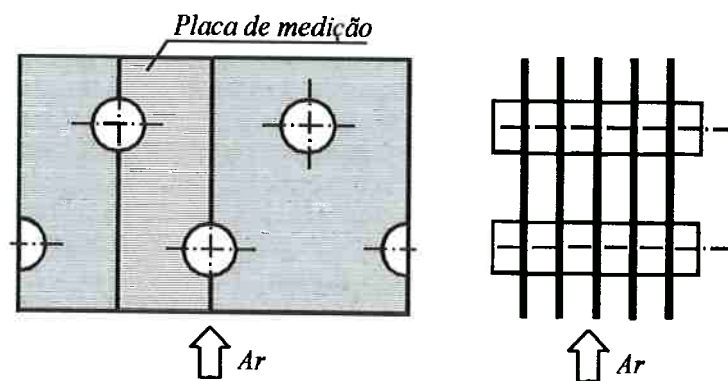


Figura 6.3. Modelo de trocador de calor utilizado para as experiências.

Portanto, para obter o coeficiente local de transferência de massa será suficiente determinar a quantidade de água evaporada em cada ponto da superfície. Isto é possível medindo a cor de cada ponto i da superfície no início ($c_i|_{\tau_0}$) e depois ($c_i|_{\tau_0+\Delta\tau}$) de um tempo de teste $\Delta\tau$ no túnel de vento. Para conseguir determinar essas cores basta obter uma foto no início do teste $\tau_0=0$ e uma outra foto no instante final $\tau=\tau_0+\Delta\tau$. Especial cuidado deve ser tomado para que a imagem final seja feita antes de que alguma região da superfície estudada (aquela onde a transferência de massa é maior) possa ficar excessivamente seca, pois depois não existirão mudanças adicionais de cor nessa área.

As fotos são processadas da mesma forma que foram tratadas as fotos para a calibração do método de medição. Para esta etapa foi desenvolvido um outro programa em linguagem C, que além de devolver arquivos com os valores associados à cor de cada ponto para cada foto, também fornece um arquivo com a diferença de cor ocorrida no ponto durante o tempo de teste $\Delta\tau$. Veja que tendo sido calculada a diferença de cor de cada ponto ocorrida durante o período de teste (δc_i):

$$\delta c_i = c_i|_{\tau_0} - c_i|_{\tau_0 + \Delta\tau} \quad (6.22)$$

isto equivale a ter calculado a “*profundidade*” de evaporação de água neste ponto.

A evaporação da água ocorre também fora do túnel, devido à convecção natural. Portanto, para evitar erros devidos a isto deve-se ter a precaução de obter as fotos que servem de base para a medição no local de teste, evitando mover ou transportar a placa. Neste ponto, o maior cuidado deve ser tomado no início do teste, quando a placa está mais úmida e a velocidade de evaporação é maior.

Conhecida a “*profundidade*” de evaporação de cada ponto, o fluxo local de massa de água evaporada (\dot{m}) pode ser calculado segundo a expressão:

$$\dot{m} = \left(\frac{C}{N} \right) \frac{\delta c_i}{\tau A_i} \quad (6.23)$$

onde: C é o coeficiente de escala da quantidade de massa evaporada com a variação de cor, τ é o tempo de teste no túnel (tempo que a placa está submetida a evaporação forçada), N o número de pontos definidos sobre a placa para o estudo local e A_i a área de cada ponto.

Lembrando que o coeficiente local de transferência de massa (h_m) é definido como:

$$h_m = \frac{\dot{m}}{\rho_{a,w} - \rho_{a,\infty x}} \quad (6.24)$$

Como pode ser observado da equação acima, a transferência de massa é produzida pela diferença de concentração do vapor de água sobre a superfície $\rho_{a,w}$ e a concentração na corrente livre de ar longe da superfície $\rho_{a,\infty x}$. Considerando que o vapor de água comporta-se como um gás ideal, então a concentração do vapor de água sobre a superfície será dada por:

$$\rho_{a,w} = \frac{p_{va}}{R_v T_a} \quad (6.25)$$

onde:

T_a temperatura da superfície da camada úmida na aleta

R_v constante do vapor de água

p_{va} pressão saturação do vapor de água sobre a superfície.

Deve ser notado que o sistema de transferência de massa (calor) analisado é isotérmico (similar ao caso visto no naftaleno), pois ocorre à temperatura constante em toda a placa. Portanto, a pressão de vapor (p_{va}) e a concentração do vapor de água ($\rho_{a,w}$) também são uniformes sobre a superfície da placa úmida. Na realidade a temperatura da superfície é menor que a temperatura do ar em razão da mudança de fase da água e deve ser medida para evitar erros na determinação da concentração de vapor na superfície.

A concentração de vapor de água $\rho_{a,\infty x}$ representa a concentração de vapor na corrente de ar tomada em uma seção transversal de canal com coordenada x (sendo x a direção principal do escoamento). A concentração $\rho_{a,\infty x}$ pode ser determinada aplicando a equação (6.8), analisada anteriormente no cálculo do coeficiente global de transferência de massa, apenas levando em consideração que $\bar{m}_{(x)}$ é o fluxo médio de água evaporada

na placa de seu início até a coordenada x .

Para determinar a concentração de vapor na entrada é necessário conhecer a umidade do ar que chega à seção de teste. Com os valores das temperaturas de bulbo úmido e bulbo seco medidos na entrada, determina-se a pressão de vapor no ar e, aplicando a equação do gás ideal, calcula-se a concentração de vapor $\rho_{a,\infty x=0}$.

O fluxo médio de massa evaporada até a coordenada x deve ser calculado como o valor médio do fluxo de massa local (\dot{m}) de todos os pontos contidos na região de aleta desde a entrada até x , i.e.:

$$\bar{\dot{m}}_{(x)} = \frac{1}{A_{(x)}} \int_0^x \int_0^{S_T/2} \dot{m} \, dy \, dx \quad (6.26)$$

A transferência de massa local pode ser expressa na forma adimensional através do número de Stanton para transferência de massa (St_m) ou do número de Sherwood (Sh), analogamente ao caso global.

O número de Stanton para transferência de massa local é definido como:

$$St_m = \frac{h_m}{u} \quad (6.27)$$

sendo u a velocidade média na seção mínima de escoamento.

O número de Sherwood local é dado por:

$$Sh = \frac{h_m D_h}{\mathcal{D}} \quad (6.28)$$

onde D_h é o diâmetro hidráulico do canal do trocador de calor e \mathcal{D} o coeficiente de difusão de massa do vapor de água no ar.

Tendo calculado qualquer um dos adimensionais de transferência de massa Sh ou

St_m pode-se aplicar a analogia de Colburn entre a transferência de calor e a transferência de massa e determinar o Nu ou St_c de calor segundo a relação:

$$\frac{Nu}{Sh} = \left(\frac{Pr}{Sc} \right)^{1/3} \quad (6.29)$$

Note que a partir do método baseado na medição da variação da cor para determinar a transferência de massa tem-se determinado os coeficientes locais de transferência de massa (calor), mas também podem ser obtidos os coeficientes globais apenas fazendo integração dos coeficientes locais sobre a área de aleta testada, i.e.:

$$\bar{Nu} = \frac{1}{A} \iint Nu \, dx \, dy \quad (6.30)$$

6.3.4. Validação do método de medição dos coeficientes locais.

Para validar os resultados foram escolhidos dois modelos de trocadores de calor tubo-aleta com duas fileiras de tubos em arranjo alternado. Os parâmetros geométricos dos modelos são apresentados na Tabela 6.2.

Tabela 6.2. Dimensões dos trocadores de calor usados para validar o método.

Parâmetro	Modelo 1	Modelo 2
Espaçamento transversal (S_T/D)	2,75	2,5
Espaçamento longitudinal (S_L/D)	1,5	1,5
Espaçamento entre aletas (H/D)	0,2	0,2

A primeira validação foi feita comparando os resultados do valor de número de Nusselt global (médio) obtidos pelo método descrito aqui e o valor obtido pelo método de sublimação de naftaleno por Bayón & Yanagihara, 1998 (vide tabela 6.3).

Observe-se que do ponto de vista global os resultados de número de Nusselt obtidos por ambos os métodos são bastante próximos, pois os valores da diferença percentual são menores que as incertezas próprias dos métodos de medição comparados (da ordem de 5 - 6%).

Tabela 6.3. Comparação dos valores médios do número de Nusselt.

Modelo	Número de Reynolds (Re)	Nu médio (sublimação de naftaleno)	Nu médio (variação da cor)	Diferença (%)
2,75 - 1,5	1000	8,66	8,93	3.02
2,5 - 1,5	1000	8,40	8,55	1.75

Para a validação dos resultados locais foi utilizado o número de Nusselt médio sobre a seção transversal da aleta como função da posição axial na direção principal do escoamento (figuras 6.4 e 6.5).

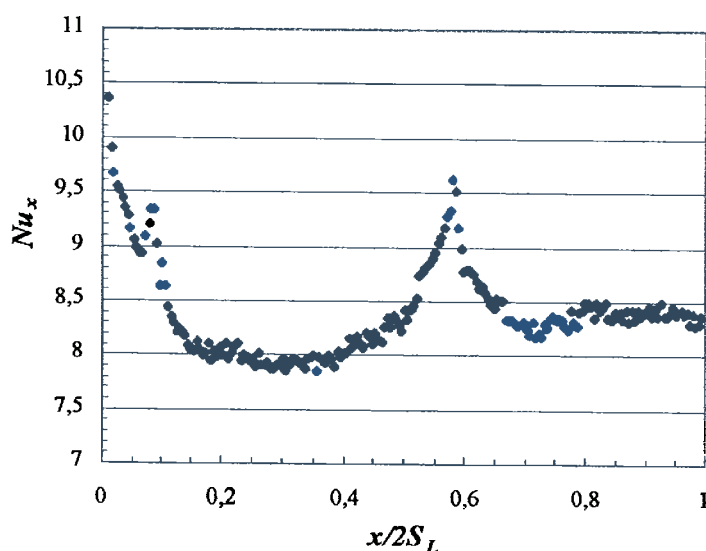


Figura 6.4. Número de Nusselt médio sobre a seção transversal da aleta em função da coordenada na direção do escoamento ($S_T/D=2,5$; $S_L/D=1,5$).

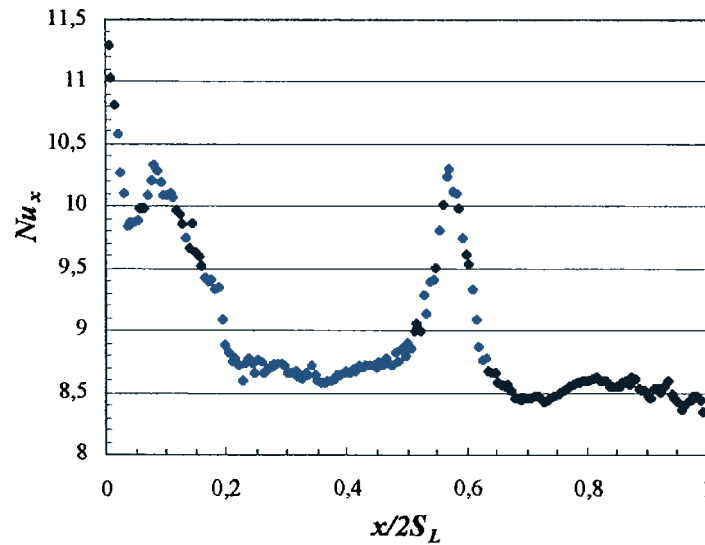


Figura 6.5. Número de Nusselt médio sobre a seção transversal da aleta em função da coordenada na direção principal do escoamento ($S_T/D=2,75$; $S_L/D=1,5$).

Nestes gráficos pode ser observado que o método de medição usado captou os fenômenos locais que acontecem dentro da geometria tubo-aleta, apresentando muito boa correspondência com os conhecimentos teóricos que se possuem sobre a mesma. Primeiro mostrou que os pontos de maior número de Nusselt se produzem na região de desenvolvimento da camada limite (entrada da aleta) e nas regiões dominadas pelos vórtices de ferradura (adjacentes à face frontal) dos tubos na primeira e segunda fileira. Os gráficos obtidos também conseguem mostrar como o número de Nusselt decresce na medida em que se avança pela lateral dos tubos até chegar aos valores mínimos na região de recirculação situada à jusante dos mesmos.

Saboya & Sparrow (1976) levantaram um gráfico da razão do [Fluxo médio de massa transferida na seção transversal / Fluxo médio de massa na aleta] vs. a coordenada axial do escoamento, x/S_L (figura 6.6), usando a técnica da sublimação de naftaleno, para um trocador de calor com duas fileiras de tubos em arranjo alternado ($S_T/D=2,5$ e $S_L/D=2,16$).

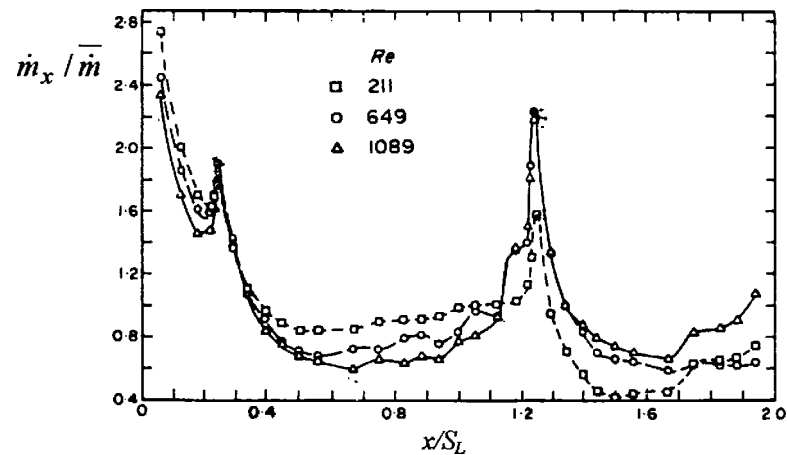


Figura 6.6. [Fluxo médio de massa transferida na seção transversal da aleta / Fluxo médio de massa na aleta] em função da coordenada na direção principal do escoamento (Saboya e Sparrow, 1976).

Os valores apresentados por Saboya & Sparrow (1976) não são diretamente comparáveis com as figuras 6.4 e 6.5 produto da variação na geometria do trocador de calor e da forma de apresentação dos resultados. Lembrando que:

$$(Nu_x / \bar{Nu}) = (Sh_x / \bar{Sh}) = (\dot{m}_x / \bar{m})(\Delta\rho_m / \Delta\rho_x)$$

conclui-se que ambos os tipos de gráficos apresentam o mesmo comportamento, diferenciando-se na intensidade dos picos ao longo da aleta. Isto ocorre pois a relação $(\Delta\rho_m / \Delta\rho_x)$ é variável com a coordenada x/S_L (crescendo desde valores menores que 1 no início da aleta até maiores que 1 no fim da mesma). Assim, pode-se dizer que os resultados apresentados nas figuras 6.4 e 6.5 evidenciam um comportamento semelhante aos resultados obtidos por Saboya & Sparrow (1976).

Os resultados satisfatórios das verificações experimentais permitem certificar a confiabilidade do método desenvolvido para a medição dos coeficientes locais de transferência de massa.

6.4. Aparato experimental.

Para efetuar as medições do coeficiente de transferência de massa foi utilizado o aparato experimental apresentado na figura 6.7.

A instalação consiste de um túnel de vento de circuito aberto, com seção de testes horizontal, de baixa velocidade, possuindo descarga para o exterior da sala de laboratório a fim de evitar a contaminação do ar de entrada com vapores de naftaleno que possam comprometer os resultados dos testes.

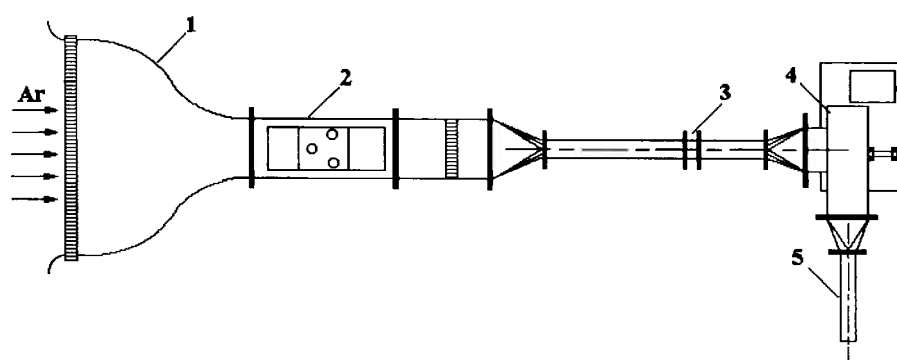


Figura 6.7. Instalação experimental para testes de transferência de massa. 1. Seção de entrada, 2. Seção de teste, 3. Medidor de vazão, 4. Soprador, 5. Tubo de descarga.

O túnel é composto de uma seção de entrada formada por um bocal de razão de contração 8:1, uma seção de testes de $260 \times 91,5$ mm de área transversal e comprimento de 800 mm e um trecho de descarga que conduz o ar até o soprador. Para medir a vazão do ar é utilizado um medidor do tipo emissão de vórtices, instalado na tubulação de descarga, que permite a medição em uma faixa de vazões ampla (1:10), com pequeno aumento na perda de carga quando comparado com uma placa de orifício.

A circulação do ar no túnel é obtida através de um soprador, adequado para vencer a perda de carga na instalação na faixa de vazões requeridas para os testes (16 a

65 m³/h). Para estabelecer os valores de vazão no túnel é controlada a rotação do soprador, usando um conversor de frequência acoplado ao motor elétrico que aciona o soprador.

6.5. Medição de temperatura.

Uma vez que a temperatura do ar à montante e à jusante do modelo é uniforme, a medição de temperatura em apenas um ponto é suficiente. O ponto de medição está à jusante da seção de testes, para evitar qualquer interferência sobre o campo de velocidade. A temperatura tem uma grande influência sobre a sublimação de naftaleno e a evaporação da água, afetando as pressões de vapor destas substâncias. Por exemplo, para o naftaleno a pressão de vapor varia ao redor de 10% para cada grau Celsius de mudança na temperatura. Por esta razão a temperatura deve ser medida periodicamente durante os testes, sendo escolhidos intervalos de 2 minutos entre medições. Para a medição é utilizado um termômetro com nível de exatidão de 0,1°C.

Com os valores de temperatura calcula-se uma média no tempo. Este valor representa a temperatura mais provável à qual tem-se desenvolvido o processo de transferência de massa. É em função desta temperatura que são determinadas as propriedades mais importantes do naftaleno e da água (leia-se Sc , ρ , p_v , \mathcal{D}).

Por outro lado, o valor de temperatura média serve para avaliar se o teste deve ser considerado ou descartado, já que se em um período qualquer durante o teste a temperatura pode variar mais de 0,5°C do valor médio e o teste pode ficar comprometido.

6.6. Medição da massa.

A medição da massa é efetuada numa balança analítica com faixa de medição de 0 -200 g e incerteza de 0,1 mg, já que os valores desta grandeza estão na ordem das dezenas de miligramas (para ambas as técnicas experimentais usadas). Para a determinação do coeficiente global de transferência de massa, o procedimento é baseado na medição da massa de naftaleno antes e depois de cada teste, para determinar a diferença entre os dois valores e obter a massa sublimada (Δm) durante o ensaio. Para a determinação do coeficiente C , usado no método de evaporação, o procedimento consiste, também, na medição da massa da placa com o giz úmido antes e depois de cada teste, para determinar a massa de água evaporada no ensaio.

6.6.1. Correção da massa sublimada por convecção natural.

Durante as operações de instalação e extração do túnel para serem pesadas, as placas de naftaleno estão sujeitas à convecção natural e também à convecção forçada, devido aos movimentos que com elas devem executar-se. Portanto, a diferença entre m_i e m_f não fornece apenas a massa sublimada durante o ensaio, o que torna necessário subtrair dessa diferença a massa perdida pela placa durante o transporte do túnel à balança e vice-versa.

Para avaliar essa correção procede-se da seguinte maneira. Pesa-se a placa na balança, coloca-se no túnel e fecha-se a janela da seção de testes. Quando termina de fechar-se, volta a fazer-se todas as operações no sentido contrário e pesa-se de novo a placa. A diferença de massa observada (Δm_c) entre uma medição e outra constitui a correção desejada. Essa operação é repetida 5 vezes antes de cada série de ensaios para

obter o valor médio de Δm_c . Assim para cada ensaio, a massa sublimada é corrigida colocando este valor na expressão 6.3.

6.7. Medição do tempo de teste.

O tempo de cada teste é medido com um cronômetro. Esta medição é feita com dois objetivos: o primeiro é conhecer com exatidão a duração dos ensaios, o segundo é de controle, já que os testes devem ter uma duração planejada para garantir que a massa sublimada atinja valores aceitáveis a fim de limitar as incertezas na medição de massa e na profundidade de sublimação a uma faixa adequada.

Uma avaliação do tempo de teste necessário foi realizada de forma preliminar para determinar a duração aproximada das experiências. Tomou-se como referência os resultados dados na bibliografia (Rosman, 1984) do número de Sherwood para um trocador de calor com duas fileiras de tubos em arranjo alternado ($S_T/D=S_I/D=2,5$) e número de Reynolds igual a 1000, $\bar{Sh}=11,57$ e calculou-se o coeficiente de transferência de massa \bar{h}_m segundo a expressão 6.31:

$$\bar{h}_m = \frac{\bar{Sh} \cdot \mathcal{D}}{D} \quad (6.31)$$

Para esta estimativa foram empregadas as seguintes condições de teste:

$$T_n=25 \text{ }^\circ\text{C}=298,15 \text{ K} ; p_{vn}=11,22 \text{ Pa} ; \mathcal{D}=2,35 \text{ cm}^2/\text{s} ; A_n=0,0085 \text{ m}^2$$

Das equações 6.3 e 6.4 foi isolado Δm , obtendo uma relação que fornece os valores de massa sublimada como função do tempo de teste (mantendo constantes as outras grandezas).

$$\Delta m = \frac{\bar{h}_m M_n A_n p_{vn} \tau}{R T_n} \quad (6.32)$$

obtendo-se uma equação que fornece este parâmetro também como função do tempo.

As estimativas de sublimação mássica para as condições mencionadas anteriormente são apresentadas na tabela 6.4.

Tabela 6.4. Estimativa de massa sublimada vs. tempo de teste (para $Re=1000$).

Tempo [min]	Δm [g]
10	0,0449
20	0,0898
30	0,1347
40	0,1796
50	0,2245

Considerando-se que a balança analítica tem precisão de 0,1 mg definiu-se o tempo de teste entre 30-40 minutos, pois com isso era garantido que $\Delta m \gg 60\text{mg}$ e em consequência um valor de incerteza bem menor que 1%.

6.8. Medição da vazão de ar.

Para a determinação deste parâmetro é usado um medidor de vazão por frequência de emissão de vórtices (*vortex flowmeter*). Este tipo de medidor foi selecionado porque oferece uma boa exatidão dentro de uma larga faixa de valores do número de Reynolds, exigindo apenas ser colocado em um ponto do circuito onde o escoamento seja plenamente desenvolvido. Embora o medidor por emissão de vórtices seja muito mais caro, as incertezas na medição de vazão são reduzidas consideravelmente desde o valor de 3 ou 3,5% obtido com a placa para 1% com o mesmo. Além disso, o medidor de emissão de vórtices introduz uma perda de carga menor que a placa de orifício.

A diminuição na incerteza para a determinação da vazão é muito importante pois reflete-se em uma redução da incerteza dos coeficientes de transferência de massa (ou calor) de aproximadamente 2%.

6.9. Incertezas do método experimental.

Para determinar a validade do método experimental escolhido foram avaliadas as incertezas segundo a metodologia apresentada no Anexo A.

O cálculo das incertezas foi desenvolvido estimando os erros aleatórios para as condições de cada teste. Os erros sistemáticos foram tomados dos instrumentos e métodos utilizados para medir cada grandeza. Na tabela 6.5 são apresentados os valores típicos obtidos para as incertezas em diferentes testes.

Tabela 6.5. Incertezas na determinação dos adimensionais de transferência de massa e de calor.

Parâmetros	Incertezas (%)
Número de Stanton global de massa (\bar{St}_m)	4,7
Número de Stanton global de calor (\bar{St}_c)	5,1
Número de Stanton local de massa (St_m)	5,7
Número de Stanton local de calor (St_c)	6,0

Pode-se concluir que a técnica de sublimação de naftaleno fornece uma incerteza de aproximadamente 5% para as medições globais enquanto a técnica de variação da cor permite obter os coeficientes locais com incerteza de 6 %.

CAPÍTULO 7

7. DETERMINAÇÃO DA PERDA DE CARGA EM MODELOS DE TROCADORES DE CALOR TUBO-ALETA

7.1. Introdução.

A medição da perda de carga em trocadores de calor é feita usualmente através da medição de diferença de pressão estática do fluido. Porém, a introdução de geradores de vórtices longitudinais em trocadores de calor tubo-aleta acarreta, para as condições do presente trabalho (número de Reynolds baixo), um aumento da diferença de pressão estática do ar de apenas alguns Pascals. A medição de uma diferença de pressão dessa ordem de grandeza com transdutores de pressão convencionais é extremamente difícil, pois é necessária uma sensibilidade muito alta do equipamento. Para contornar essa dificuldade, adotou-se um outro método de medição para determinar a variação de perda de carga com a introdução dos geradores de vórtices.

Da pesquisa bibliográfica foi verificado que Fiebig *et al.* (1990) determinaram a perda de carga produzida pela introdução de geradores de vórtices, num trocador de calor do tipo tubo-aletas lisas de uma fileira de tubos, utilizando um método baseado na variação da força de arrasto sobre o trocador de calor. O desenho esquemático do aparato é apresentado na figura 7.1.

Numa seção de testes vertical, posicionaram o modelo de trocador de calor tubo-aleta sustentado por um cabo ligado a uma barra. Essa barra, por sua vez, foi apoiada em uma de suas extremidades sobre uma balança, registrando-se assim o valor de uma parcela do peso sustentado. Ao se fazer circular um fluxo de ar ascendente, por entre as

aletas do trocador de calor, tem-se o arrasto do conjunto fazendo com que o valor registrado pela balança seja menor. A diferença entre as medições antes e após se estabelecer o escoamento permitiu chegar ao valor da força de arrasto (D).

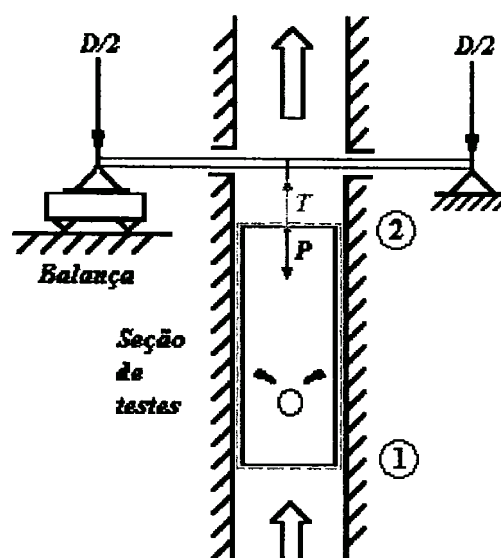


Figura 7.1. Medição de força de arrasto numa seção de testes vertical (Fiebig *et al.*, 1990).

Aplicando a equação da quantidade de movimento a um volume de controle que envolve toda a seção de testes tem-se :

$$\Delta p A + T - P = (\beta_2 - \beta_1) A \rho U^2 \quad (7.1)$$

Na equação (7.1) Δp é a diferença de pressão, A é a área da seção transversal, T a tensão nos cabos que sustentam o modelo, P o peso, ρ a densidade do fluido, U a velocidade média do fluido na seção e β o coeficiente da quantidade de movimento calculado para as seções de entrada e saída segundo a expressão:

$$\beta = \frac{\int_0^A \rho u^2 dA}{\rho U^2 A} \quad (7.2)$$

sendo u a velocidade local.

Como a força de arrasto é a diferença entre as medições com e sem escoamento no túnel de vento:

$$D = P - T \quad (7.3)$$

Chega-se finalmente a:

$$\frac{D}{A} = \Delta p - (\beta_2 - \beta_1) \rho U^2 \quad (7.4)$$

Da equação anterior conclui-se que quando a variação no fluxo de quantidade de movimento do fluido for desprezível (i.e. $\beta_2 \approx \beta_1$) em relação às forças de atrito ou de pressão, tem-se uma relação direta entre a perda de pressão e a força de arrasto. Essa situação é obtida apenas quando tem-se um perfil de velocidade na seção de saída do modelo de trocador de calor que não difere muito do perfil de velocidade na entrada. No artigo de referência, Fiebig *et al.* (1990) expressam ter conseguido a utilização deste método com uma boa aproximação, pois usaram um modelo de trocador de calor com um comprimento de canal à jusante do tubo e dos geradores de vórtices maior que 8 cordas do gerador, distância suficientemente grande para garantir a dissipação dos vórtices no escoamento.

Apesar desta afirmação de Fiebig *et al.* (1990) é interessante fazer uma análise mais detalhada para verificar a aplicabilidade desta técnica de medição. No artigo de referência, os autores expõem que sempre que a área de aletas seja grande a aproximação utilizada para a determinação da perda de carga é válida, mas apenas isto não é suficiente. Por exemplo, tome-se um canal bidimensional e considere-se velocidade uniforme do fluido na entrada do canal ($\beta_1 = 1$).

- Se, na saída do canal, o escoamento é laminar plenamente desenvolvido. Considerando apenas um perfil bidimensional do tipo $u(y)=c_1y+c_2y^2$ (figura 7.2a), o valor do coeficiente de quantidade de movimento será de $\beta_2 = 1,20$.
- Se, na saída do canal, o escoamento fosse turbulento plenamente desenvolvido (figura 7.2b), com um perfil do tipo $u(y)=U_{(máx)}\{1 - 1,32.(y^2/L^2) - 0,67.2^{32}.(y^{32}/L^{32})\}$ dado por White (1974) , o valor do coeficiente de quantidade de movimento será de $\beta_2 = 1,07$.

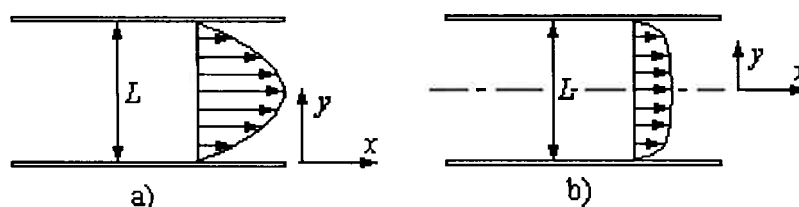


Figura 7.2. Perfis de velocidade. a) escoamento laminar; b) escoamento turbulento.

Dos resultados teóricos obtidos acima pode ser notado que a diferença $\beta_2 - \beta_1$ varia entre 0,20 para escoamento laminar e 0,07 para escoamento turbulento. Levando em consideração que a análise foi desenvolvida para uma geometria de canal simples, é evidente que para canais tubo-aleta com geradores de vórtices, onde os perfis de velocidade são muito mais complexos, os valores de $\beta_2 - \beta_1$ serão superiores aos valores achados antes. Portanto, deve-se tomar muito cuidado antes de afirmar que o método de determinação do arrasto constitui uma boa aproximação da perda de carga, sem antes fazer uma estimativa da ordem de grandeza da variação da quantidade de movimento no volume de controle.

7.2. Procedimento de verificação para a aplicação da técnica experimental.

A utilização da técnica de medição da perda de carga a partir da determinação da força de arrasto pressupõe que a variação da quantidade de movimento no volume de controle que envolve o modelo do trocador de calor possa ser desprezada quando comparada com as forças de pressão e de arrasto. Nos modelos usados por Fiebig *et al.* (1990) esta condição era satisfeita pelo grande comprimento de canal.

Os modelos que são objeto de estudo neste trabalho estão constituídos por configurações tubo-aleta de duas fileiras de tubos em arranjo alternado com (ou sem) geradores de vórtices colocados sobre a superfície das aletas. O passo longitudinal entre tubos (S_L/D) é variado na faixa 1,5 - 2,5, sendo que o comprimento de canal à montante da primeira fileira e à jusante da segunda fileira de tubos é igual à metade do passo longitudinal ($S_L/2D$). Isto significa que o comprimento à jusante da última fileira de tubos (ou de tubos com geradores de vórtices) é relativamente pequeno, existindo um perfil de velocidade na saída bastante irregular. Como consequência, o valor do coeficiente de quantidade de movimento β_2 (equação 7.2) na seção de saída será maior que 1. Como o coeficiente de quantidade de movimento β_1 na seção de entrada é praticamente unitário (pois o perfil de velocidade é quase uniforme), então existe uma diferença $\beta_2 - \beta_1 \neq 0$ e uma variação da quantidade de movimento no volume de controle que deve ser avaliada e comparada com o valor da força de pressão ($\Delta p.A$). O resultado desta avaliação permite verificar se o método de determinação da perda de carga através da medição da força de arrasto pode ser aplicado neste trabalho.

Para os testes de verificação do método experimental foram adotados dois procedimentos:

1. O primeiro procedimento consiste na medição experimental do arrasto para cada uma das geometrias de trocadores de calor a serem ensaiadas neste estudo. Nesta etapa são avaliados apenas modelos de trocador de calor tubo-aleta lisa (sem colocar geradores de vórtices). O objetivo é comparar os resultados experimentais (D) com os valores de perda de carga (Δp) dados pela correlação de Gray e Webb (1986). Caso os resultados experimentais concordarem com os valores de Gray e Webb (1986), dentro da faixa de incertezas da correlação apresentada por estes autores, o método pode ser utilizado diretamente desprezando a variação da quantidade de movimento na seção de testes.

2. O segundo procedimento consiste de uma avaliação numérica. Esta avaliação foi desenvolvida previamente aos testes experimentais como critério preliminar. Neste caso tomaram-se os resultados de perda de carga e do perfil de velocidade na seção de saída do modelo de trocador de calor, obtidos por Rodrigues Jr. (1997) através da simulação com o programa Phoenix. Os modelos de trocadores de calor simulados numericamente apresentam a mesma geometria e os mesmos valores de espaçamento transversal e longitudinal que os modelos a serem testados experimentalmente. A partir do perfil de velocidade na saída do modelo foram calculados o coeficiente de quantidade de movimento β_2 e a variação total da quantidade de movimento no modelo. Tendo os valores da perda de carga e da variação da quantidade de movimento achadas numericamente, foi avaliado se nos resultados experimentais poderia ser desprezada a variação da quantidade de movimento e considerar as medições de arrasto como uma boa aproximação da perda de carga.

Os resultados da aplicação deste procedimento de simulação aos diferentes modelos de trocador de calor (com número de Reynolds entre 300 e 1000) mostraram que o coeficiente β_2 varia na faixa entre 1,5 e 1,72, sendo que a razão $[(\beta_2 - \beta_1)\rho U^2]/\Delta p$

varia no intervalo de 0,07 - 0,1. Desta avaliação preliminar conclui-se que o método de medição discutido podia ser utilizado para determinar a perda de carga, pois a diferença entre o arrasto e a força de pressão não superou nunca o 10%. A partir destes resultados favoráveis, foi realizada a verificação definitiva do método (de forma experimental) como foi descrita no procedimento primeiro. Os resultados desta etapa são discutidos no Capítulo 9 “Perda de carga”.

7.3. Aparato experimental.

Para efetuar as medições da perda de carga utilizando o método baseado na força de arrasto foi construído o aparato experimental apresentado na figura 7.3.

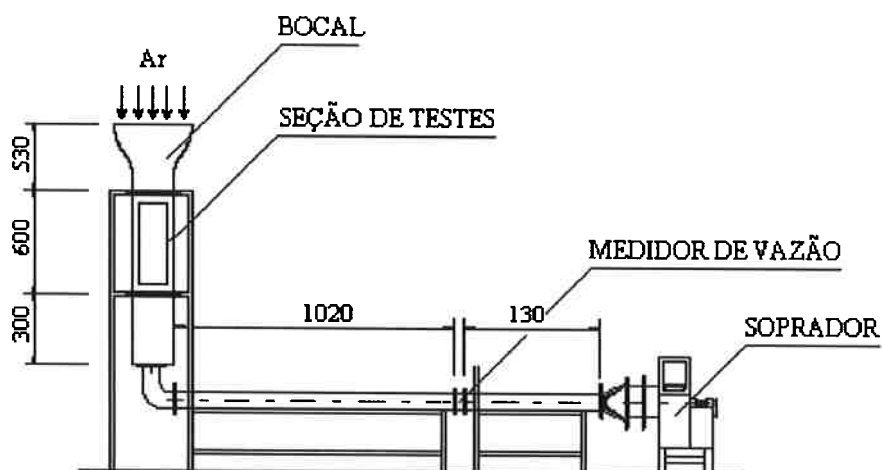


Figura 7.3. Aparato experimental para a medição de arrasto.

A instalação consiste de um túnel de vento de seção vertical de baixa velocidade, com circuito aberto, tendo descarga para o exterior da sala de laboratório. O túnel é composto de um bocal de entrada de razão de contração 8:1, uma seção de testes de 260 × 91,5 mm de área transversal e comprimento de 600 mm e um trecho de descarga. Para

medir a vazão do ar é utilizado um medidor do tipo de emissão de vórtices, instalado na tubulação de descarga, que permite a medição em uma faixa de vazões ampla (1:10) com um pequeno aumento na perda de carga, quando comparado com uma placa de orifício. A movimentação do ar no túnel é feita utilizando um soprador, adequado para vencer a perda de carga na instalação na faixa de baixas vazões requeridas (16 a 65 m³/h). Para obter um bom controle da condição de operação do túnel é usado um conversor de frequência acoplado ao motor do soprador.

Para a medição do arrasto utiliza-se um sistema semelhante ao apresentado na figura 7.4.

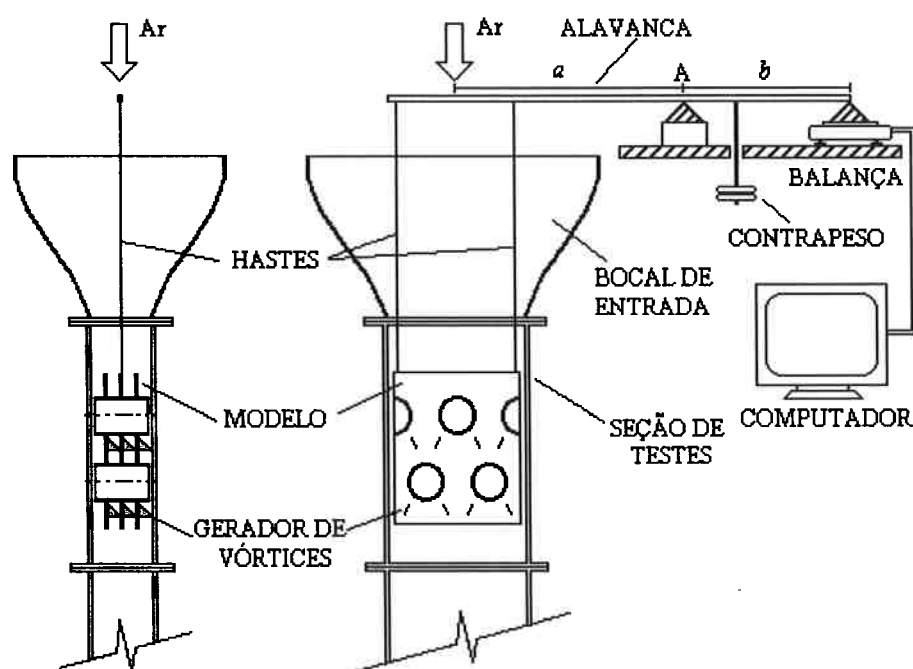


Figura 7.4. Esquema da instalação para a medição de arrasto.

O modelo a testar é sustentado dentro da seção de testes por duas hastes ligadas ao extremo de uma barra que faz a função de alavanca. O outro extremo da barra fica apoiado sobre o prato de uma balança de alta precisão (0-200 g com resolução de 0,1 mg). O contrapeso, pendurado da barra, é colocado entre o ponto de apoio *A* e a balança

para equilibrar o momento fletor na alavanca. A massa do contrapeso é calculada para obter uma leitura na balança de aproximadamente 150 g na condição de vazão nula através da seção de testes. Observe-se que fixar este valor inicial é muito importante, pois quando o ar escoar, o arrasto sobre o modelo faz com que a leitura na balança diminua.

O sistema de medição da força de arrasto foi projetado de tal maneira que a razão entre os braços da alavanca (a/b) pode ser variada até conseguir uma sensibilidade apropriada. O ajuste inicial garante uma sensibilidade de 6 g/Pa, i.e., para cada Pascal de perda de carga que se produz na seção de testes a balança diminuirá sua leitura em aproximadamente 6 g. Note-se também que o valor de 150 g, definido como leitura inicial da balança garante uma faixa de medição de arrasto (D/A) de até 25 Pa, valor que não é atingido nunca para a faixa de número de Reynolds utilizada nos testes.

Levando em consideração que a balança tem uma resolução de 0,1 mg e que as oscilações máximas nas leituras durante os testes são da ordem de 0,5 g, quando aplicada a metodologia para a "Análise de incertezas" (Anexo A) obtém-se um valor de incerteza de aproximadamente 0,6 g. Como o arrasto (D/A) introduzido pelos geradores de vórtices, em geral, ultrapassa os 2 Pa (12 g), as incertezas na medição do arrasto são inferiores do valor 5%.

7.4. Técnica experimental e redução de dados.

A metodologia utilizada para a determinação do arrasto produzido pelos geradores de vórtices é apresentada a seguir:

1. Coloca-se no túnel o modelo de trocador de calor tubo-aleta lisa sem geradores de vórtices.

Nesta condição o esquema de medição é o mostrado na figura 7.5:

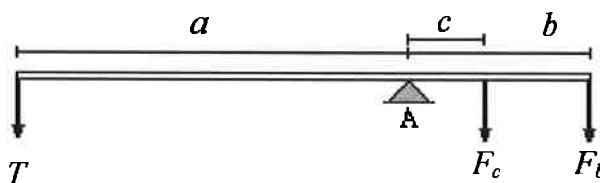


Figura 7.5. Esquema de forças presentes no sistema de medição de arrasto.

No esquema, F_b é a força lida na balança, F_c é o peso do contrapeso e T é a tensão nas hastes que suportam o modelo. Quando não existe escoamento na seção de testes, a tensão T é igual ao peso do modelo (P). Quando o ar escoar no túnel, a tensão é igual ao peso (P) mais o arrasto (D).

Da equação de equilíbrio de torque tem-se:

Para vazão nula:
$$T = P = \frac{F_{b1}b + F_c c}{a} \quad (7.5)$$

Para o ar escoando:
$$T = P + D = \frac{F_{b2}b + F_c c}{a} \quad (7.6)$$

Subtraindo as duas expressões fica:

$$D = \frac{b}{a}(F_{b2} - F_{b1}) \quad (7.7)$$

A expressão anterior mostra que o arrasto sobre o modelo pode ser calculado subtraindo a leitura da balança com o túnel desligado da leitura com o ar escoando e multiplicando pela razão de braços da alavanca.

2. Coloca-se no túnel o modelo de trocador de calor tubo-aleta lisa com geradores de vórtices.

Nesta nova condição, o arrasto do modelo com geradores (D_{GV}) será dado pela mesma expressão (7.7) mudando apenas os valores lidos pela balança, i.e.:

$$D_{GV} = \frac{b}{a}(F_{b4} - F_{b3}) \quad (7.8)$$

Sendo determinados D e D_{GV} , o efeito dos geradores de vórtices sobre o arrasto fica:

$$\Delta D_{GV} = D_{GV} - D \quad (7.9)$$

Com este resultado a influência dos geradores de vórtices sobre a perda de carga pode ser calculada como:

$$\Delta p_{GV} = \frac{\Delta D_{GV}}{A_{ST}} \quad (7.10)$$

O procedimento experimental para poder aplicar a metodologia anterior é resumido nos itens seguintes:

Etapa 1. Modelo sem geradores de vórtices.

a. Soprador desligado:

- O modelo de trocador de calor é introduzido no túnel e é pendurado na alavanca por meio das hastes. Os modelos usados nos testes são construídos com dimensões transversais de 259×90,5 mm, como a seção de testes tem 260×91,5 mm. Isto garante que entre o modelo e as paredes do túnel exista uma pequena folga de aproximadamente 0,5 mm, permitindo que o modelo fique pendurado livremente dentro da seção de testes. Esta condição de modelo livremente pendurado é a primeira questão verificada depois de introduzido na seção de testes, sendo realizada observando as variações na leitura da balança ante pequenas perturbações da velocidade do ar. Caso se verifique que existe contato do modelo com as paredes da seção de testes, a posição do modelo é corrigida até que este contato desapareça.

- A massa do contrapeso é aumentada ou diminuída até a leitura na balança indique aproximadamente 150 g. Esta leitura é anotada como o peso do modelo sem geradores de vórtices (F_{b1}).

b. Liga-se o soprador:

- Através do conversor de frequência fixa-se a vazão correspondente ao número de Reynolds desejado.
- Depois de um período de 3-4 minutos para atingir o regime permanente (mínima oscilação nas leituras da balança) começam a ser registrados os valores de F_{b2} pelo computador através do sistema de aquisição de dados. O sistema opera lendo o valor da força 50 vezes com intervalo entre medições de 5 segundos. O objetivo perseguido com este procedimento é obter o valor médio da amostra e diminuir o efeito das oscilações nas leituras.

Concluído o teste desliga-se o soprador, retira-se o modelo do túnel e são colocados os geradores de vórtices sobre as aletas para reiniciar o processo de medição, agora no modelo tubo-aleta com geradores de vórtices.

Etapa 2. Modelo com geradores de vórtices.

a. Soprador desligado:

- Repete-se o procedimento seguido anteriormente com o modelo sem geradores, tomando o cuidado de não mudar a massa do contrapeso para não modificar a referência na leitura do peso do modelo, que agora será dada através de um valor F_{b3} .

b. Liga-se o soprador e são repetidos os mesmos passos do modelo sem geradores para determinar o valor de F_{b4} .

CAPÍTULO 8

8. TRANSFERÊNCIA DE CALOR

8.1. Testes de certificação do método experimental.

A primeira etapa de avaliação experimental consistiu em testar a configuração tubo-aleta lisa sem geradores de vórtices para verificar a confiabilidade dos valores obtidos com a aplicação da técnica de sublimação de naftaleno na instalação experimental.

Os testes de certificação foram desenvolvidos para valores do número de Reynolds na faixa de $Re=370$ até $Re=1000$. Os resultados verificados nesta etapa foram aqueles referidos à transferência global de massa (calor). Para a validação, os resultados deste trabalho foram comparados com os resultados publicados anteriormente por Saboya & Sparrow (1976) para uma geometria tubo-aleta com duas fileiras de tubos em arranjo alternado. A princípio, foi escolhido o trabalho de Saboya & Sparrow (1976) por ter sido desenvolvido com a mesma técnica experimental de sublimação de naftaleno.

Os valores dos parâmetros geométricos dos trocadores de calor testados por Saboya & Sparrow (1976) e pelo presente trabalho são apresentados na Tabela 8.1.

Tabela 8.1. Parâmetros geométricos das geometrias tubo-aleta

Parâmetro	Saboya & Sparrow	Presente trabalho
S_T/D	2,5	2,5
S_L/D	2,16	2,25
E/D	0,193	0,2
e/D	-	0,03

Para a verificação foram levantadas as curvas do número de Nusselt global (Nu_{global}) e Sherwood global (Sh_{global}) em função do número de Reynolds apresentadas nas figuras 8.1 e 8.2.

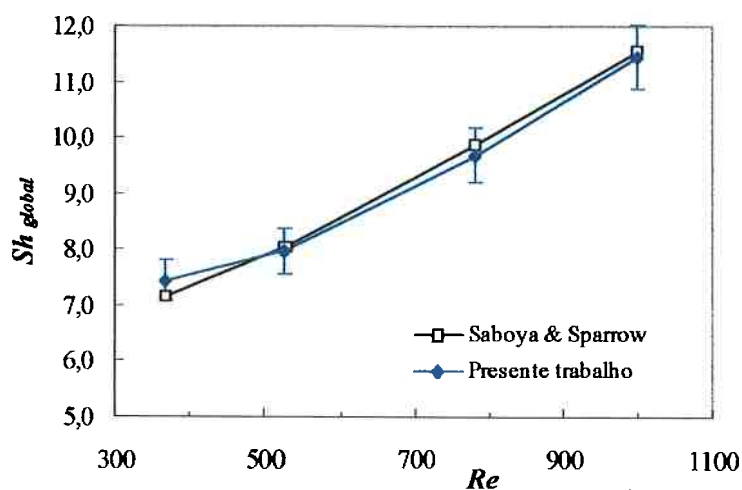


Figura 8.1. Número de Sherwood global em função do número de Reynolds (aleta lisa).

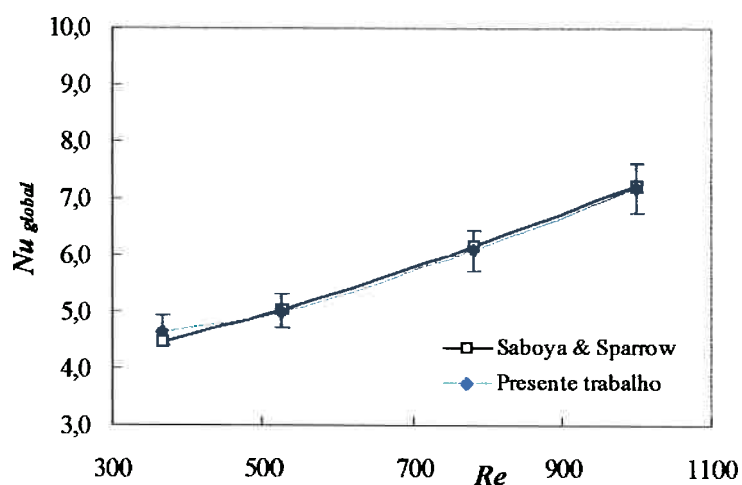


Figura 8.2. Número de Nusselt global em função do número de Reynolds (aleta lisa).

Dos gráficos pode ser observado como o comportamento dos números de Nusselt e Sherwood obtidos em geral é o mesmo que aquele determinado por Saboya & Sparrow (1976). Nota-se uma mesma tendência entre os resultados levantados em ambos os trabalhos, sendo que as diferenças entre os valores dos números de Sherwood e Nusselt podem ser devidas essencialmente ao fato do espaçamento longitudinal entre tubos usados por Saboya & Sparrow (1976) não ser exatamente igual ao usado neste trabalho. Para compreender esta afirmação, o leitor pode dirigir sua atenção às figuras 8.11 e

8.17, onde é mostrado que na faixa de número de Reynolds considerada, a diferença entre os valores do número de Nusselt para os espaçamentos $S_L/D=2,16$ e $S_L/D=2,25$ quando $S_T/D=2,5$ é menor do que 2%.

Apenas para o valor do número de Reynolds $Re=370$ é apreciada uma mudança no comportamento, onde os valores dos números de Nusselt e de Sherwood obtidos neste trabalho passam a ser maiores que os resultados de Saboya & Sparrow (1976). Estes resultados mostram certa lógica, levando em consideração que o valor do número de Nusselt apresentado por Saboya para este número de Reynolds é pequeno quando comparado com o valor do número de Nusselt da correlação de Gray & Webb (1986), levantada para aleta não isotérmica. Não obstante a divergência existente para baixo número de Reynolds, pode ser observado que os valores dos desvios entre as curvas são menores que o valor de incerteza do método experimental utilizado neste trabalho (5% para um nível de confiança de 95%).

Como no modelo usado para as medições o comprimento da aleta pode ser dividido em duas placas de naftaleno, cada uma correspondendo a uma fileira de tubos (vide figura 8.3), também foram levantadas as curvas de número de Sherwood global (Sh_{global}) versus o número de Reynolds para cada placa, ou seja, para cada fileira de tubos (figuras 8.4 e 8.5).

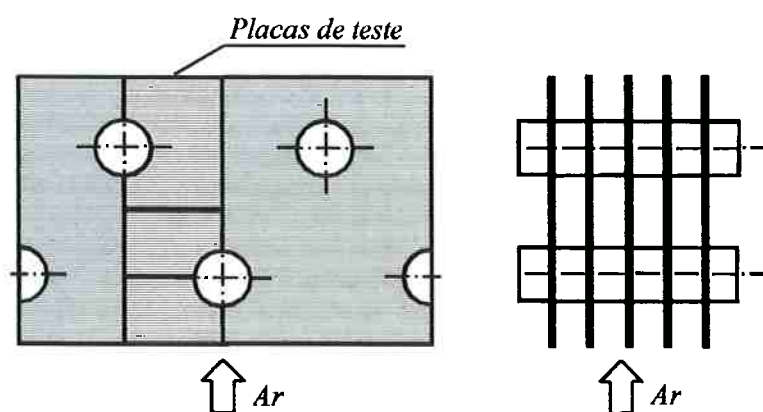


Figura 8.3. Disposição das placas de naftaleno no modelo de trocador de calor.

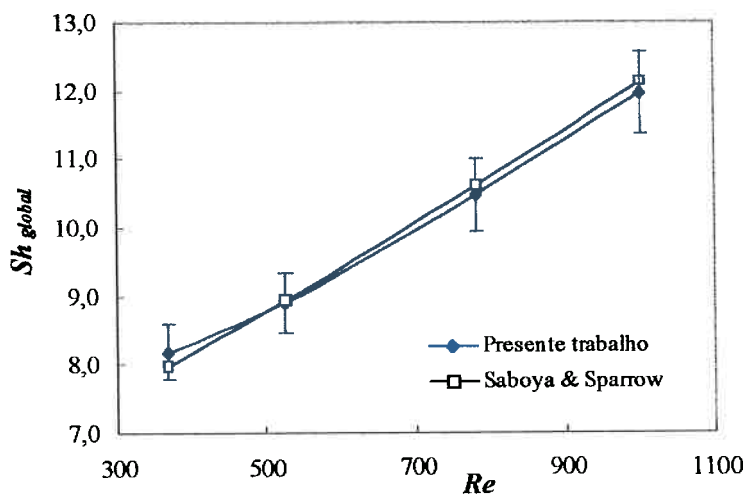


Figura 8.4. Número de Sherwood global correspondente à primeira fileira de tubos.

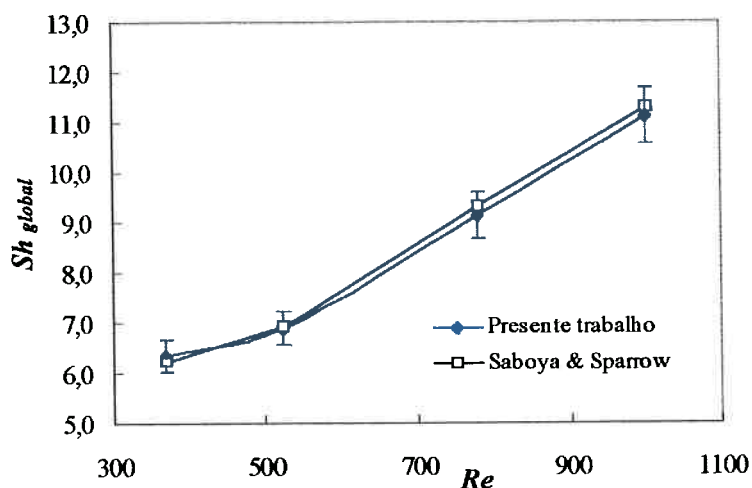


Figura 8.5. Número de Sherwood global correspondente à segunda fileira de tubos.

Através dessas curvas objetivou-se comparar os resultados da técnica experimental para cada placa, pois o comportamento global foi satisfatório, mas poderia acontecer que os resultados parciais não fossem corretos e possíveis erros estivessem sendo compensados pela superposição dos resultados das duas placas. Os resultados do número de Sherwood para cada placa mostraram desvios da mesma ordem de grandeza (menores que 5%) que os resultados globais para a aleta toda, quando comparados com os dados apresentados por Saboya & Sparrow (1976).

Para encerrar a verificação dos dados foram levantadas as curvas para as frações de massa sublimada em cada seção de aleta com relação à massa total transferida como função do número de Reynolds (figura 8.6).

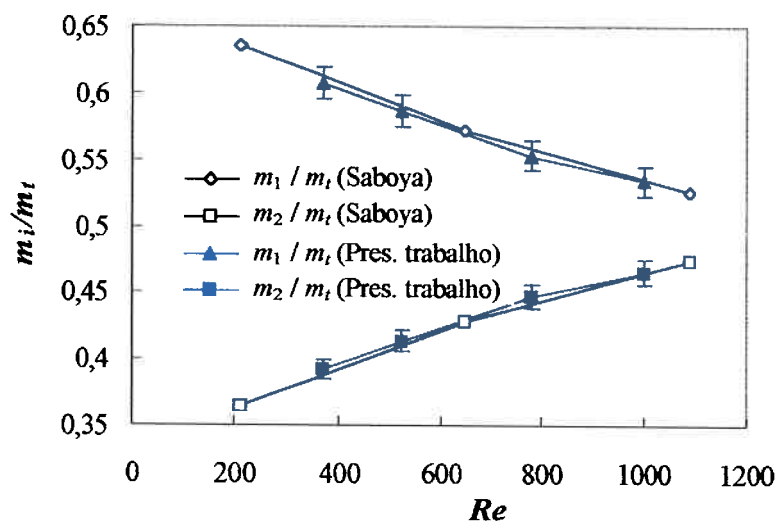


Figura 8.6. Massa transferida em cada fileira com relação à massa total sublimada na aleta.

Neste caso, o interesse fundamental foi comprovar a validade dos dados com relativa independência dos valores dos parâmetros geométricos da configuração tubo-aleta. As frações de massa sublimada na primeira e segunda fileira de tubos se comportaram de forma quase idênticas aos resultados obtidos por Saboya & Sparrow (1976), sendo que as diferenças entre as curvas atingiram 2%, valor menor que a incerteza da técnica experimental.

Desse conjunto de resultados concluiu-se que a instalação e a técnica experimental utilizadas são adequados para os fins da pesquisa e também que os dados levantados para a geometria com aleta lisa podem ser usados como referência para a comparação com os valores dos coeficientes de transferência de massa (calor) obtidos aplicando a técnica de intensificação da transferência de calor dos geradores de vórtices longitudinais.

8.2. Transferência de calor na geometria tubo-aleta lisa.

Antes de proceder aos estudos com geradores de vórtices foram ensaiados todos os modelos de trocadores de calor definidos visando determinar os coeficientes de transferência de calor na condição tubo-aleta lisa para serem usados como valores de referência na realização dos estudos de intensificação da transferência de calor.

Foram determinados os valores de número de Nusselt médio de cada trocador através da analogia entre a transferência de calor e a transferência de massa, a partir dos resultados medidos pela técnica de sublimação de naftaleno. Os testes foram desenvolvidos apenas para dois valores de número de Reynolds $Re=300$ e $Re=1000$. Os valores do número de Reynolds foram escolhidos por encontrar-se na faixa de aplicação deste tipo de trocador. Por outro lado, não foram tomados mais valores de Reynolds pela impossibilidade de desenvolver um número tão grande de testes.

Os resultados de número de Nusselt para os diferentes espaçamentos entre tubos são apresentados nas tabelas 8.2 e 8.3. Deve-se observar que os valores de número de Nusselt médio apresentados correspondem com a condição de aleta isotérmica.

Tabela 8.2. Valores do número de Nusselt em função do espaçamento entre tubos.

$Re=300$					
S_T	S_L				
	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
1,50	4,411	3,866	3,539	3,288	3,188
1,75	4,859	4,419	4,116	3,902	3,744
2,00	5,242	4,833	4,559	4,381	4,205
2,25	5,529	5,146	4,918	4,722	4,597
2,50	5,782	5,431	5,216	5,037	4,914
2,75	6,019	5,920	5,478	5,310	5,197

Tabela 8.3. Valores do número de Nusselt em função do espaçamento entre tubos.

$Re=1000$					
S_T	S_L				
	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
1,50	6,744	6,384	6,160	5,874	5,832
1,75	7,107	6,745	6,394	6,139	6,154
2,00	7,470	7,106	6,750	6,409	6,374
2,25	7,833	7,467	7,106	6,879	6,589
2,50	8,396	7,828	7,462	7,149	6,809
2,75	8,659	8,189	7,818	7,519	7,009

Os resultados tabelados não foram certificados com outros autores porque as correlações existentes na literatura (McQuinston, 1978 e Gray & Webb, 1986) foram levantadas para aletas não isotérmicas e apenas cobrem uma faixa dentro dos espaçamentos entre tubos usados neste trabalho. Nas figuras a seguir (8.7-8.18) são apresentados os resultados do número de Nusselt médio em forma gráfica para cada um dos 6 espaçamentos transversais (S_T/D) usados nos testes.

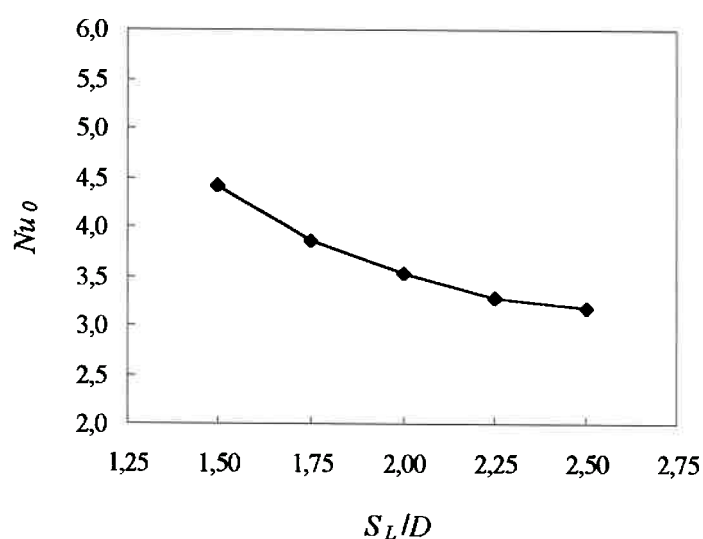


Figura 8.7. Número de Nusselt em função do espaçamento longitudinal ($S_T/D=1,5$ e $Re=300$).

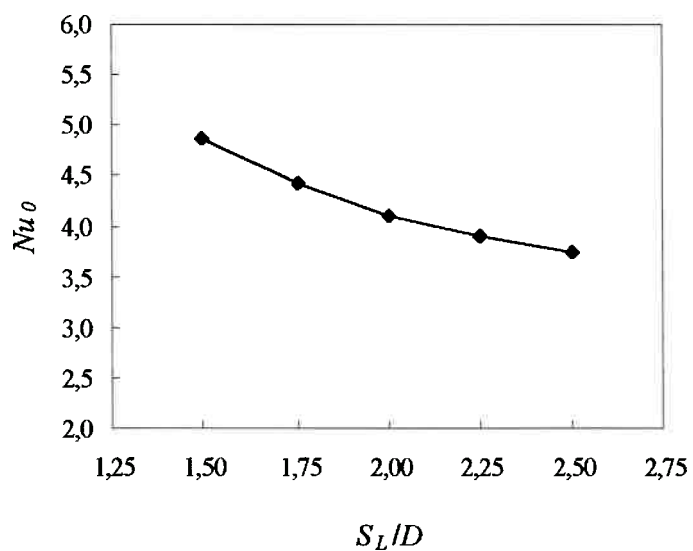


Figura 8.8. Número de Nusselt em função do espaçamento longitudinal ($S_T/D=1,75$ e $Re=300$).

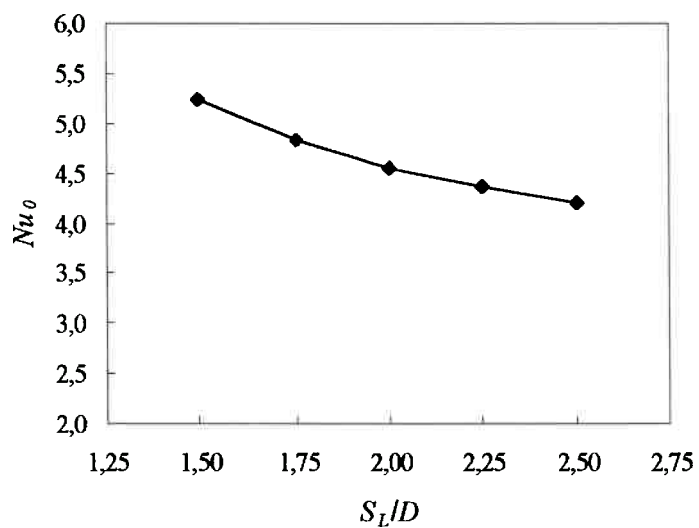


Figura 8.9. Número de Nusselt em função do espaçamento longitudinal ($S_T/D=2,0$ e $Re=300$).

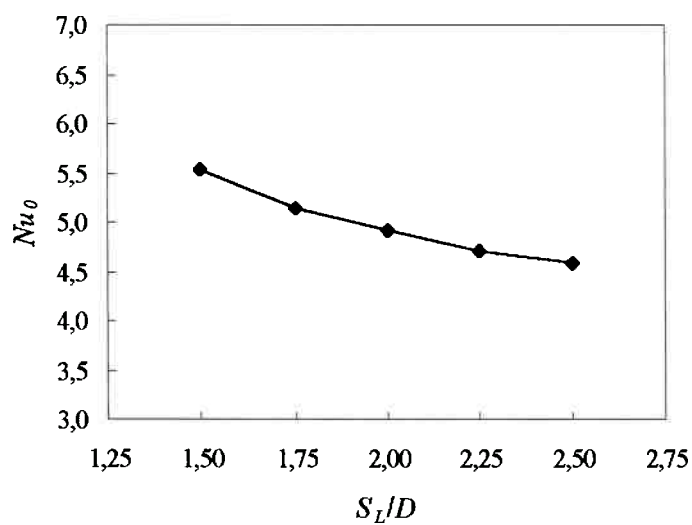


Figura 8.10. Número de Nusselt em função do espaçamento longitudinal ($S_T/D=2,25$ e $Re=300$).

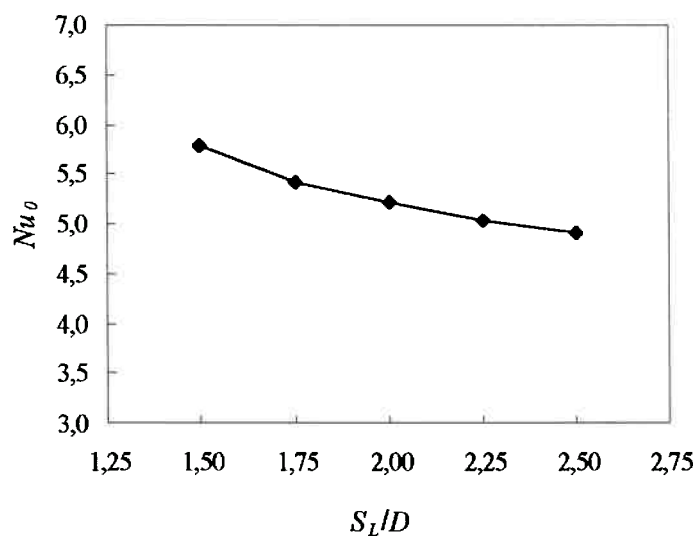


Figura 8.11. Número de Nusselt em função do espaçamento longitudinal ($S_T/D=2,5$ e $Re=300$).

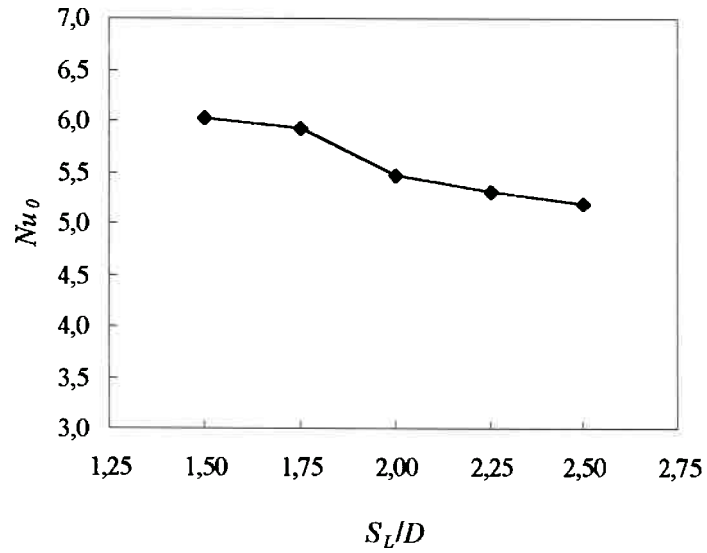


Figura 8.12. Número de Nusselt em função do espaçamento longitudinal ($S_T/D=2,75$ e $Re=300$).

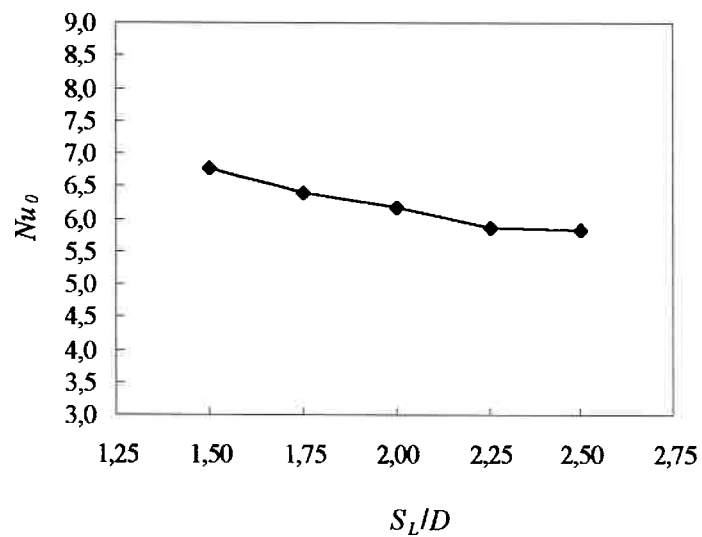


Figura 8.13. Número de Nusselt em função do espaçamento longitudinal ($S_T/D=1,5$; $Re=1000$).

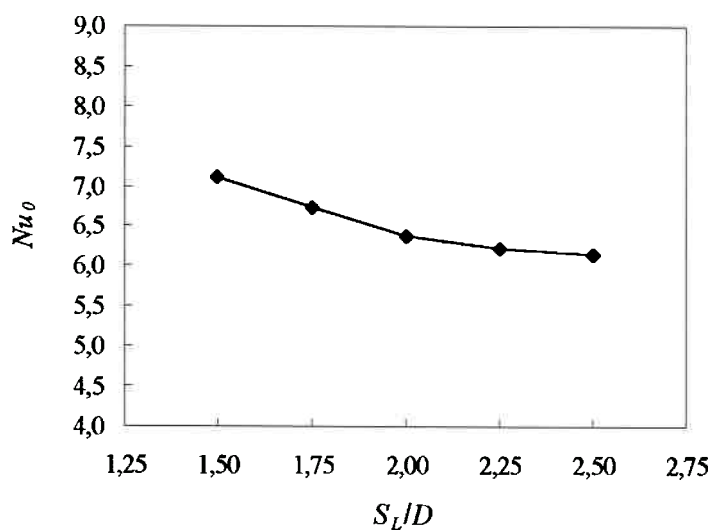


Figura 8.14. Número de Nusselt em função do espaçamento longitudinal ($S_T/D=1,75$; $Re=1000$).

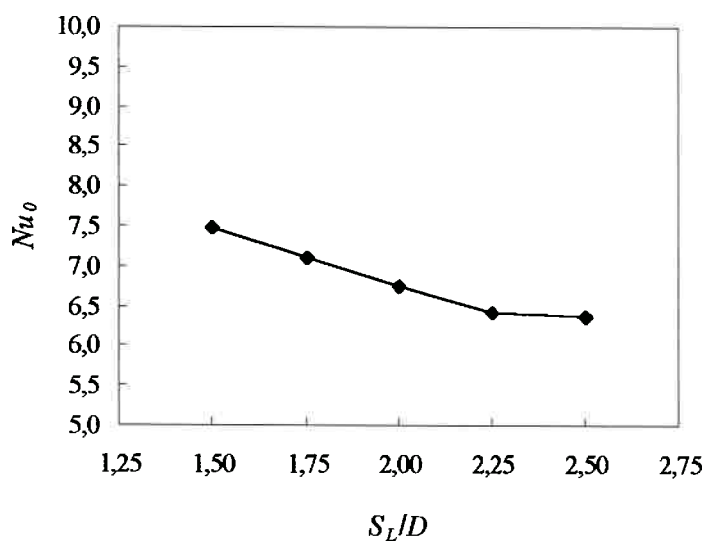


Figura 8.15. Número de Nusselt em função do espaçamento longitudinal ($S_T/D=2,0$; $Re=1000$).

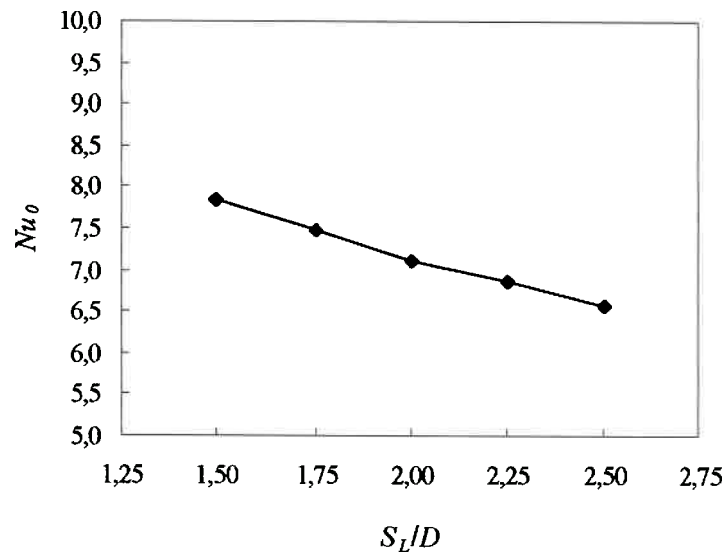


Figura 8.16. Número de Nusselt em função do espaçamento longitudinal ($S_T/D=2,25$; $Re=1000$).

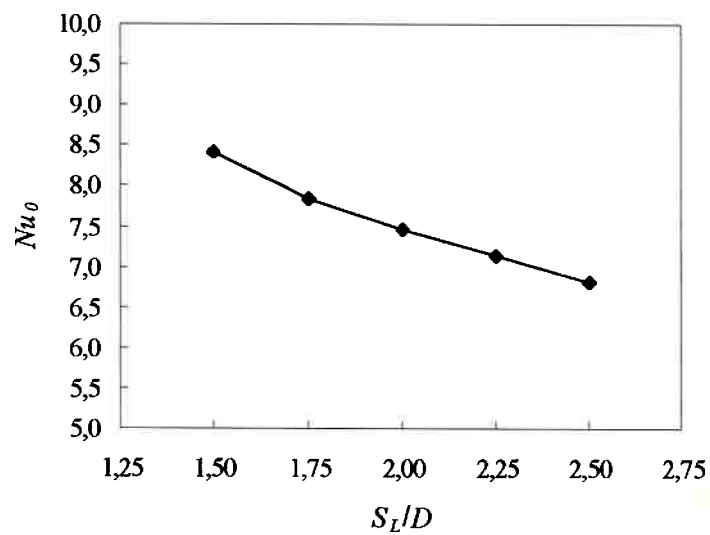


Figura 8.17. Número de Nusselt em função do espaçamento longitudinal ($S_T/D=2,5$; $Re=1000$).

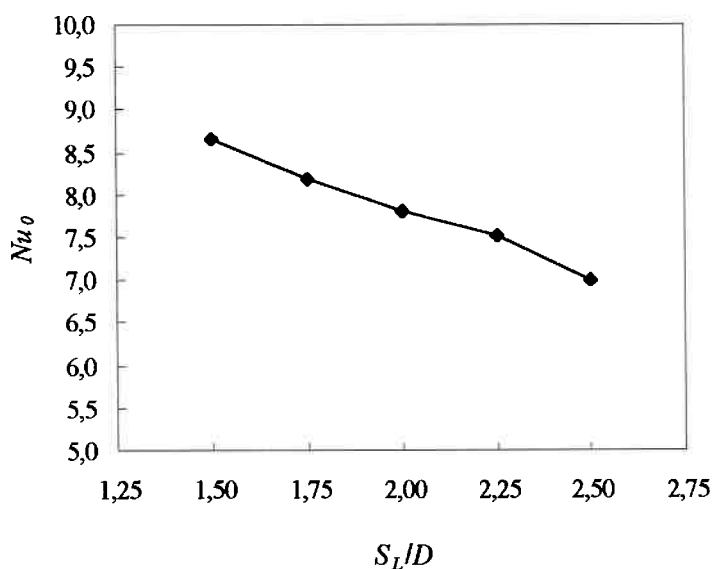


Figura 8.18. Número de Nusselt em função do espaçamento longitudinal ($S_T/D=2,75$; $Re=1000$).

Nas figuras pode ser observada a influência do espaçamento longitudinal (S_L/D) sobre o número de Nusselt, que decresce na medida que o espaçamento aumenta. Esse comportamento ocorre pois o decréscimo no coeficiente global de transferência de calor (massa) é maior que o incremento produzido no diâmetro hidráulico pelo aumento do espaçamento longitudinal.

Medições dos coeficientes locais de transferência de calor (massa) realizadas através do método de evaporação (água transferida - variação de cor) para dois modelos de trocadores de calor com igual espaçamento transversal e diferente espaçamento longitudinal entre tubos (figuras 8.19-8.20) permitem observar a diminuição do número de Nusselt quando aumenta o espaçamento longitudinal. Pode apreciar-se através das figuras que as áreas onde o coeficiente de transferência de calor atinge maiores valores, entenda-se a região de desenvolvimento da camada limite na entrada da aleta e as

regiões correspondentes aos vórtices de ferradura à montante e nos laterais dos tubos, passam a ser relativamente menores com relação à área total de aleta.

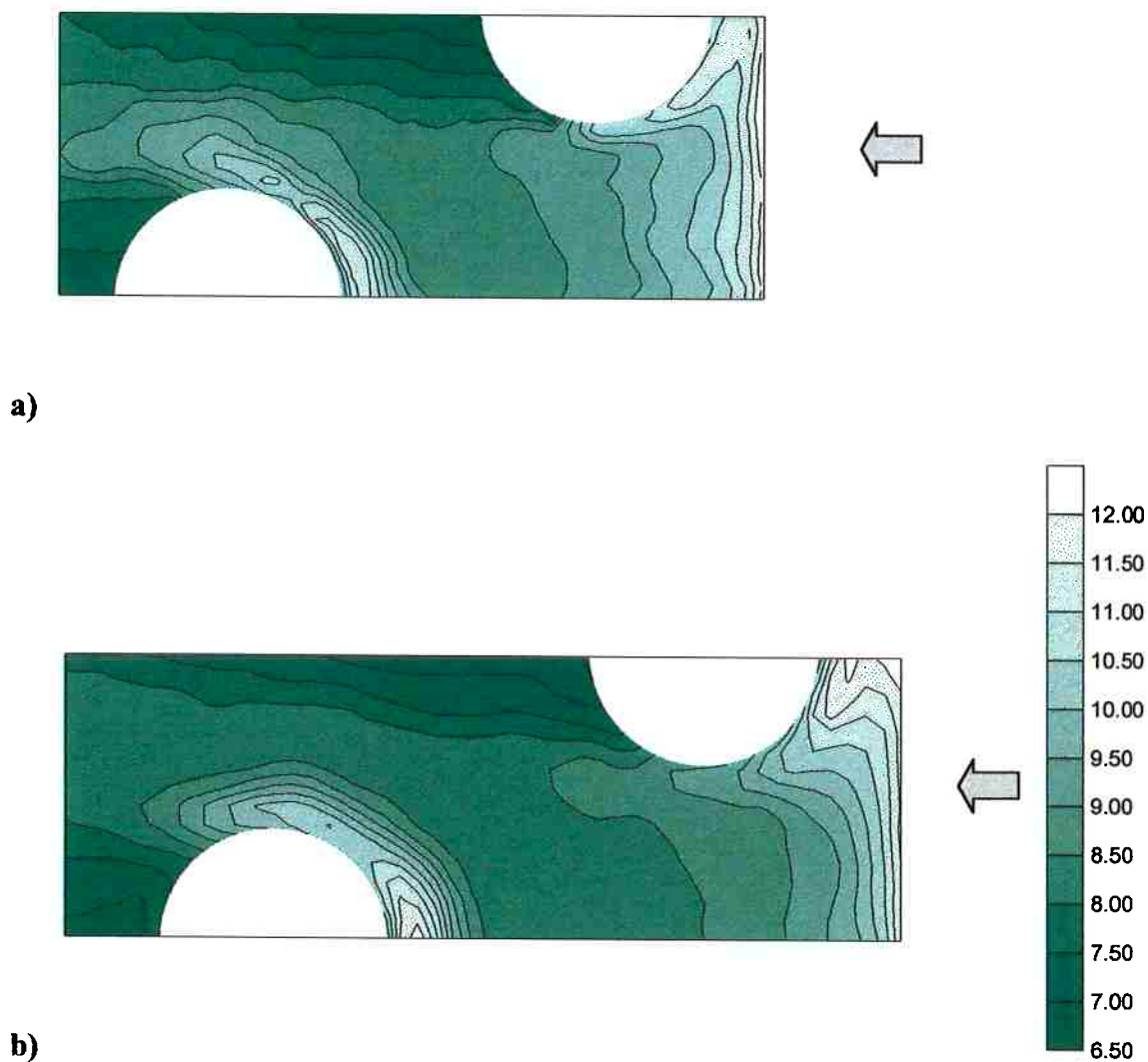


Figura 8.19. Mapas de número de Nusselt na aleta para espaçamentos longitudinais

a) $S_L/D=1,5$; b) $S_L/D=1,75$ e espaçamento transversal $S/D=2,5$ ($Re=1000$).

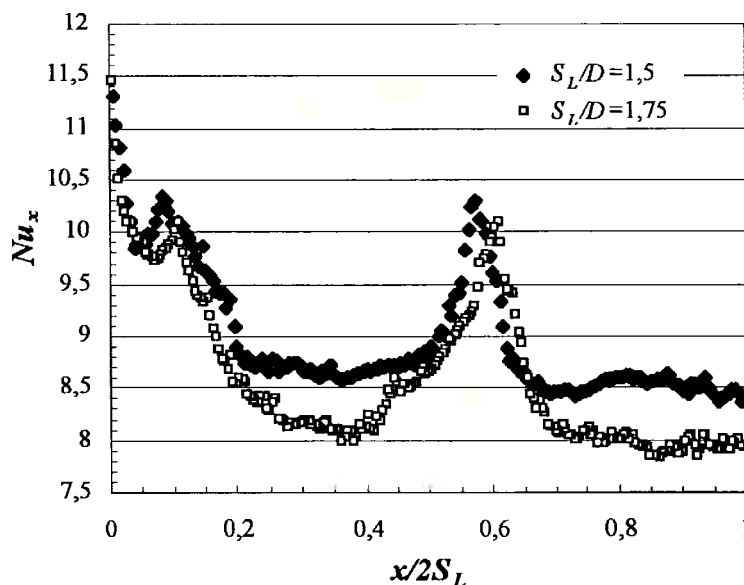


Figura 8.20. Comparação do número de Nusselt médio na seção transversal da aleta em função da coordenada na direção principal do escoamento (para S_T/D constante e $Re=1000$).

Por outro lado, nas tabelas 8.2-8.3 (figuras 8.7-8.18) observa-se que o número de Nusselt cresce com o aumento do espaçamento transversal entre tubos. Isto é devido principalmente ao aumento progressivo do diâmetro hidráulico com o espaçamento transversal.

Na figura 8.21 apresenta-se o comportamento do número de Nusselt médio na seção transversal da aleta em função da coordenada na direção principal do escoamento para dois espaçamentos transversais diferentes ($S_T/D=2,5$ e $S_T/D=2,75$) e igual espaçamento longitudinal ($S_L/D=1,5$). Na mesma, nota-se como ambas curvas apresentam um comportamento semelhante, diferenciando-se apenas no valor do número de Nusselt em cada seção transversal. Verificou-se, para todas as estações plotadas, que o número de Nusselt Nu_x foi sempre menor para o espaçamento transversal menor ($S_T/D=2,5$).

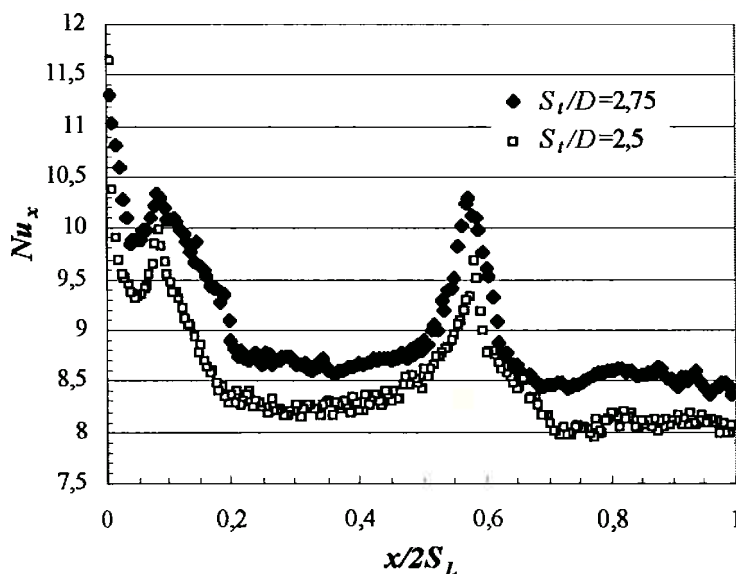


Figura 8.21. Comparação do número de Nusselt médio na seção transversal da aleta em função da coordenada na direção principal do escoamento (para $S_l/D=1,5$ e $Re=1000$).

8.3. Resultados do estudo paramétrico dos geradores de vórtices.

O estudo paramétrico foi realizado objetivando ampliar os conhecimentos a respeito da aplicação da técnica de intensificação de transferência de calor em trocadores de calor com duas fileiras de tubos, e poder definir melhor as faixas dos parâmetros dos geradores de vórtices cuja influência seria investigada. Os testes foram realizados para $Re=1000$, por ser esta a condição de operação onde os testes de verificação da técnica experimental realizados com aletas lisas apresentaram o melhor desempenho (os menores desvios). Os testes para número de Nusselt médio foram conduzidos através da técnica de sublimação de naftaleno.

Para o estudo paramétrico foram mantidas constantes as dimensões características da geometria tubo-aleta ($S_l/D=2,75$; $S_l/D=2,25$), procurando realizar apenas um número razoável de experimentos que permitissem estudar a influência da variação dos parâmetros geométricos dos geradores de vórtices (GVL) na transferência

de calor. Assim, foram variados quatro parâmetros: a posição transversal (s/D) e a posição longitudinal (z_g/D) dos geradores, o ângulo de ataque (β) e a razão de aspecto (A). Estes parâmetros característicos do par de *GVL* são apresentados na figura 8.22.

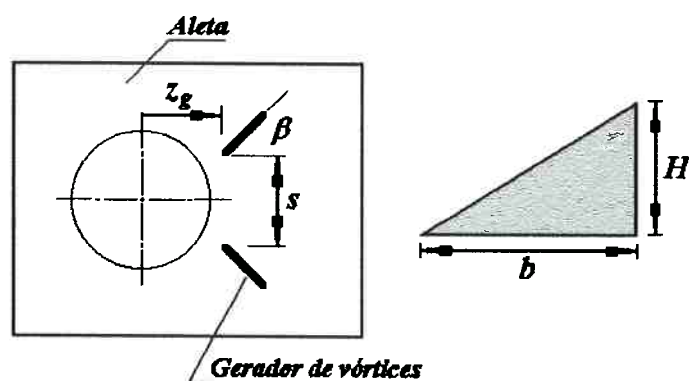


Figura 8.22. Parâmetros característicos dos geradores de vórtices.

As faixas de variação dos parâmetros dos *GVL* utilizadas nos testes são mostradas na tabela 8.4. As posições testadas para o Par de Meias Asas Delta estão representadas na figura 8.23.

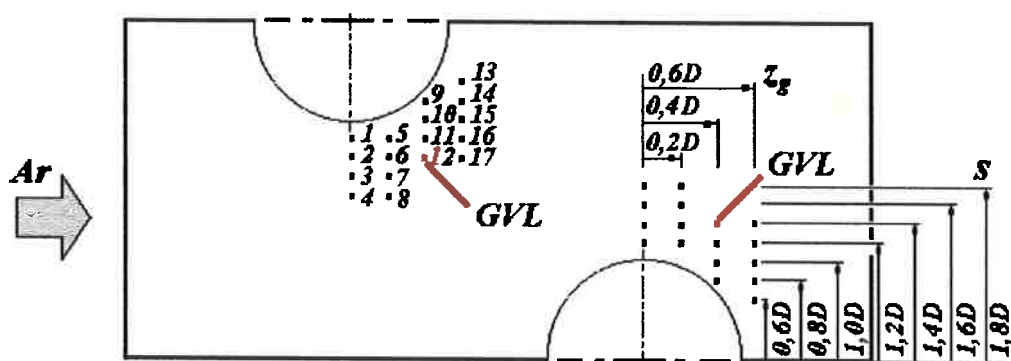


Figura 8.23. Posições de teste dos geradores de vórtices.

Tabela 8.4. Faixas de variação dos parâmetros dos geradores de vórtices.

Parâmetro	Valores
Posição Longitudinal	$0,0 \leq z_g/D \leq 0,6$
Posição Transversal	$0,6 \leq s/D \leq 1,4$
Ângulo de ataque	$30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$
Razão de Aspecto $A=(2H/b)$	$A=1 ; 1,5 ; 2$

8.3.1. Influência da posição dos geradores de vórtices.

A posição dos geradores de vórtices foi variada para cada uma dos 17 pontos mostrados na figura 8.23, sendo que tanto na primeira como na segunda fileira de tubos foi mantida a mesma posição relativa dos geradores com relação ao tubo (i.e., igual s/D e z_g/D para as duas fileiras), o mesmo ângulo de ataque (β) e a mesma razão de aspecto (A).

Para cada uma das posições foram testados os geradores de vórtices com 3 valores diferentes da razão de aspecto ($A=1$; $A=1,5$; $A=2$) e com os diferentes ângulos de ataque, o qual foi variado na faixa indicada na tabela 8.4 com passo de $7,5^\circ$.

Nas figuras 8.24-8.29 são apresentados apenas uma parte dos resultados do estudo (para dois dos ângulos de ataque testados $\beta=30^\circ$ e $\beta=45^\circ$). Por economia de espaço não são apresentados os resultados para todos os ângulos de ataque, pois a influência deste parâmetro é analisada em detalhes mais adiante.

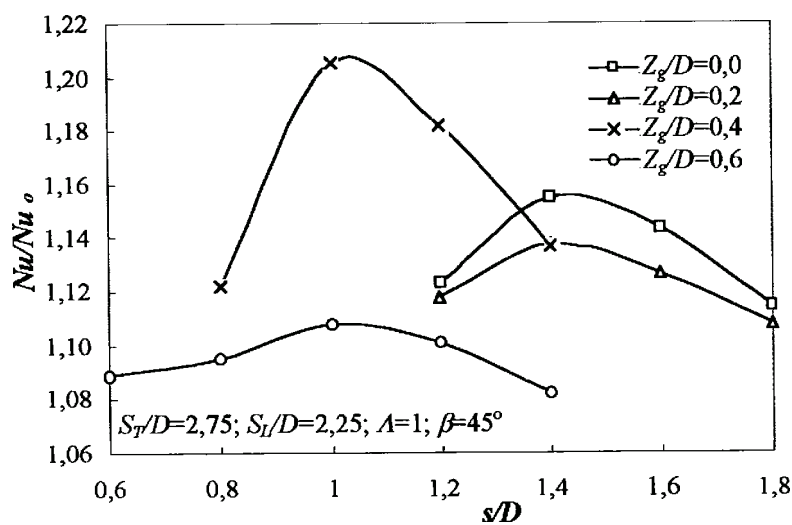


Figura 8.24. Influência da posição dos GVL sobre a transferência de calor (para razão de aspecto $A=1$ e ângulo de ataque $\beta=45^\circ$).

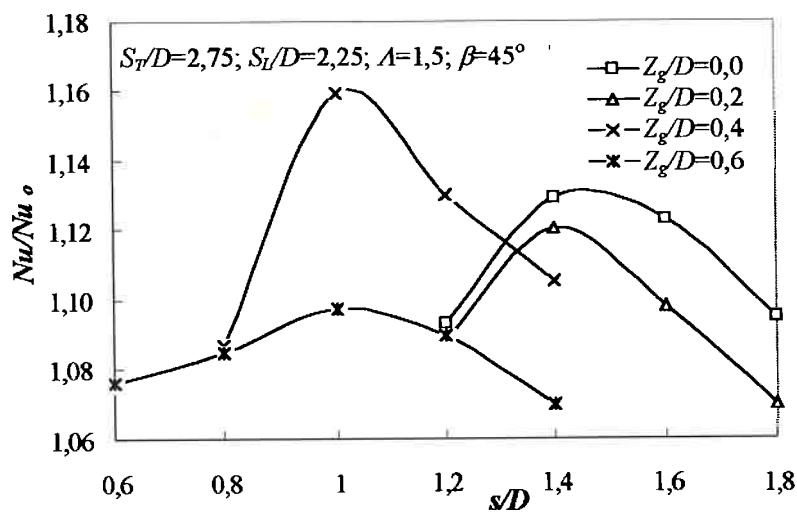


Figura 8.25. Influência da posição dos GVL sobre a transferência de calor (para razão de aspecto $A=1,5$ e ângulo de ataque $\beta=45^\circ$).

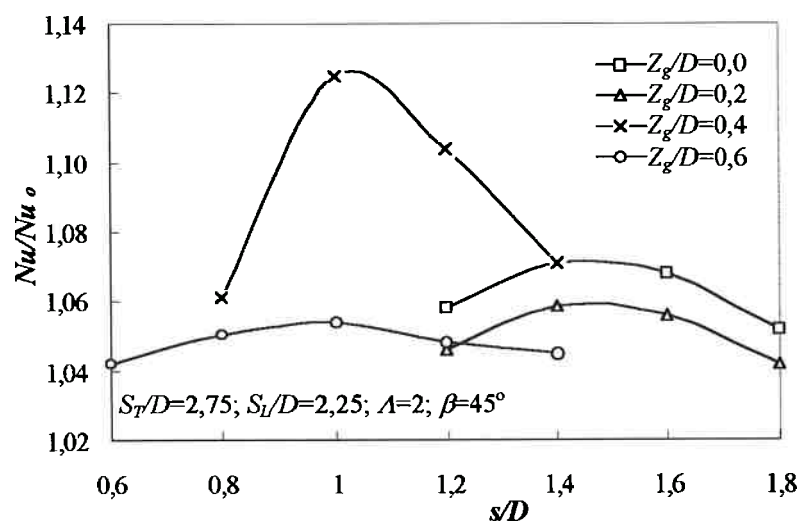


Figura 8.26. Influência da posição dos GVL sobre a transferência de calor (para razão de aspecto $A=2$ e ângulo de ataque $\beta=45^\circ$).

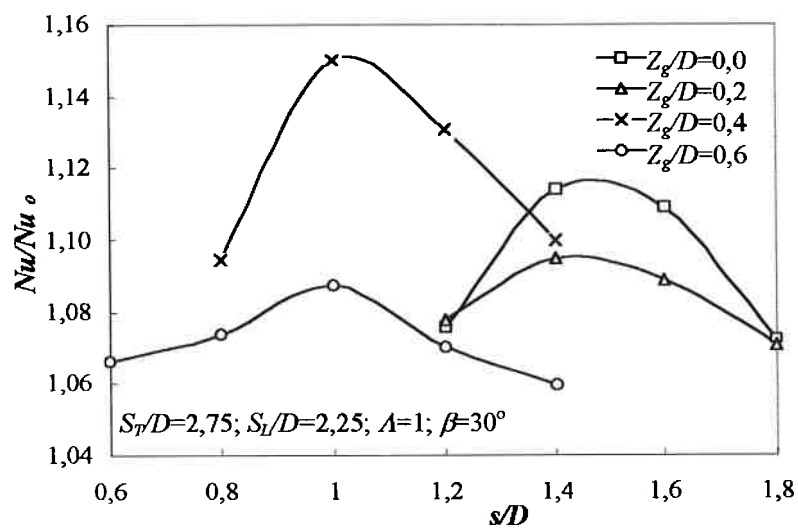


Figura 8.27. Influência da posição dos GVL sobre a transferência de calor (para razão de aspecto $A=1$ e ângulo de ataque $\beta=30^\circ$).

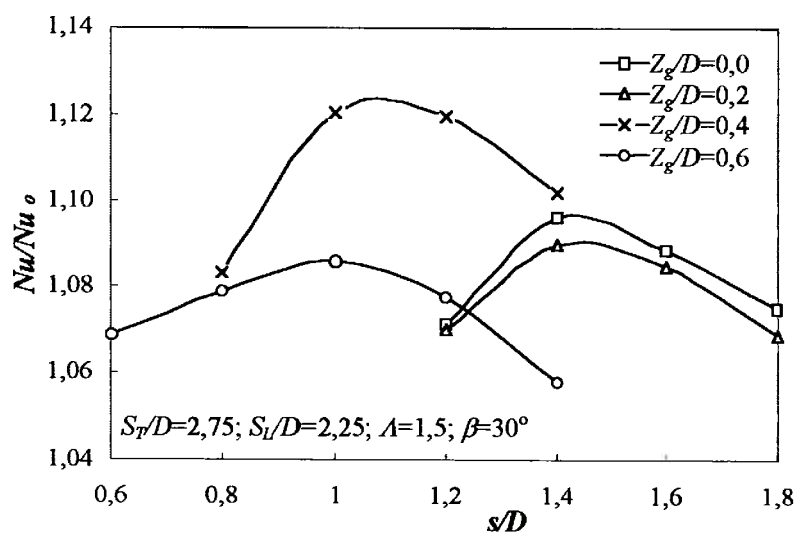


Figura 8.28. Influência da posição dos GVL sobre a transferência de calor (para razão de aspecto $A=1,5$ e ângulo de ataque $\beta=30^\circ$).

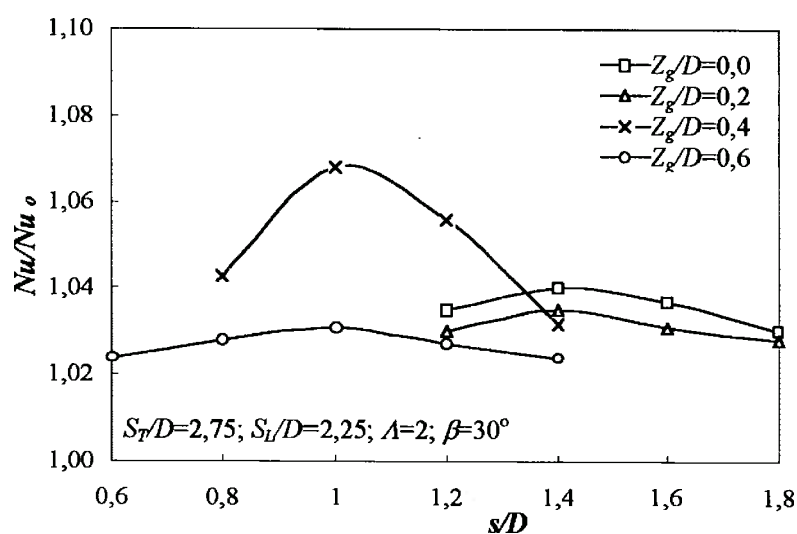


Figura 8.29. Influência da posição dos GVL sobre a transferência de calor (para razão de aspecto $A=2$ e ângulo de ataque $\beta=30^\circ$).

Através dos testes foi verificado que para todas as posições dos geradores de vórtices a transferência de calor foi intensificada, variando o grau de intensificação entre 2,5% e 15% para $\beta=30^\circ$ e entre 4% e 20,5% para $\beta=45^\circ$ em função da posição.

Os resultados mostraram que, para as posições onde os geradores são colocados à jusante do tubo ($z_g/D=0,4$ e $0,6$), a intensificação da transferência de calor através dos geradores de vórtices começa a decrescer significativamente, quando os mesmos estão separados entre si por uma distância maior que um diâmetro ($s/D>1$).

O máximo efeito de intensificação da transferência de calor foi observado quando os *GVL* estão separados aproximadamente de um diâmetro ($s/D=1$) e colocados $0,4D$ à jusante do eixo transversal do tubo ($z_g/D=0,4$). Este comportamento foi o mesmo para todas as razões de aspecto e todos os valores do ângulo de ataque testados. É interessante observar, através desta série de testes, que a posição com máxima intensificação da transferência de calor para a geometria com duas fileiras de tubos em arranjo alternado é a mesma encontrada por Bayón (1996) para o trocador de calor com apenas uma fileira de tubos. Este fato indica que o fator fundamental intensificação da transferência de calor continua sendo, também para o trocador de calor com duas fileiras de tubos, a influência que produzem os geradores sobre a região de recirculação existente atrás do tubo.

Para verificar experimentalmente que o efeito fundamental para intensificar a transferência de calor é o mencionado acima foram feitos testes de visualização da transferência de massa na aleta utilizando a técnica de evaporação (transferência de massa-variação de cor) e também foram determinados os valores de número de Nusselt local. Os resultados da visualização são apresentados nas figuras 8.30, 8.32 e 8.33¹, e os resultados de número de Nusselt local são mostrados nas figuras 8.31 e 8.34. Na figura 8.30 observa-se como as zonas de maior transferência de massa estão limitadas à região de entrada da aleta, à região dos vórtices de ferradura à montante dos tubos e à lateral do

¹ As fotos apresentadas nesta seção para aleta lisa e aleta com *GVL* foram realizadas em tempos diferentes, por isso apresentam algumas diferenças nos tons de cinza quando comparadas.

tubo da segunda fileira, onde o vórtice formado à montante avança mais intensamente devido ao efeito da primeira fileira que direciona grande parte do escoamento sobre este tubo. Verifica-se também que as regiões de recirculação atrás dos tubos aparecem como zonas de baixa transferência de massa.

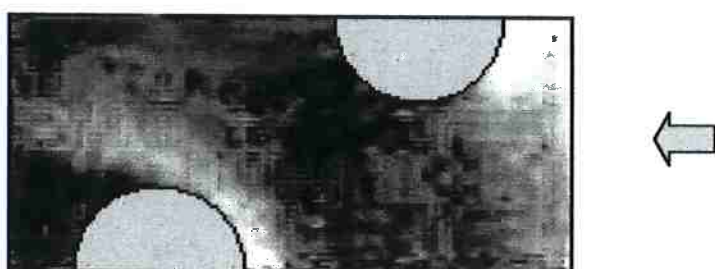


Figura 8.30. Visualização da transferência de massa na aleta para geometria tubo-aleta lisa ($S_T/D=2,75$; $S_L/D=1,5$ e $Re=1000$).

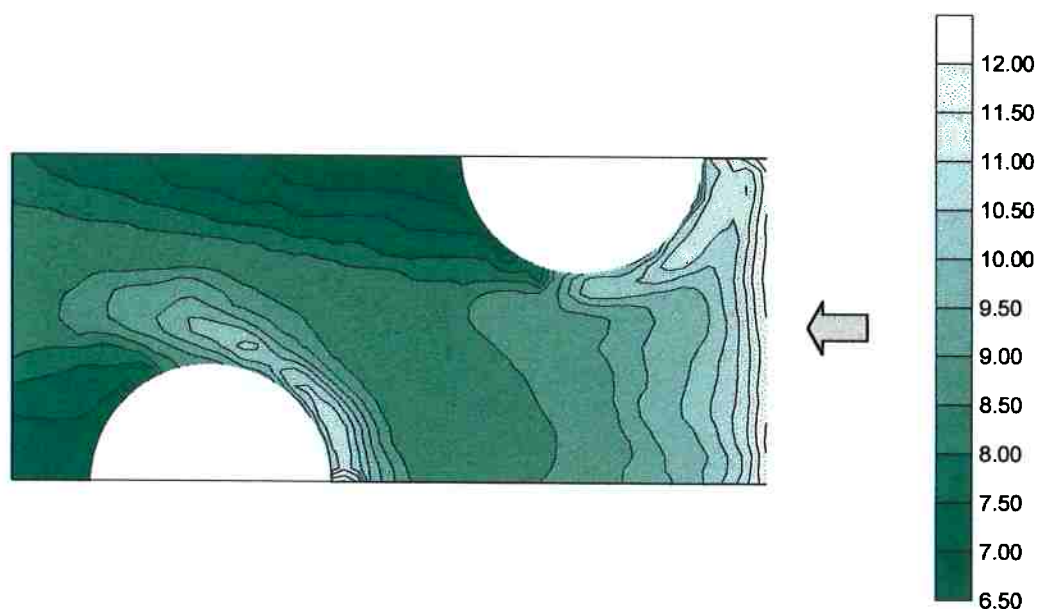


Figura 8.31. Distribuição do número de Nusselt sobre a superfície da aleta ($S_T/D=2,75$; $S_L/D=1,5$ e $Re=1000$).

Na figura 8.32, a distribuição das zonas de maior transferência de massa mostra diferenças importantes com relação à geometria lisa. A presença dos geradores de

vórtices altera substancialmente a situação, à jusante de ambas as fileiras de tubos observam-se incrementos locais da massa transferida ao redor dos geradores. Além disso, pode-se observar como o vórtice principal produz um aumento da massa transferida na região de recirculação. O efeito produzido pelo *GVL* é mais notável na primeira fileira devido à existência de uma área livre maior para o desenvolvimento do vórtice. Na segunda fileira os vórtices atingem a borda de saída da aleta antes de ser aproveitada totalmente a potencialidade de intensificação dos mesmos. Isto pode ser verificado da comparação das figuras 8.32 e 8.33. Quando a aleta é estendida à jusante da segunda fileira, sem mudar outro parâmetro, o vórtice longitudinal continua-se desenvolvendo mais um tempo, até quase atingir o fim da aleta.



Figura 8.32. Visualização da transferência de massa na aleta para geometria tubo-aleta com *GVL* nas duas fileiras ($S_T/D=2,75$; $S_T/D=1,5$ e $Re=1000$).

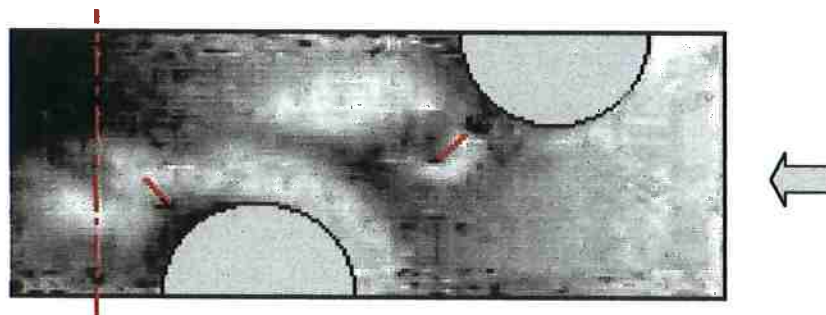


Figura 8.33. Visualização da transferência de massa na aleta para geometria tubo-aleta com *GVL* nas duas fileiras de tubos (aleta estendida) e $Re=1000$.

Dos resultados conclui-se que o maior efeito sobre a intensificação da transferência de calor é produzido pelos geradores colocados na primeira fileira de tubos. Isto explica porque o fato de acrescentar uma fileira de tubos e geradores de vórtices não muda qualitativamente o comportamento das curvas de intensificação da transferência de calor obtidas para o trocador de calor com apenas uma fileira de tubos (Bayón,1996).

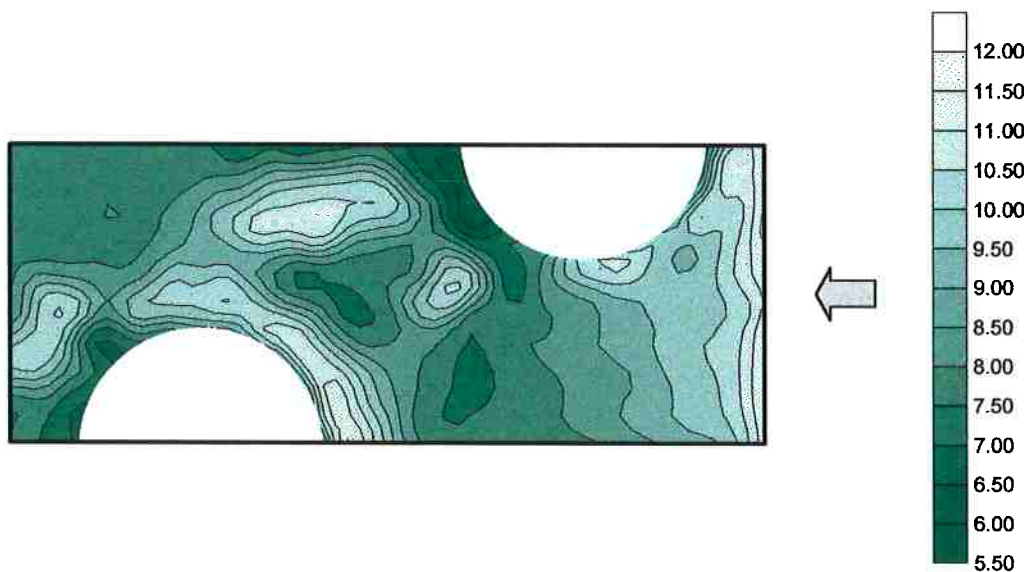


Figura 8.34. Distribuição do número de Nusselt na aleta com *GVL* nas duas fileiras de tubos ($S_T/D=2,75$; $S_L/D=1,5$ e $Re=1000$).

Comparando a influência da posição dos geradores de vórtices em trocadores de calor com uma e duas fileiras de tubos foi constatado que o efeito de intensificação da transferência de calor é maior no trocador de calor com duas fileiras de tubos (vide figura 8.35). A diferença entre os dois casos atinge 2% para a razão de aspecto $\Lambda=1$ e 2,8% para a razão $\Lambda=2$, na melhor posição dos geradores de vórtices. O valor do incremento observado na intensificação da transferência de calor no trocador de calor de duas fileiras indica que o efeito produzido pelo gerador de vórtices colocado na segunda fileira de tubos é relativamente pequeno, tal como tinha sido verificado anteriormente.

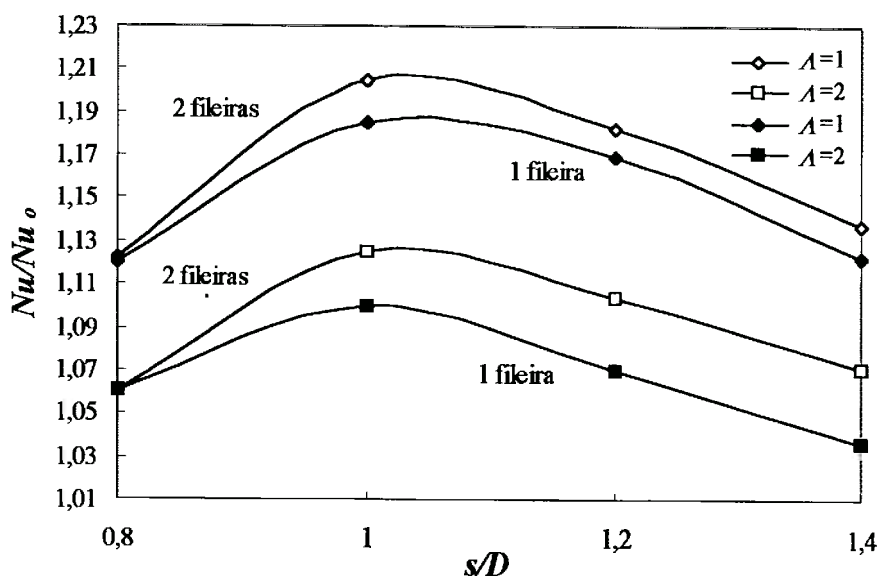


Figura 8.35. Intensificação da transferência de calor produzida por *GVL* em trocadores de calor com uma e duas fileiras de tubos (para a posição $z_g/D=0,4$ e $\beta=45^\circ$).

8.3.2. Influência do ângulo de ataque dos geradores de vórtices.

Considerando os resultados de estudos prévios acerca da influência do ângulo de ataque dos geradores de vórtices sobre a transferência de calor em trocadores de calor de uma fileira de tubos (Bayón, 1996), onde foi verificado que ângulos de ataque menores que 30° produzem pequeno efeito sobre a transferência de calor, apenas a faixa de ângulo entre 30° e 60° foi investigada.

Neste trabalho o ângulo foi variado com passo de $7,5^\circ$ para cada razão de aspecto e posição dos geradores. Nas figuras 8.36 e 8.37 são apresentados os resultados dos testes de ângulo, apenas ilustrados para duas posições dos geradores $z_g/D=0,4$; $s/D=1$ (a melhor posição) e para $z_g/D=0,4$; $s/D=0,8$.

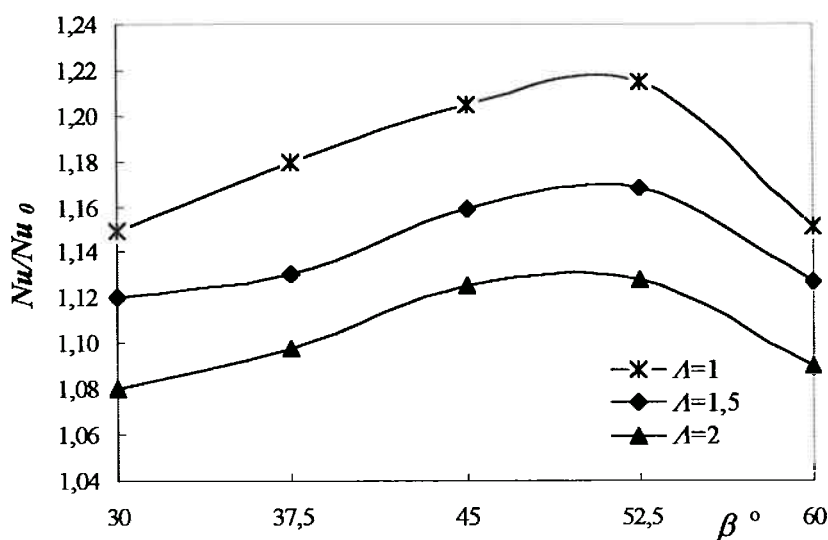


Figura 8.36. Influência do ângulo de ataque sobre a transferência de calor (para $z_g/D=0,4$; $s/D=1,0$).

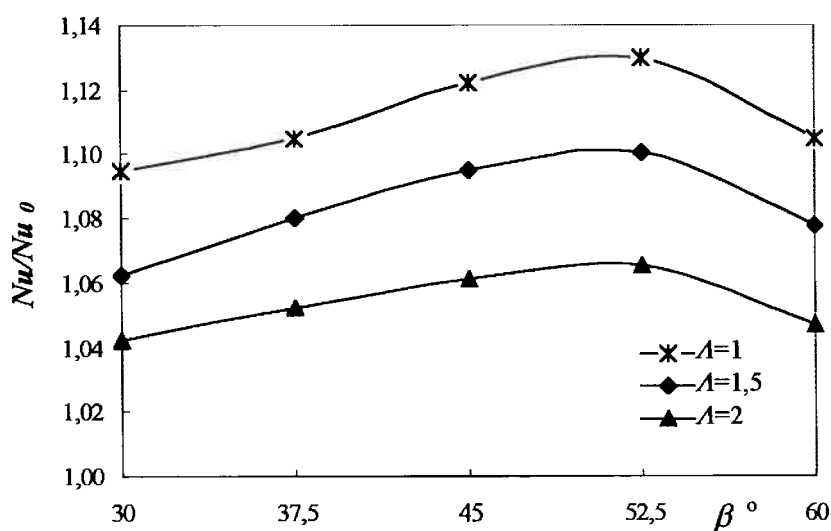


Figura 8.37. Influência do ângulo de ataque sobre a transferência de calor (para $z_g/D=0,4$; $s/D=0,8$).

A intensificação da transferência de calor cresce com o ângulo de ataque para todas as razões de aspecto, atingindo o máximo valor próximo de $\beta=52,5^\circ$. Este comportamento foi similar para todas as posições dos geradores testadas. No entanto, foram observadas diferentes sensibilidades na variação da intensificação da

transferência de calor com o ângulo de ataque para as distintas posições. Assim, por exemplo, para as posições onde $z_g/D=0,0$ a intensificação incrementou-se aproximadamente 2% quando o ângulo mudou de $\beta=45^\circ$ para $52,5^\circ$, entretanto para a posição $z_g/D=0,4$; $s/D=1,0$ o incremento da transferência de calor foi de apenas 1% para os mesmos valores de razão de aspecto.

Para $\beta=60^\circ$, observou-se que o fator de intensificação da transferência de calor apresenta uma diminuição. Este resultado também foi observado previamente por Tiggelbeck (1992) e por Bayón (1996) para trocadores de calor com apenas uma fileira de tubos, mas não foi dada explicação para tal comportamento.

Nas figuras 8.38-8.39 apresentadas a seguir são mostrados os resultados da visualização da transferência de massa sobre placa plana com geradores de vórtices de duas razões de aspecto $A=2$ e $A=1$ e com ângulos de ataque $\beta=45^\circ$ e $\beta=60^\circ$.

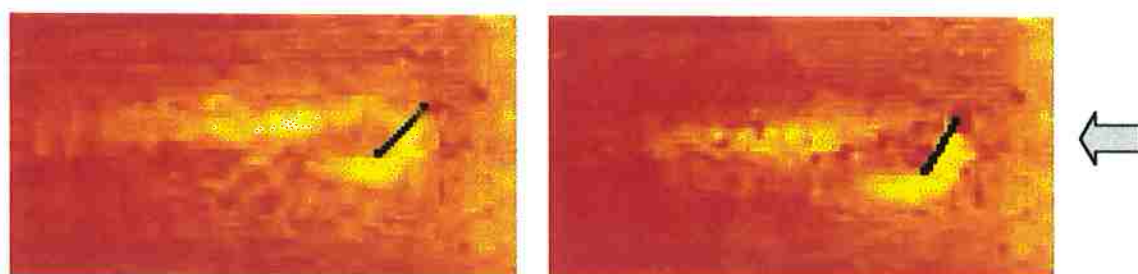


Figura 8.38. Visualização do efeito dos vórtices longitudinais sobre a placa usando *GVL* com $A=2$ para $\beta=45^\circ$ e $\beta=60^\circ$.

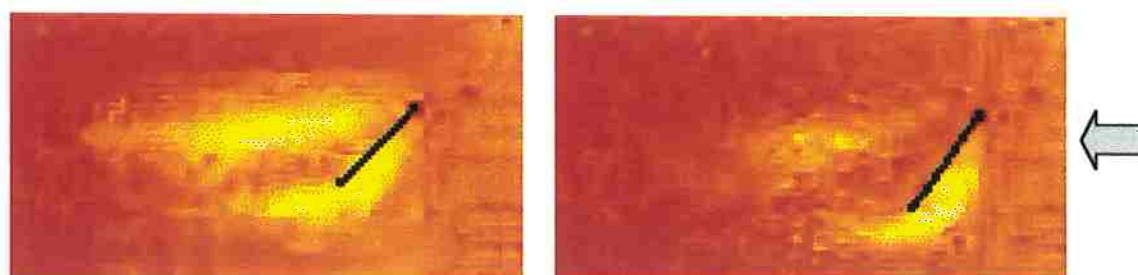


Figura 8.39. Visualização do efeito dos vórtices longitudinais sobre a placa usando *GVL* com $A=1$ para $\beta=45^\circ$ e $\beta=60^\circ$.

Observa-se que para ambas as razões de aspecto a intensidade dos vórtices gerados com $\beta=45^\circ$ é maior que para $\beta=60^\circ$. A diferença fundamental é notada na intensidade do vórtice principal que no caso de $\beta=60^\circ$ aparece bastante atenuado e começa-se a manifestar sobre placa a uma distância maior à jusante do gerador. O vórtice de canto também apresenta uma intensidade ligeiramente menor quando $\beta=60^\circ$. Entretanto, quando $\beta=60^\circ$, na frente do gerador aprecia-se uma região de alta transferência de massa de maior espessura que para $\beta=45^\circ$. Isto é indicativo que para ângulos grandes o efeito da estagnação começa a se revelar em maior medida do que a geração dos vórtices longitudinais. Este comportamento indica que efetivamente existe um determinado ângulo crítico, que no caso deve ser próximo de $52,5^\circ$, até o qual a intensidade dos vórtices cresce com o incremento do ângulo de ataque e que quando ultrapassado esse valor a intensidade do vórtice começa a decrescer, levando consigo um efeito semelhante sobre a transferência de calor.

8.3.3. Influência da razão de aspecto do gerador de vórtices.

A influência da razão de aspecto foi estudada para todas as posições dos geradores de vórtices e para os diferentes valores de ângulo de ataque da faixa de estudo. Na figura 8.40 é mostrado o comportamento da intensificação da transferência de calor vs. a razão de aspecto para a melhor posição dos geradores de vórtices. Os resultados indicam que a transferência de calor global aumenta com a redução da razão de aspecto. Assim, para a faixa estudada ($1 \leq A \leq 2$), a máxima intensificação da transferência de calor foi obtida para $A=1$.

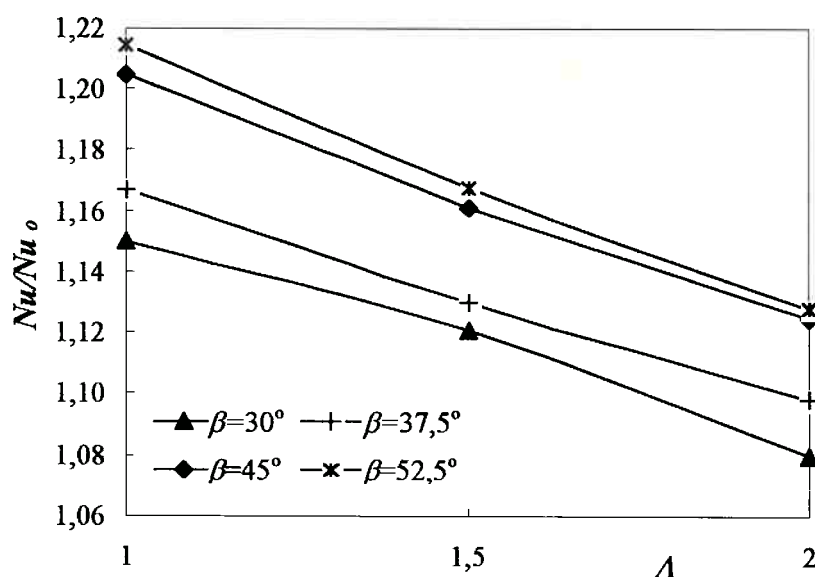


Figura 8.40. Influência da razão de aspecto do *GVL* na transferência de calor (para a posição $z_g/D=0,4$; $s/D=1,0$).

A influência da razão de aspecto na transferência de calor mostrou um comportamento bastante semelhante para os diferentes ângulos de ataque, embora a influência em valores absolutos foi maior para $\beta=52,5^\circ$ do que para os outros ângulos. A variação da razão de aspecto de $A=2$ até $A=1$ levou a um incremento na transferência de calor de 8,7% para $\beta=52,5^\circ$, 8% para $\beta=45^\circ$ e 7% para $\beta=30$ e $37,5^\circ$.

A influência da razão de aspecto para as outras posições dos geradores de vórtices foi tipicamente a mesma das curvas apresentadas na figura 8.40, exceto para as posições sobre a linha $z_g/D=0,6$ onde a variação da intensificação da transferência de calor foi muito pequena. Nessa linha a variação máxima apenas atingiu 4% para a mudança na razão de aspecto de $A=2$ até $A=1$ (valor que é inferior à incerteza do método experimental).

8.4. Influência dos geradores de vórtices na transferência de calor para diferentes geometrias de trocadores de calor.

Neste item é analisada a influência dos *GVL* apenas na transferência de calor, mas considerando diferentes geometrias de trocadores de calor, ou seja, para aquelas geometrias tubo-aleta lisa que foram estudadas anteriormente. Para desenvolver o estudo foi escolhida a melhor posição dos *GVL* ($z_g/D=0,4$; $s/D=1,0$) determinada quando realizada a análise paramétrica. Os números de Reynolds usados foram novamente $Re=300$ e $Re=1000$ para poder avaliar o fator de intensificação da transferência de calor, pois estes foram os valores utilizados quando estudadas as geometrias lisas.

8.4.1. Transferência de calor global com *GVL* nas duas fileiras de tubos.

Como observado na figura 8.41, tanto na primeira como na segunda fileira de tubos foi mantida a mesma posição relativa do geradores de vórtices com relação ao tubo (i.e., igual s/D e z_g/D para as duas fileiras), o mesmo ângulo de ataque ($\beta=45^\circ$) e a mesma razão de aspecto ($A=2$).

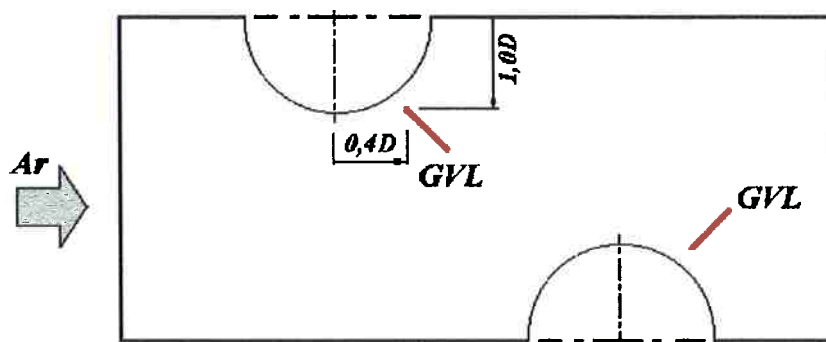


Figura 8.41. Esquema mostrando a colocação dos geradores de vórtices.

Nas tabelas 8.5 e 8.6 são apresentados os resultados de intensificação da transferência de calor, expressos em termos da razão Nu/Nu_0 .

Tabela 8.5. Valores de Nu/Nu_0 para trocadores de calor tubo-aleta com *GVL* nas duas fileiras de tubos ($A=2$).

<i>Re</i> =300					
<i>S_T</i>	<i>S_L</i>				
	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
1,50	1,0616	1,0619	1,0621	1,0628	1,0634
1,75	1,0613	1,0615	1,0617	1,0622	1,0629
2,00	1,0606	1,0608	1,0611	1,0614	1,0618
2,25	1,0603	1,0605	1,0607	1,0610	1,0613
2,50	1,0596	1,0600	1,0602	1,0605	1,0609
2,75	1,0591	1,0594	1,0597	1,0600	1,0606

Tabela 8.6. Valores de Nu/Nu_0 para trocadores de calor tubo-aleta com *GVL* nas duas fileiras de tubos ($A=2$).

<i>Re</i> =1000					
<i>S_T</i>	<i>S_L</i>				
	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
1,50	1,1275	1,1285	1,1299	1,1315	1,1345
1,75	1,1266	1,1276	1,1284	1,1300	1,1321
2,00	1,1261	1,1266	1,1272	1,1287	1,1304
2,25	1,1249	1,1254	1,1265	1,1274	1,1295
2,50	1,1234	1,1247	1,1257	1,1268	1,1276
2,75	1,1225	1,1236	1,1246	1,1260	1,1267

Das tabelas observa-se que para $Re=300$ a razão Nu/Nu_0 encontra-se numa faixa que vai de 5,9 % até 6,35% em função dos parâmetros geométricos da configuração tubo-aleta. Para número de Reynolds $Re=1000$, os valores da razão Nu/Nu_0 variaram entre 12,2% e 13,35% para as diferentes configurações do trocador de calor. Isto significa que, como resultado da variação do número de Reynolds de $Re=300$ até

$Re=1000$, a razão Nu/Nu_0 cresce aproximadamente 1,06-1,07 vezes, dependendo da configuração geométrica testada. Nas figuras 8.42 e 8.43 é apresentada a variação da razão Nu/Nu_0 para os números de Reynolds 300 e 1000 como função do espaçamento longitudinal para cada espaçamento transversal entre tubos.

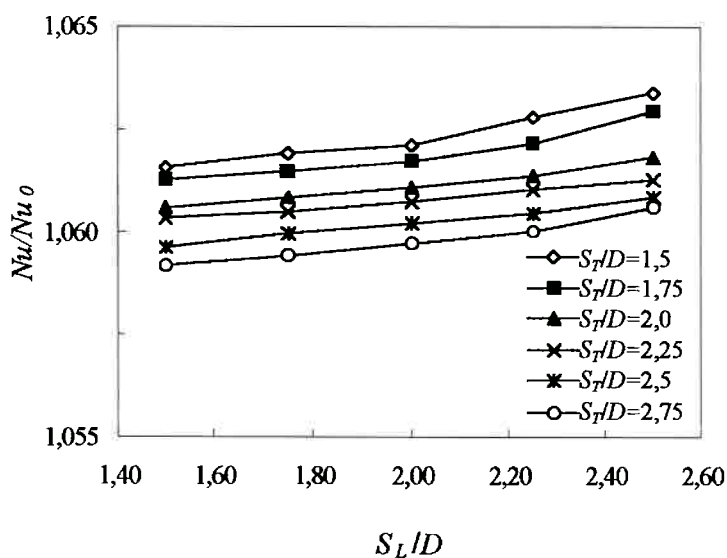


Figura 8.42. Influência dos GVL sobre a transferência de calor para diferentes geometrias de trocador de calor ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$; $z_g/D=0,4$) com $Re=300$.

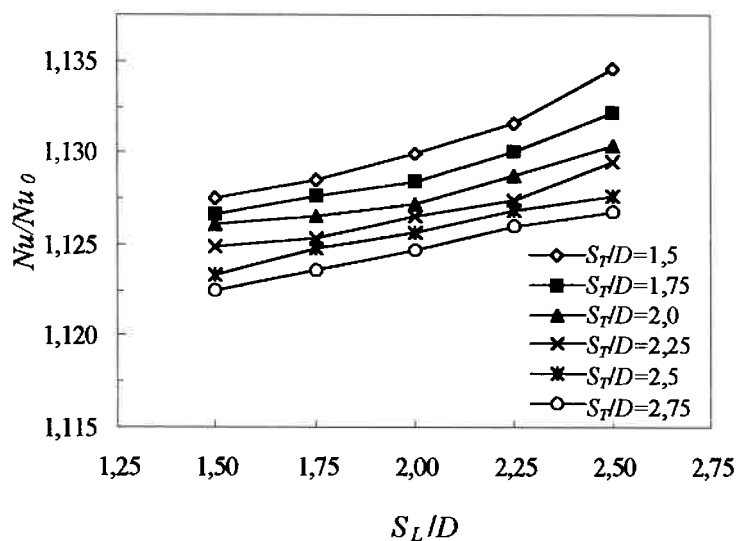


Figura 8.43. Influência dos GVL sobre a transferência de calor para diferentes geometrias de trocador de calor ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$; $z_g/D=0,4$) com $Re=1000$.

Para todos os espaçamentos transversais entre tubos, com números de Reynolds $Re=300$ e $Re=1000$, a razão Nu/Nu_0 cresce com o aumento do espaçamento longitudinal. Isto pode ser explicado porque com o aumento do espaçamento longitudinal os vórtices gerados encontram uma maior extensão de aleta à jusante para se desenvolver. Esse fenômeno é mais relevante para a segunda fileira de tubos, pois quando o espaçamento longitudinal é pequeno os vórtices longitudinais ainda intensos atingem a borda de saída da aleta perdendo-se parte da sua potencialidade para intensificar a transferência de calor.

Os resultados mostraram que o fator de intensificação da transferência de calor Nu/Nu_0 apresenta uma tendência crescente na medida que o espaçamento transversal diminui. Tudo indica que neste caso a área abrangida pelos vórtices, ou seja, a área onde conseguem atuar aumentando a transferência de calor, é relativamente maior na medida que o espaçamento transversal diminui, pois a área de aleta é menor e em consequência também é maior o aumento relativo do coeficiente de transferência.

8.4.2. Transferência de calor global com *GVL* apenas na primeira fileira de tubos.

No epígrafe referente ao estudo paramétrico dos geradores de vórtices tinha-se concluído que o maior efeito sobre a intensificação da transferência de calor é produzido pelos geradores de vórtices colocados na primeira fileira de tubos.

Baseados nessa conclusão objetivou-se estudar o comportamento do fator de intensificação da transferência de calor quando colocados geradores de vórtices apenas à jusante da primeira fileira de tubos num trocador de calor de duas fileiras de tubos em arranjo alternado. Para desenvolver os testes experimentais decidiu-se manter os geradores de vórtices na melhor posição encontrada na etapa do estudo paramétrico,

segundo mostrado na figura 8.44.

Foram testados geradores de vórtices com razão de aspecto $A=2$ e ângulo de ataque $\beta=45^\circ$. Os resultados da razão Nu/Nu_0 para cada uma das 30 geometrias de trocadores de calor testadas com geradores apenas na primeira fileira são apresentados na tabela 8.7. Os testes foram conduzidos para $Re=1000$.

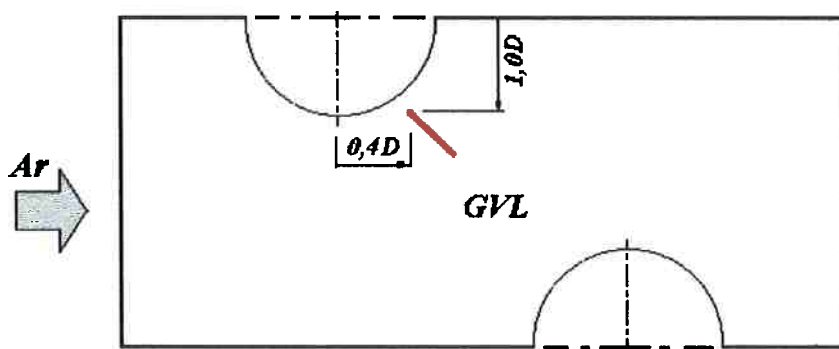


Figura 8.44. Posição de teste dos geradores de vórtices quando usados apenas à jusante da primeira fileira.

Tabela 8.7. Valores de Nu/Nu_0 para trocadores de calor tubo-aleta com GVL na primeira fileira de tubos ($A=2$).

$Re=1000$					
S_T	S_L				
	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
1,50	1,0999	1,1005	1,1011	1,1020	1,1035
1,75	1,0981	1,0997	1,1002	1,1011	1,1021
2,00	1,0971	1,0985	1,0992	1,1003	1,1012
2,25	1,0957	1,0971	1,0981	1,0994	1,1001
2,50	1,0933	1,0954	1,0958	1,0969	1,0981
2,75	1,0917	1,0930	1,0936	1,0946	1,0953

Da figura 8.45, onde estão representados os resultados da tabela anterior, pode ser observado que a razão Nu/Nu_0 obtida com geradores de vórtices colocados apenas na

primeira fileira de tubos mantém o mesmo comportamento com relação à variação do espaçamento longitudinal e transversal que quando colocados nas duas fileiras de tubos.

É interessante o fato que colocando geradores apenas na primeira fileira o fator de intensificação obtido é da ordem de 1,09-1,10, aproximadamente 3% menor que quando utilizados geradores de vórtices nas duas fileiras. Os resultados reafirmam a idéia expressa anteriormente que a maior intensificação da transferência de calor é devida aos geradores de vórtices colocados na primeira fileira de tubos.

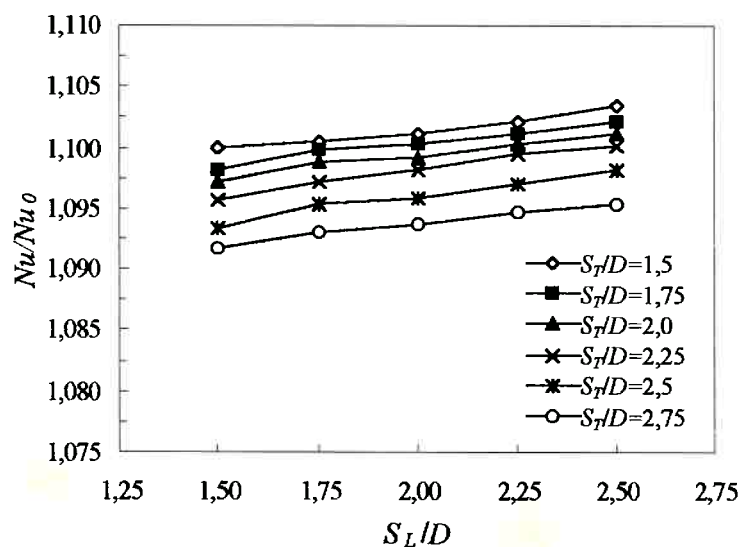


Figura 8.45. Influência dos *GVL* na primeira fileira sobre a transferência de calor para diferentes geometrias de trocador de calor ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$; $z_g/D=0,4$; $Re=1000$).

8.4.3. Transferência de calor local.

Nas figuras 8.46 e 8.47 é mostrada a distribuição do número de Nusselt local $Nu(x,y)$ na aleta para a geometria do trocador de calor com aleta lisa e para o trocador de calor com geradores de vórtices. O número de Reynolds usado nestes testes foi $Re=1000$. Na figura 8.46 observa-se, como esperado, um elevado número de Nusselt na região próxima da entrada da aleta. Depois, é observada a formação de um segundo pico do número de Nusselt na frente da primeira fileira de tubos. Esses altos valores do

número de Nusselt se estendem pela lateral do tubo, atenuando-se na medida em que avança-se na direção principal do escoamento, e são o resultado da formação dos vórtices de ferradura. Na segunda fileira de tubos os vórtices de ferradura são mais intensos, pois o escoamento após atravessar a primeira fileira incide sobre os tubos da segunda fileira com uma velocidade média maior. Em consequência, o número de Nusselt apresenta na segunda fileira um pico mais pronunciado e de maior extensão na lateral do tubo.

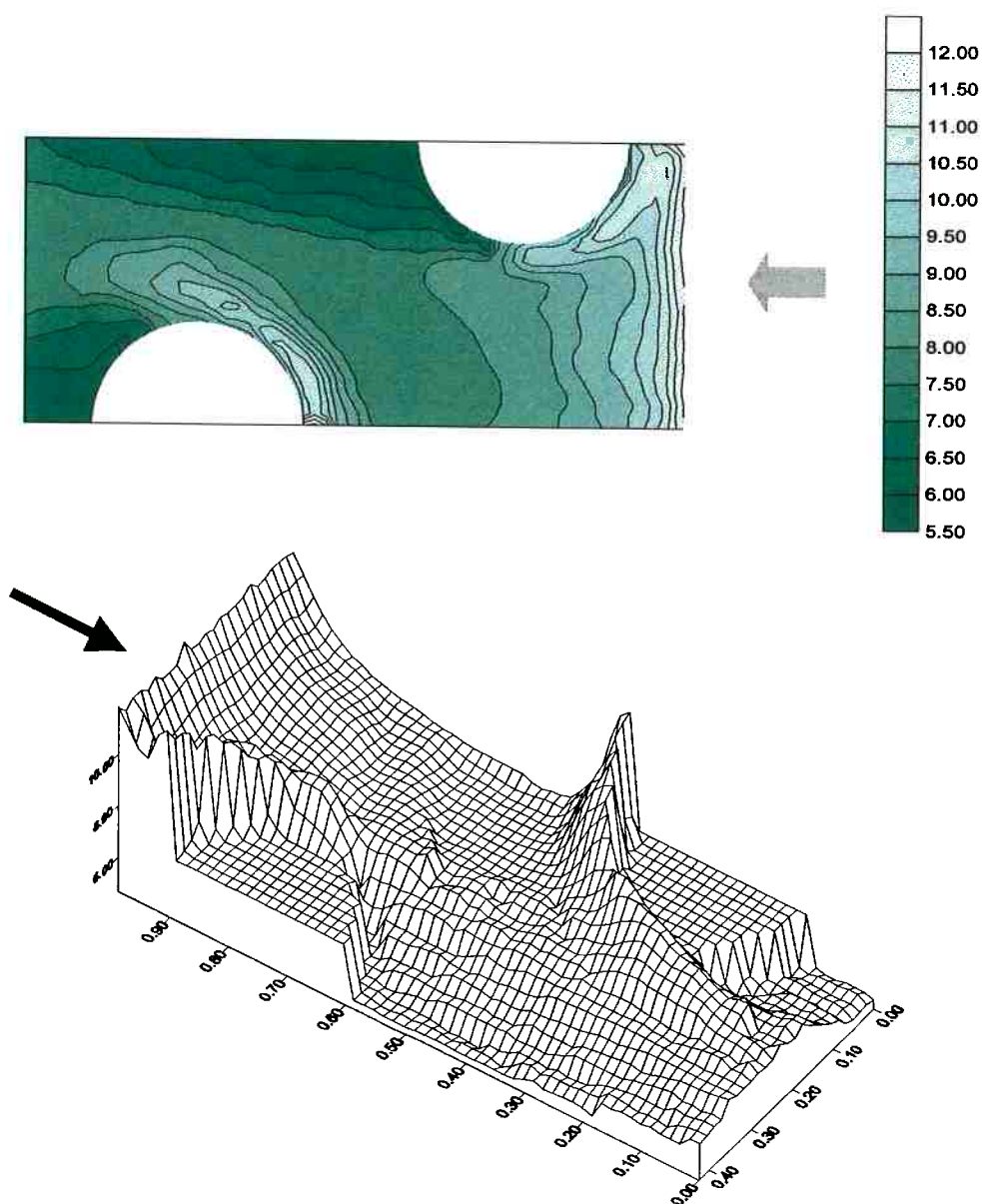


Figura 8.46. Número de Nusselt local para trocador de calor tubo-aleta lisa em arranjo alternado ($S_T/D=2,75$; $S_L/D=1,5$ e $Re=1000$).

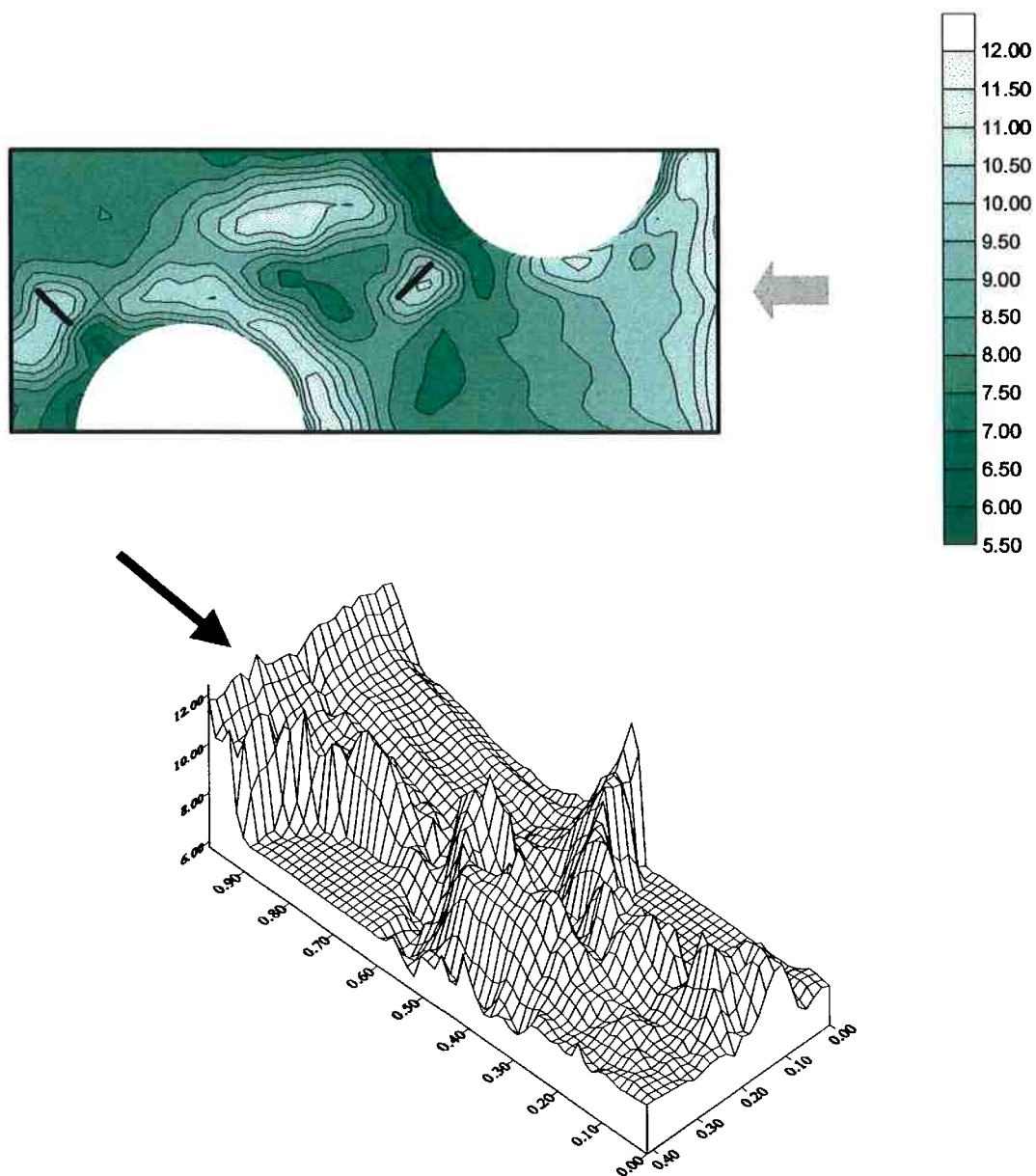


Figura 8.47. Número de Nusselt local para trocador de calor tubo-aleta com *GVL* nas duas fileiras ($S_T/D=2,75$; $S_L/D=1,5$; $A=2$; $\beta=45^\circ$ e $Re=1000$).

Comparando as figuras 8.46 e 8.47 o mais interessante é o surgimento de picos adicionais de número de Nusselt, $Nu(x,y)$, ligados aos vórtices gerados. Observe-se que o gerador de vórtices colocado na primeira fileira produz um incremento apreciável do número de Nusselt na região de recirculação do primeiro tubo pela presença do vórtice principal que roda dentro desta área. O gerador colocado na segunda fileira também

produz influência na região de recirculação do segundo tubo, mas como o comprimento de aleta disponível à jusante é curto o efeito é menos notável. Além destes efeitos deve ser notado que ambos os geradores produzem vórtices de canto que se manifestam do lado contrário ao vórtice principal. Estes vórtices de canto também causam incrementos do número de Nusselt, embora mais discretos pois são menos intensos que os vórtices principais.

8.4.3.1. Número de Nusselt médio na seção transversal da aleta.

Na figura 8.48 são apresentados os gráficos do número de Nusselt médio na seção transversal da aleta, Nu_x , para aleta lisa e aleta com geradores de vórtices. Os casos apresentados são os mesmos analisados acima. Na região de entrada observa-se um escoamento que está em desenvolvimento térmico e as duas curvas apresentam um comportamento quase idêntico.

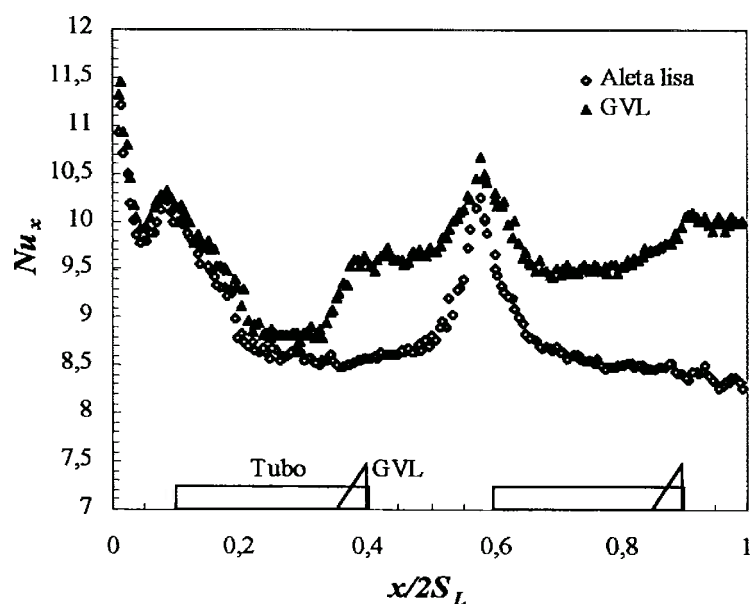


Figura 8.48. Número de Nusselt médio na seção transversal da aleta em função da coordenada na direção principal do escoamento ($S_T/D=2,75$; $S_L/D=1,5$; $A=2$; $\beta=45^\circ$).

O primeiro pico do número de Nusselt aparece na frente do primeiro tubo ($Nu_x \approx 10,25$) semelhante para as duas geometrias. O segundo pico na frente do tubo da segunda fileira é maior que o da primeira, pois o efeito de diminuição da área de escoamento produzido pela primeira fileira de tubos incrementa a velocidade e produz vórtices de ferradura mais intensos na segunda fileira. Os *GVL* não influenciam na locação deste pico, embora sim mudam o valor do mesmo desde $Nu_x \approx 10,5$ para a aleta lisa até $Nu_x \approx 10,7$; isto é resultado da intensificação conseguida pelos geradores na mesma seção transversal de aleta.

Os *GVL* causam a aparição de picos adicionais no comportamento do número de Nusselt, o primeiro a partir $x/2S_L = 0,4$ e o segundo quase no final da aleta $x/2S_L = 0,85$. A intensificação produzida pelo gerador da primeira fileira é mais importante, e observa-se praticamente até o encontro do segundo gerador, pois como notado do mapeamento de $Nu(x,y)$ a influência dos vórtices longitudinais da primeira fileira estende-se até quase interagir com o vórtice de ferradura da segunda fileira de tubos.

Quando comparada a colocação de geradores de vórtices nas duas fileiras de tubos com os geradores colocados apenas na primeira fileira (figura 8.49) observa-se que os resultados praticamente são reproduzidos nos dois casos até atingir a coordenada $x/2S_L = 0,8$, a partir de onde a influência do gerador da segunda fileira começa a manifestar-se produzindo a diferença no valor da intensificação da transferência de calor.

Esta diferença corresponde à área encerrada entre as curvas das duas condições analisadas (*GVL* na primeira fileira e *GVL* nas duas fileiras), sendo de cerca de 3%. Tal valor coincide com as diferenças observadas nos valores do número de Nusselt médio obtidos pela técnica de sublimação de naftaleno (apresentados nas tabelas 8.5 e 8.6).

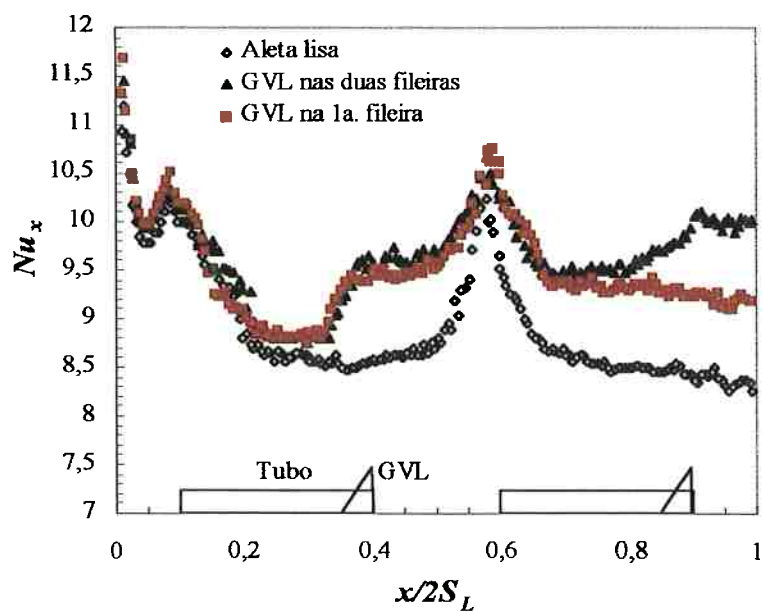


Figura 8.49. Comparação do número de Nusselt médio na seção transversal da aleta para *GVL* nas duas fileiras e *GVL* apenas na primeira fileira ($S_T/D=2,75$; $S_L/D=1,5$; $A=2$; $\beta=45^\circ$ e $Re=1000$).

CAPÍTULO 9

9. PERDA DE CARGA

9.1. Validação do método experimental.

O procedimento seguido durante a etapa de certificação do método e da instalação experimental foi comparar os resultados experimentais de arrasto (D/A) com os valores de perda de carga (Δp) dados pelas correlações empíricas levantadas por outros autores. Na bibliografia estão disponíveis duas correlações do fator de atrito f para trocadores de calor tubo-aleta lisa com tubos em arranjo alternado: a correlação de McQuiston (1978) e a correlação de Gray & Webb (1986). A correlação de McQuiston (1978) não é de interesse, pois apresenta incertezas muito grandes (+35% e -21%) para permitir avaliar a validade do método experimental.

A correlação para o fator de atrito, dada por Gray & Webb (1986), é uma expressão que correlaciona 95% dos dados de 19 trocadores de calor com $\pm 13\%$ de incerteza e portanto, esta foi a correlação escolhida para a verificação dos resultados. A correlação de Gray & Webb (1986) leva em consideração vários parâmetros geométricos do trocador. As faixas de validade da correlação para cada um destes parâmetros é apresentada a seguir (Tabela 9.1).

Tabela 9.1. Faixas de validade para a correlação empírica de Gray & Webb (1986).

Parâmetro	Faixa
Espaçamento Longitudinal entre tubos	$1,70 \leq S_L/D \leq 2,58$
Espaçamento Transversal entre tubos	$1,97 \leq S_T/D \leq 2,55$
Espaçamento entre aletas	$0,08 \leq E/D \leq 0,64$
Número de Reynolds ¹	$500 \leq Re_D \leq 24700$

¹ Re_D - número de Reynolds definido com base no diâmetro do tubo D

Uma vez que os resultados experimentais apresentem concordância com os valores de Gray e Webb (1986), dentro da faixa de incertezas da correlação, o método pode ser utilizado diretamente, desprezando-se a variação da quantidade de movimento na seção de testes.

Para validar o método experimental de medição de perda de carga e certificar a instalação de testes foram usados apenas modelos de trocador de calor tubo-aleta lisa (sem colocar geradores de vórtices).

Do conjunto total de 30 modelos a serem estudados neste trabalho, 12 puderam ser verificados através da correlação de Gray & Webb (1986) por estarem contidos dentro das faixas de validade da correlação. Na Tabela 9.2 apresenta-se o conjunto de modelos que se superpõem na faixa de validade da correlação de Gray & Webb (1986).

Tabela 9.2. Região de superposição dos modelos experimentais com a faixa de validade da correlação de Gray & Webb (1986).

S_T	S_L				
	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
1,50					
1,75					
2,00		×	×	×	×
2,25		×	×	×	×
2,50		×	×	×	×
2,75					

Nas figuras 9.1-9.12 são mostrados os resultados levantados dos testes para o conjunto de modelos com espaçamento transversal $2,00 \leq S_T/D \leq 2,5$ e espaçamento longitudinal $1,75 \leq S_L/D \leq 2,5$ juntamente com as curvas obtidas a partir da correlação de Gray & Webb (1986), sendo apresentada a faixa de incertezas através de barras.

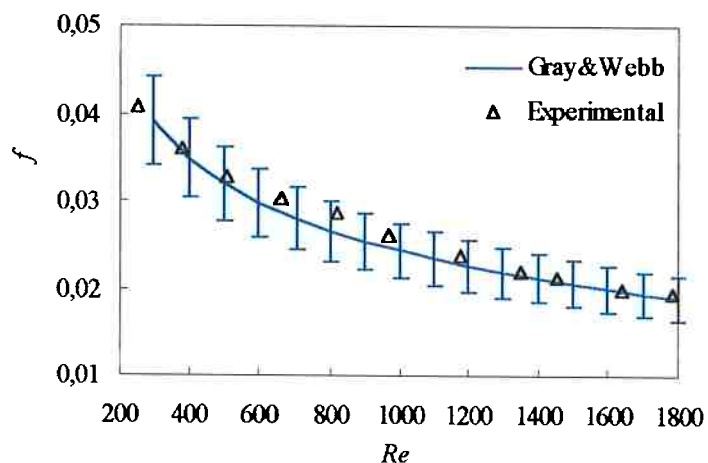


Figura 9.1. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,0$; $S_L/D=1,75$)

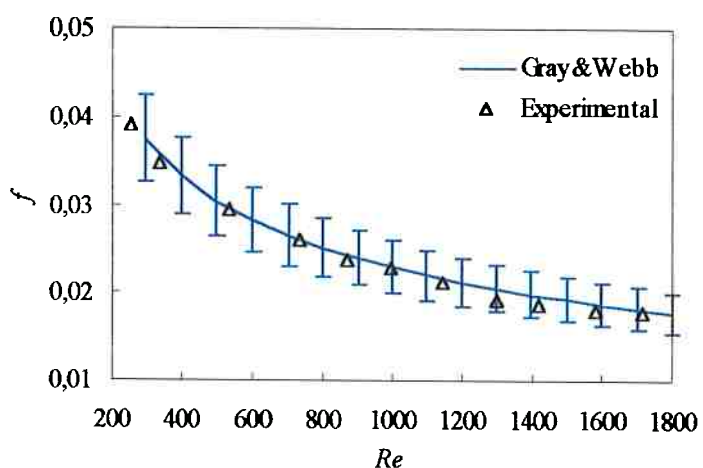


Figura 9.2. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,0$; $S_L/D=2,0$)

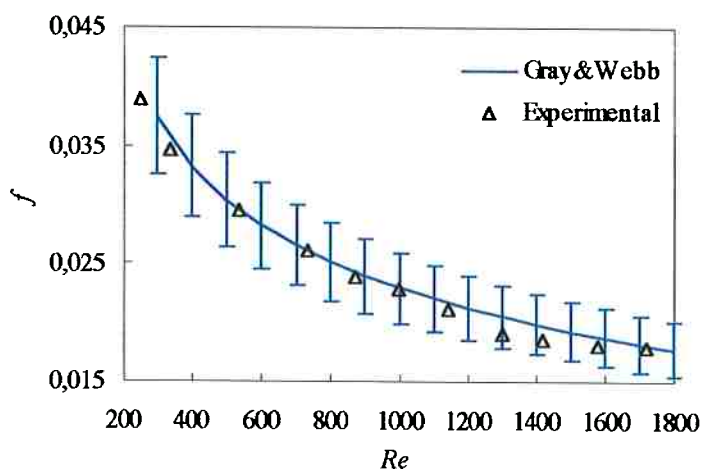


Figura 9.3. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,0$; $S_L/D=2,25$)

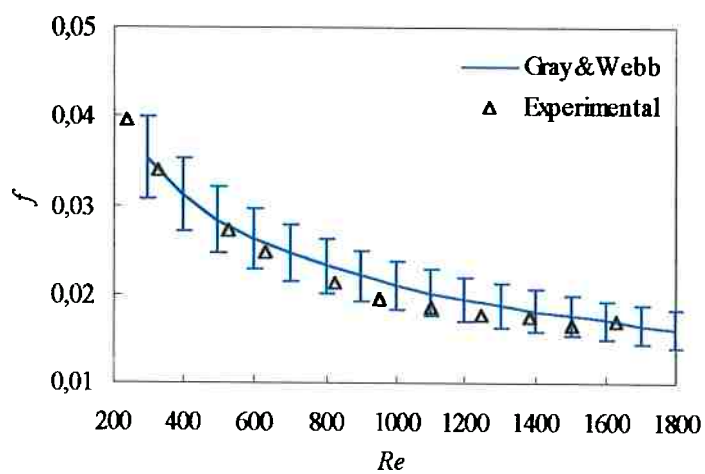


Figura 9.4. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,0$; $S_L/D=2,5$)

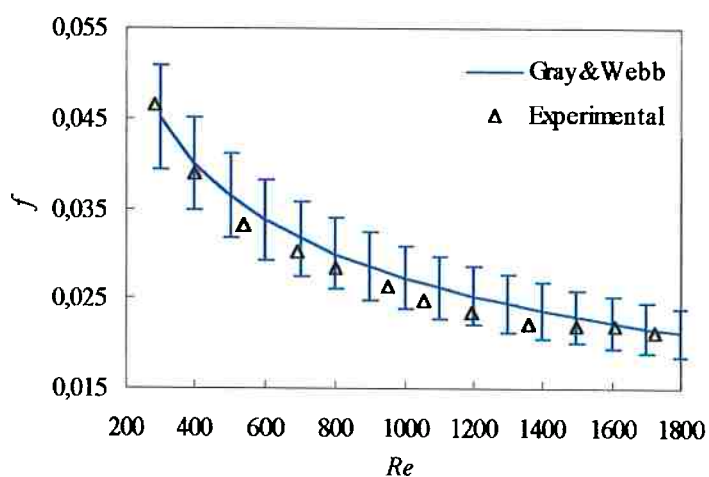


Figura 9.5. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,25$; $S_L/D=1,75$)

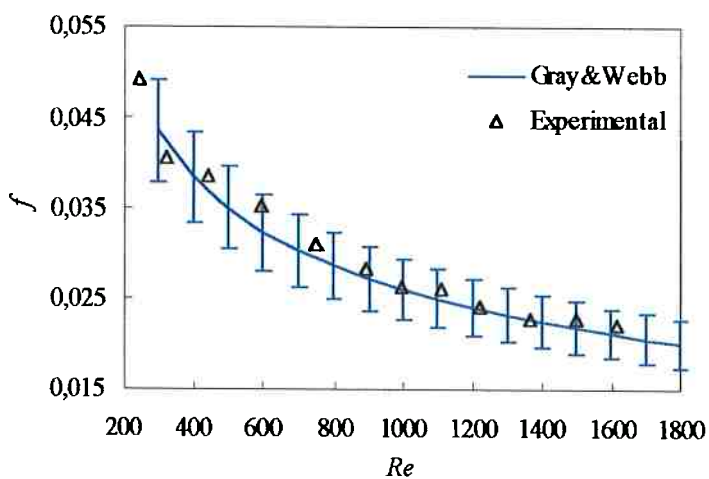


Figura 9.6. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,25$; $S_L/D=2,00$)

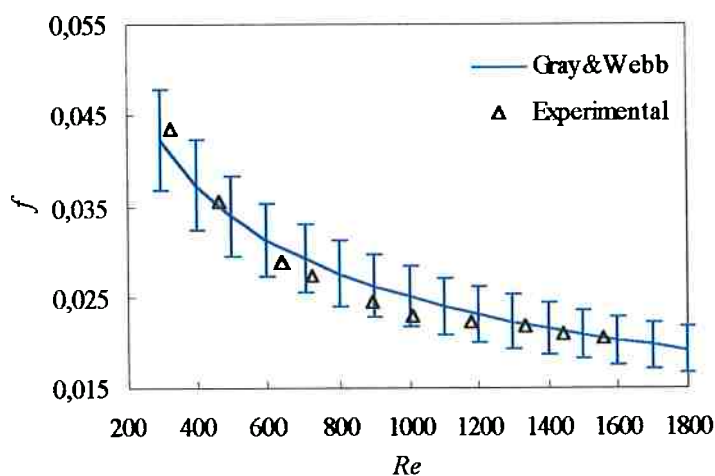


Figura 9.7. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,25$; $S_L/D=2,25$)

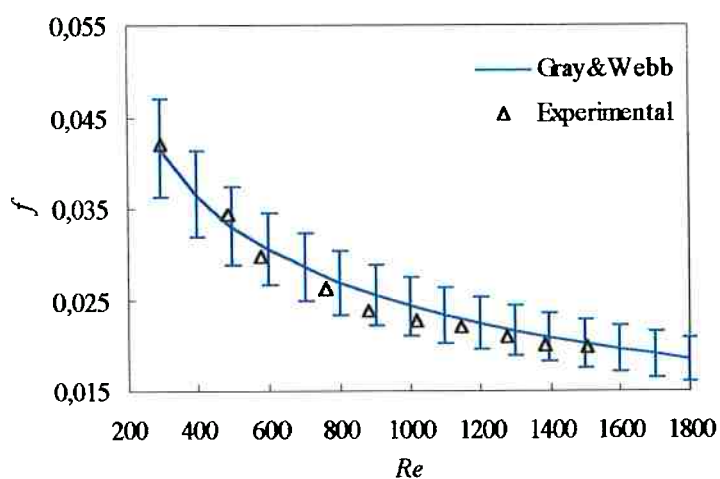


Figura 9.8. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,25$; $S_L/D=2,5$)

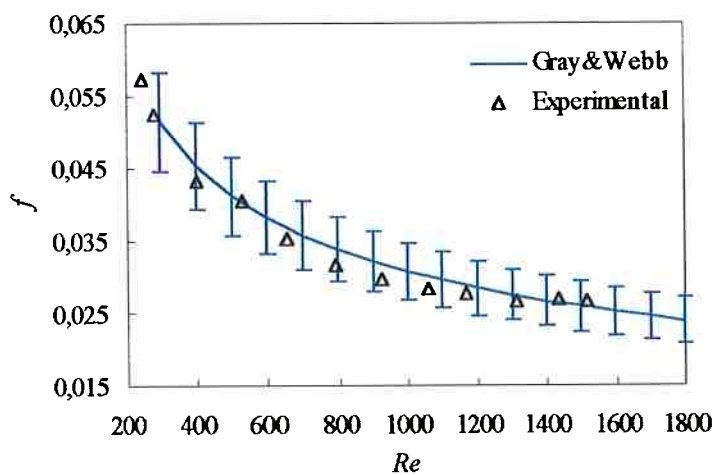


Figura 9.9. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,5$; $S_L/D=1,75$)

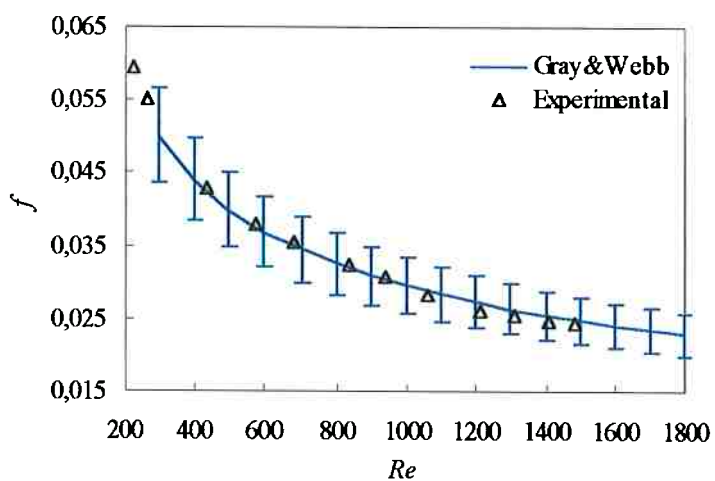


Figura 9.10. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,5$; $S_L/D=2,0$)

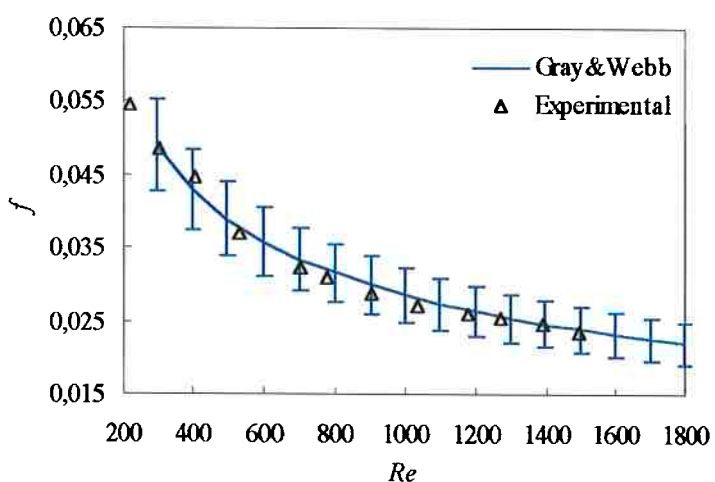


Figura 9.11. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,5$; $S_L/D=2,25$)

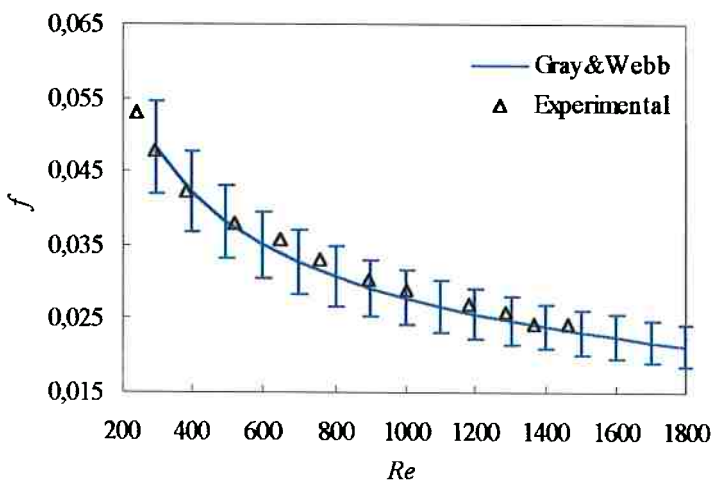


Figura 9.12. Fator de atrito versus número de Reynolds ($S_T/D=2,5$; $S_L/D=2,5$)

A análise das curvas mostra que os valores do fator de atrito f , determinados através da medição do arrasto para cada uma destas geometrias, comportaram-se de forma semelhante aos valores de f obtidos da correlação de Gray & Webb (1986), sendo que todos os valores de f do conjunto de medições ficaram dentro da faixa de incertezas da correlação empírica.

Apenas com o objetivo mostrar de forma mais clara a boa concordância dos resultados, na tabela 9.3 são apresentados os valores do fator de atrito f obtidos neste trabalho experimental comparando-os com os valores calculados pela correlação de Gray & Webb (1986) para o número de Reynolds $Re=300$.

Tabela 9.3. Comparação dos valores do fator de atrito f

Fator de atrito (presente trabalho)					
S_T	S_L				
	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
1,50					
1,75					
2,00		0,0391	0,0375	0,0363	0,0354
2,25		0,0451	0,0441	0,0424	0,0416
2,50		0,0516	0,0506	0,0489	0,0488
2,75					

Fator de atrito (Gray & Webb, 1986)					
S_T	S_L				
	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
1,50					
1,75					
2,00		0,040	0,039	0,038	0,037
2,25		0,045	0,043	0,043	0,042
2,50		0,051	0,049	0,049	0,048
2,75					

Diferença (%) com relação a Gray & Webb					
S_T	S_L				
	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
1,50					
1,75					
2,00		3,19%	3,36%	3,46%	3,39%
2,25		0,87%	1,41%	0,22%	0,43%
2,50		2,08%	2,30%	0,72%	1,84%
2,75					

Os resultados indicam que o método utilizado para a determinação da perda de carga através da força de arrasto é satisfatório, demonstrando que a variação da quantidade de movimento no volume de controle é pequena quando comparada com a força de arrasto ou com a força de pressão.

Portanto, pode-se concluir que os resultados levantados para as diferentes geometrias de trocador de calor tubo-aleta satisfazem os requisitos para serem usados como referência para os estudos posteriores onde serão inseridos os geradores de vórtices dentro da geometria do trocador de calor.

As curvas levantadas para os outros modelos com espaçamentos transversal e longitudinal fora das faixas de abrangidas pela correlação de Gray & Webb (1986) para tubo-aleta liso também foram levantadas e são apresentadas no Anexo B. Das figuras B.1-B.18 pode observar-se que o comportamento em todos os casos é semelhante aos casos aqui apresentados, o que permite ter confiança nos resultados obtidos apesar de não se dispor de outros dados experimentais na bibliografia para comparação.

Dos dados levantados foi verificado que o fator de atrito (f) cresce com o aumento do espaçamento transversal entre tubos e diminui na medida que aumenta o espaçamento longitudinal quando analisado para um valor constante do número de

Reynolds. Na figura 9.13 apresenta-se um exemplo deste comportamento para número de Reynolds $Re=300$.

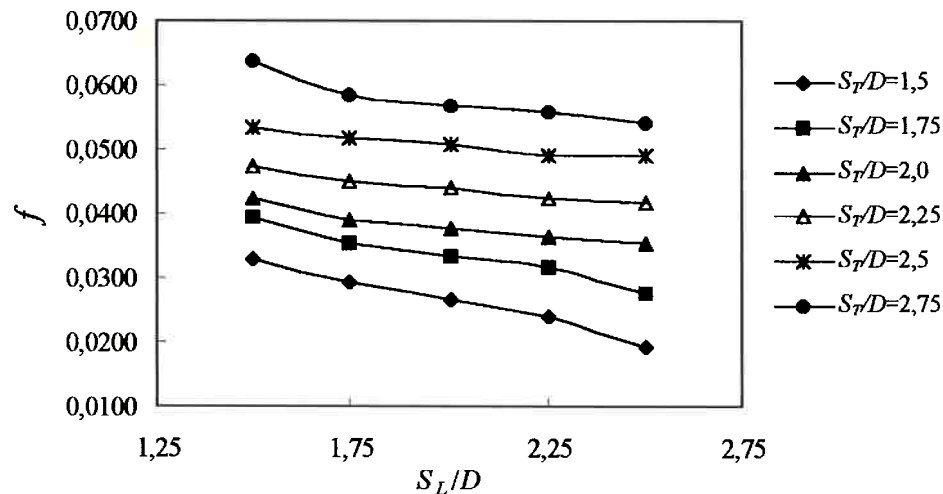


Figura 9.13. Influência do espaçamento longitudinal no fator de atrito ($Re=300$).

A diminuição do fator de atrito (f) em função do espaçamento longitudinal pode ser explicada pela diminuição do diâmetro hidráulico com este parâmetro. Da mesma forma, o aumento de (f) com o espaçamento transversal é devido também ao aumento do diâmetro hidráulico.

Os dados experimentais de cada modelo foram correlacionados segundo uma função do tipo $f = a Re^b$, a qual em geral é apropriada para correlacionar dados desse tipo de geometria para número de Reynolds relativamente baixos. O conjunto de pontos que aparecem em cada uma das figuras B.1-B.18 com a denominação de “Ajuste” é a representação gráfica dos valores fornecidos pelas correlações encontradas. Um resumo dessas correlações determinadas para os modelos tubo-aleta sem geradores de vórtices pode ser visto no anexo D. O grau de correlação dos dados pode ser considerado de satisfatório, uma vez que o mesmo foi superior de 0,97 para cada modelo considerado.

9.2. Perda de carga das superfícies com geradores de vórtices.

O estudo da perda de carga em trocadores de calor com geradores de vórtices colocados na superfície das aletas foi iniciado considerando a melhor posição dos *GVL* e o melhor ângulo de ataque encontrados desde o ponto de vista da intensificação da transferência de calor, i.e., espaçamento entre geradores $s/D=1,0$; posição longitudinal $z_g/D=0,4$ e ângulo de ataque $\beta=45^\circ$. Os geradores de vórtices foram colocados nas duas fileiras de tubos.

Os testes foram conduzidos na faixa aproximada de $200 \leq Re \leq 1800$. Os resultados experimentais foram correlacionados para estabelecer posteriormente a relação entre o comportamento do fator de atrito f para cada geometria, com e sem geradores de vórtices.

As curvas experimentais levantadas com os geradores de vórtices são apresentadas no Anexo C. Neste anexo estão ordenadas primeiro as curvas para *GVL* com $A=2$ e $\beta=45^\circ$, a seguir $A=2$ e $\beta=52,5^\circ$ e finalmente as curvas para razão de aspecto $A=1$ com $\beta=45^\circ$ e $52,5^\circ$. As correlações correspondentes a cada um desses casos podem ser encontradas no Anexo D junto às correlações para as superfícies lisas.

Neste capítulo, optou-se por colocar apenas as curvas da relação do fator de atrito com geradores de vórtices com relação ao fator de atrito da superfície lisa (f/f_0) em função do número de Reynolds (figuras 9.14 - 9.43), pois elas permitem mostrar mais objetivamente o comportamento do fator de atrito com a presença de geradores de vórtices.

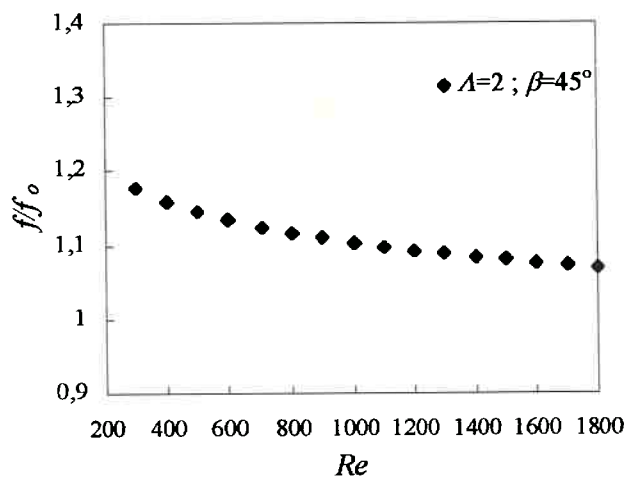


Figura 9.14. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=1,5$; $S_L/D=1,5$).

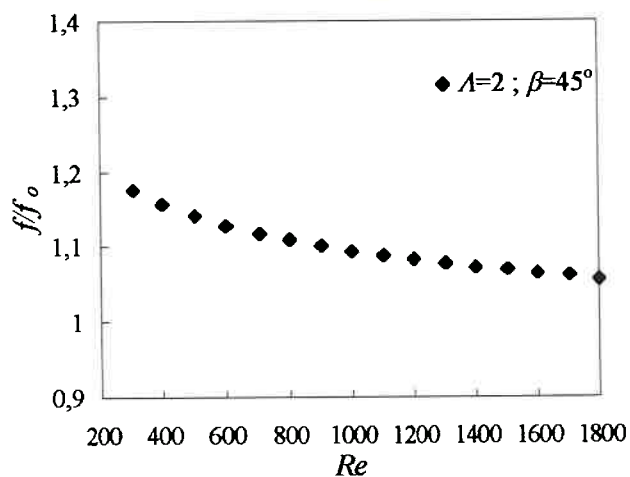


Figura 9.15. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=1,5$; $S_L/D=1,75$).

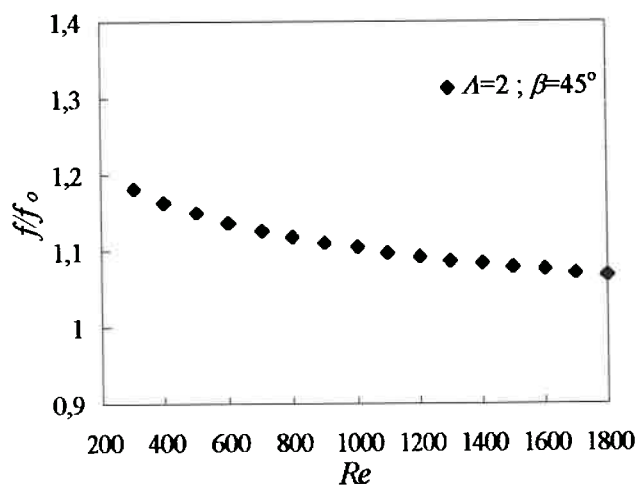


Figura 9.16. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=1,5$; $S_L/D=2,0$).

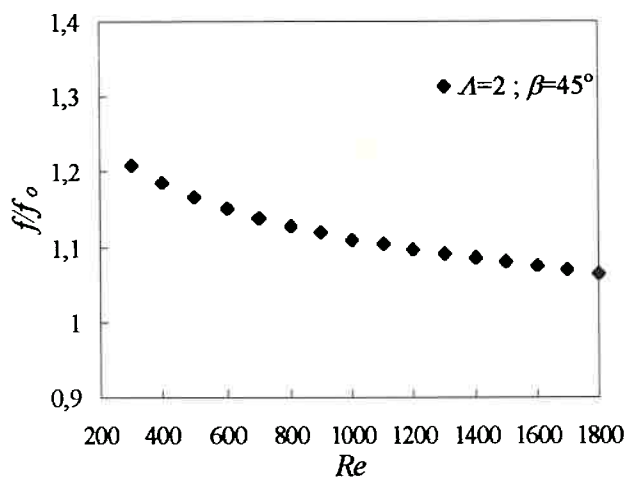


Figura 9.17. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=1,5$; $S_L/D=2,25$).

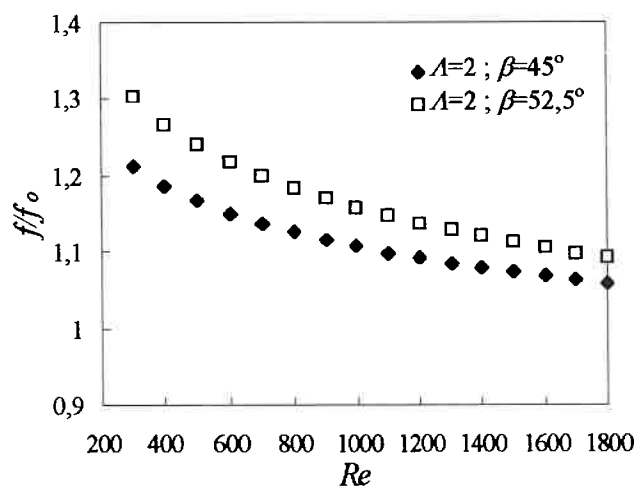


Figura 9.18. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=1,5$; $S_L/D=2,5$).

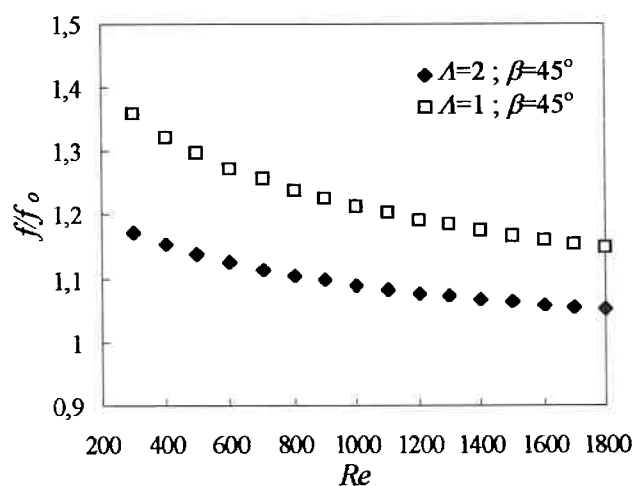


Figura 9.19. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=1,75$; $S_L/D=1,5$).

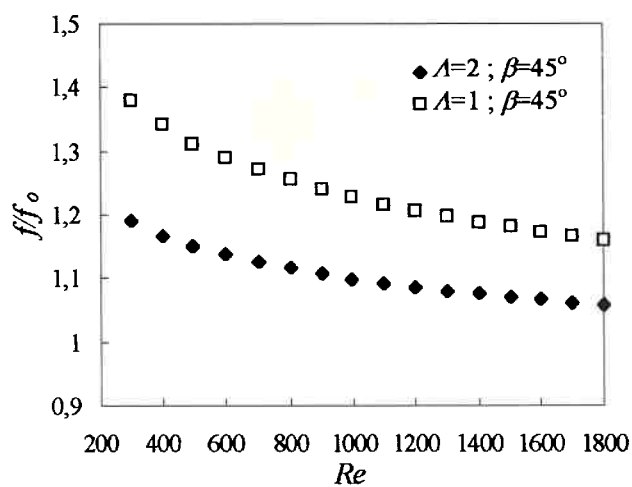


Figura 9.20. Fator de atrito da superfície com GVL referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=1,75; S_L/D=1,75$).

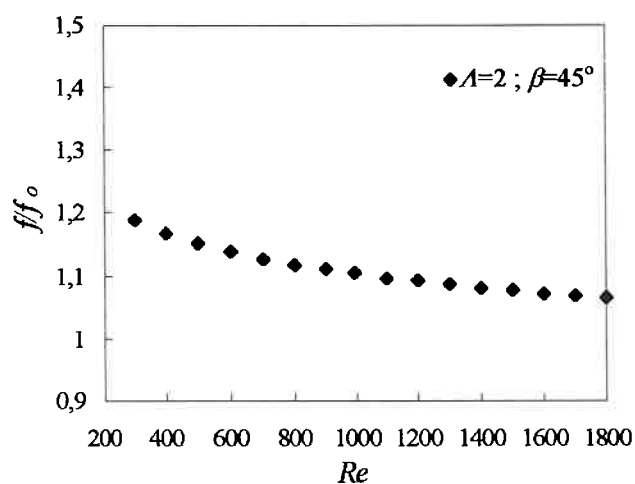


Figura 9.21. Fator de atrito da superfície com GVL referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=1,75; S_L/D=2,0$).

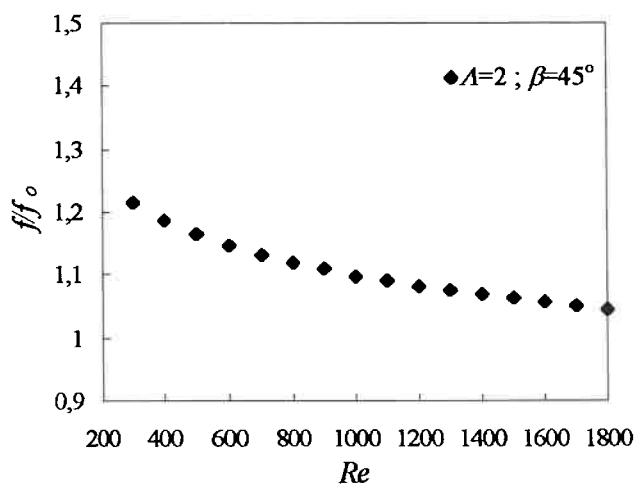


Figura 9.22. Fator de atrito da superfície com GVL referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=1,75; S_L/D=2,25$).

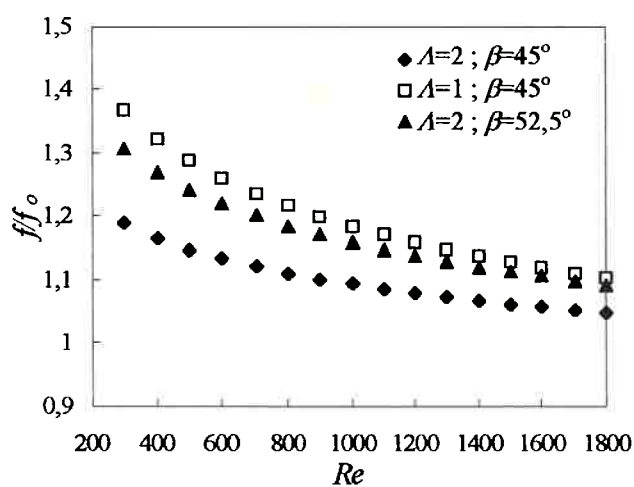


Figura 9.23. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=1,75$; $S_L/D=2,5$).

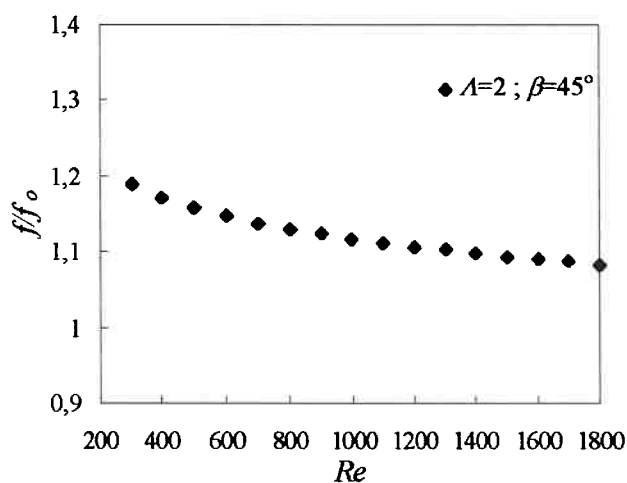


Figura 9.24. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,0$; $S_L/D=1,5$).

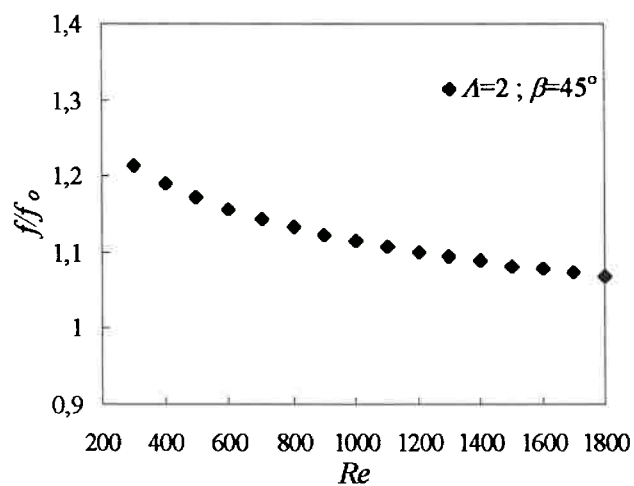


Figura 9.25. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,0$; $S_L/D=1,75$).

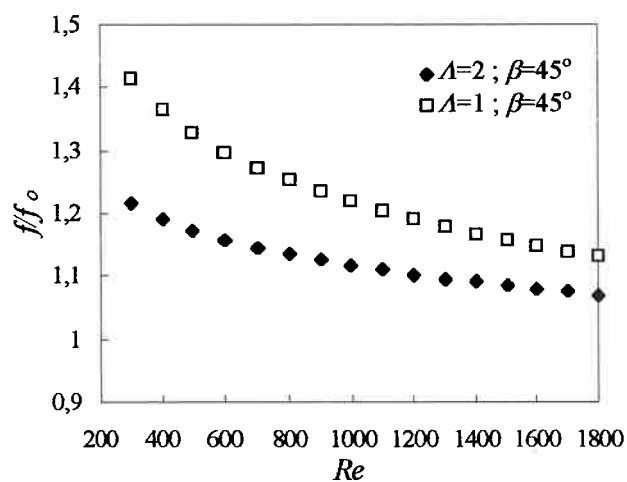


Figura 9.26. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,0$; $S_L/D=2,0$).

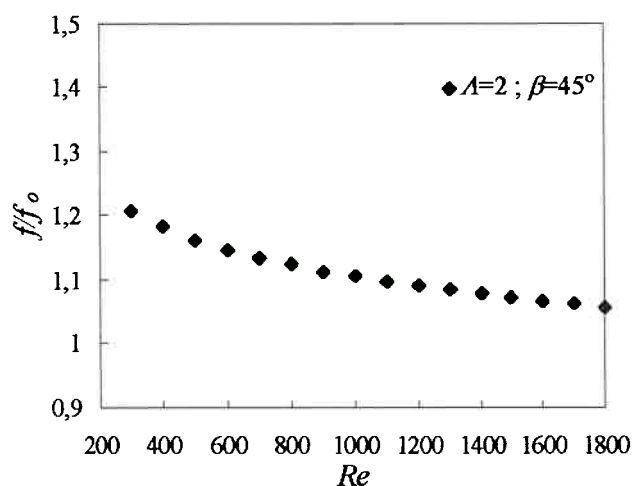


Figura 9.27. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,0$; $S_L/D=2,25$).

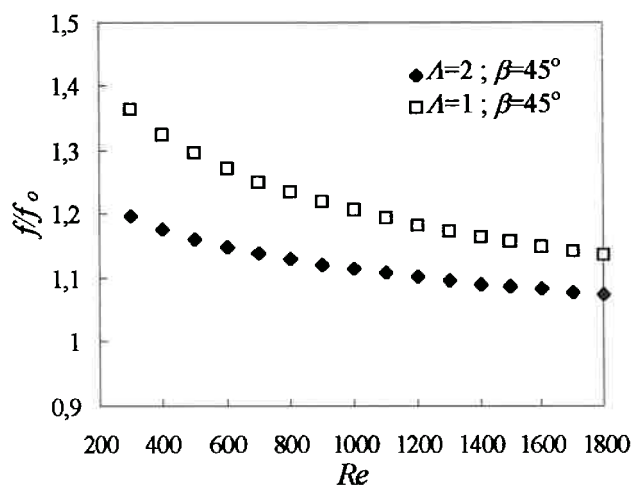


Figura 9.28. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,0$; $S_L/D=2,5$).

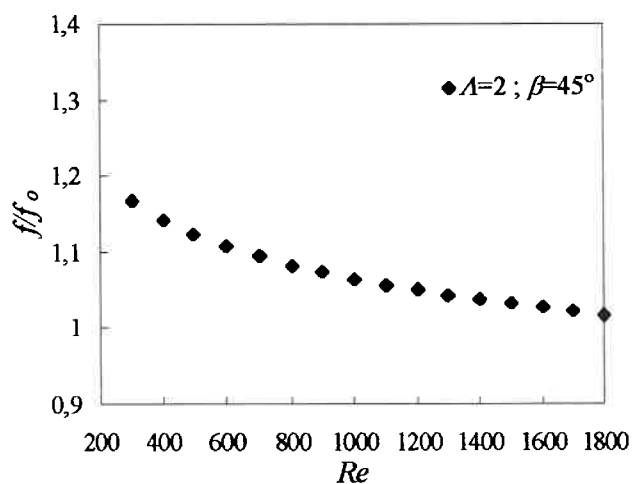


Figura 9.29. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,25$; $S_L/D=1,5$).

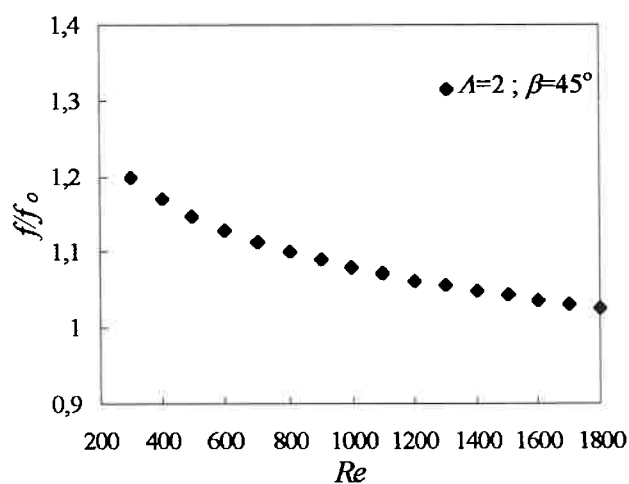


Figura 9.30. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,25$; $S_L/D=1,75$).

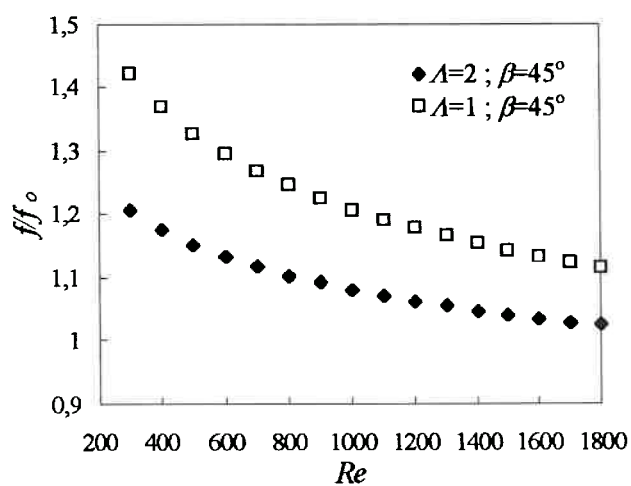


Figura 9.31. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,25$; $S_L/D=2,0$).

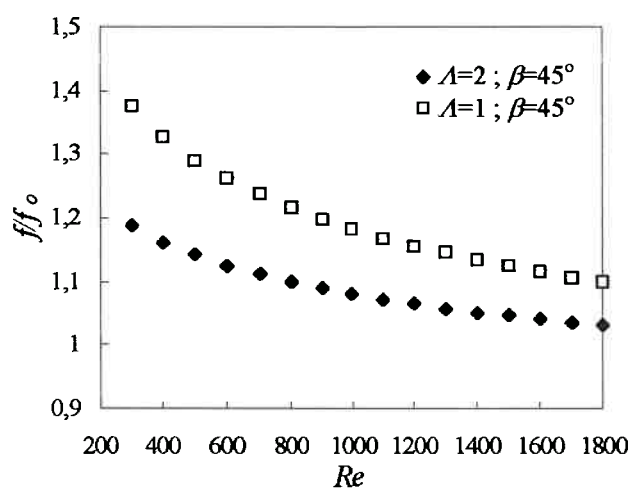


Figura 9.32. Fator de atrito da superfície com GVL referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,25$; $S_L/D=2,25$).

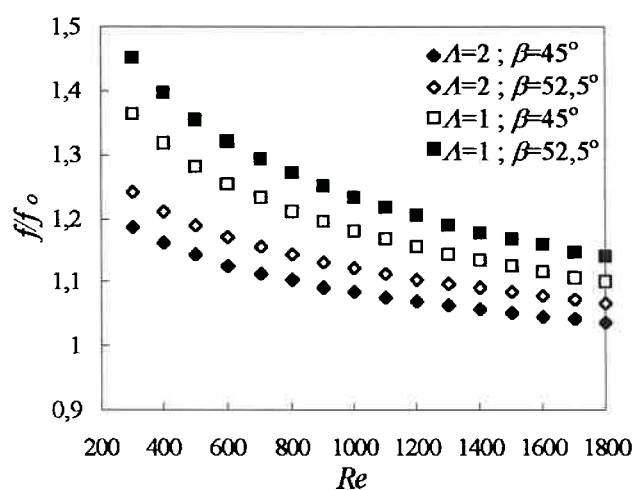


Figura 9.33. Fator de atrito da superfície com GVL referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,25$; $S_L/D=2,5$).

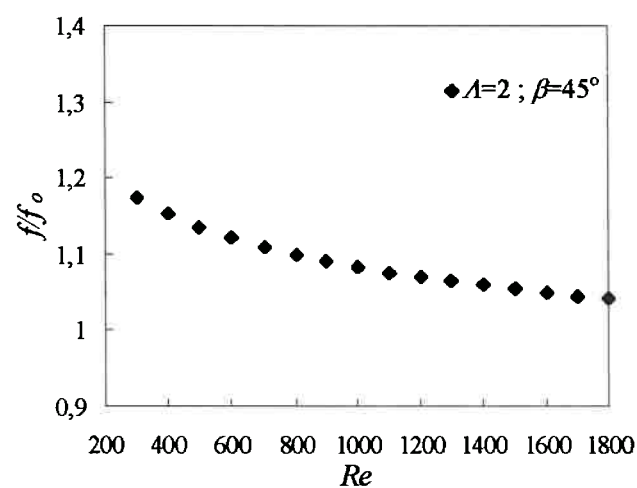


Figura 9.34. Fator de atrito da superfície com GVL referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,5$; $S_L/D=1,5$).

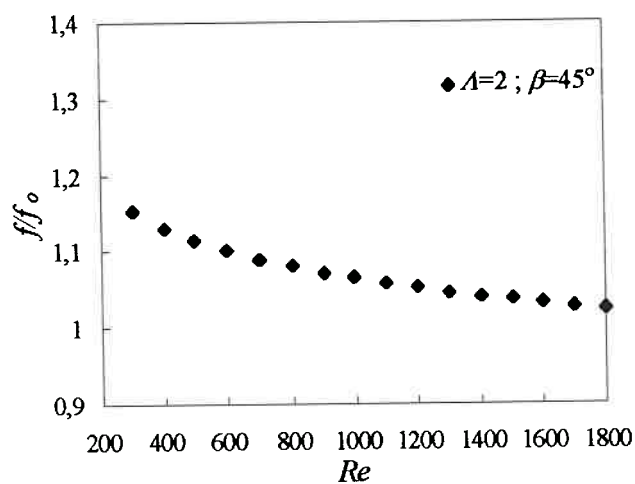


Figura 9.35. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,5$; $S_L/D=1,75$).

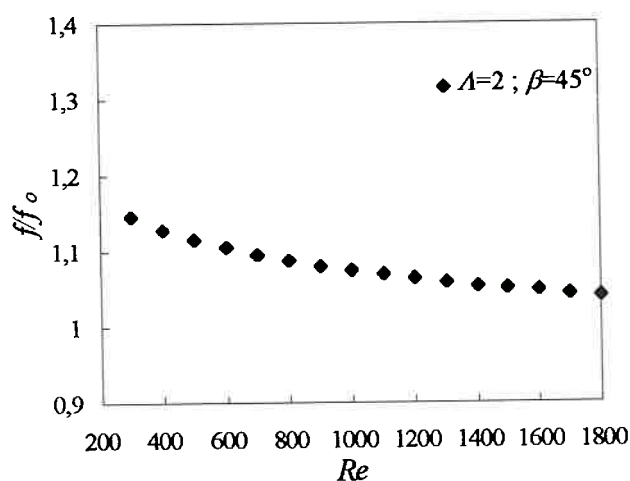


Figura 9.36. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,5$; $S_L/D=2,0$).

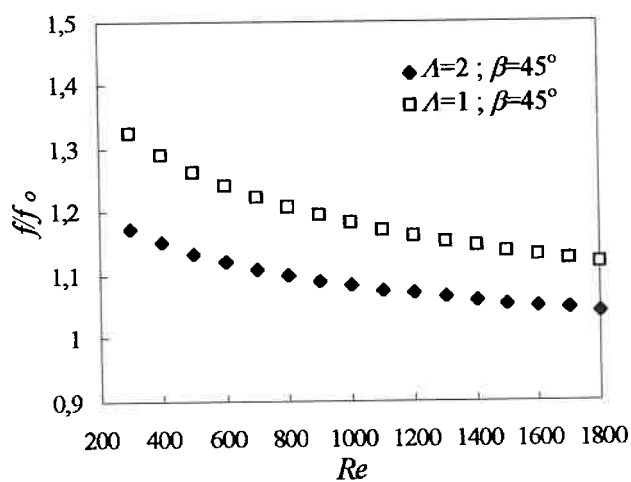


Figura 9.37. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,5$; $S_L/D=2,25$).

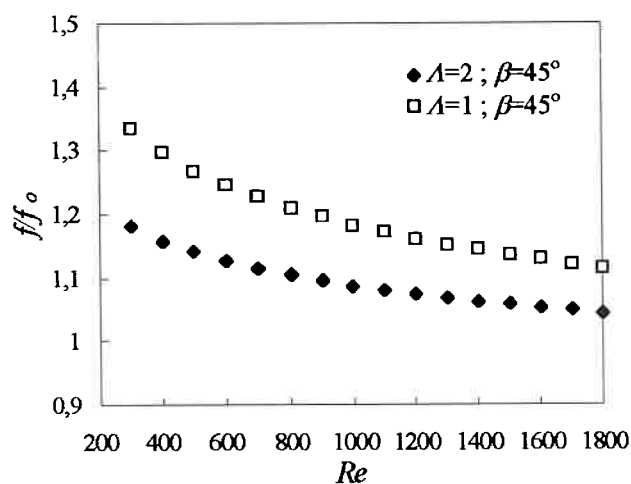


Figura 9.38. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,5; S_L/D=2,5$).

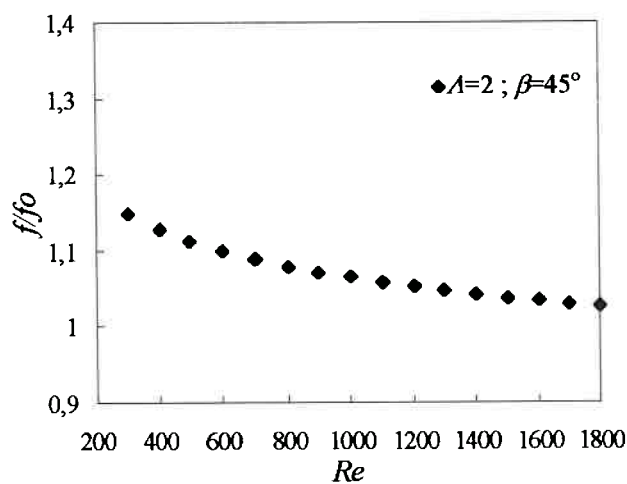


Figura 9.39. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,75; S_L/D=1,5$).

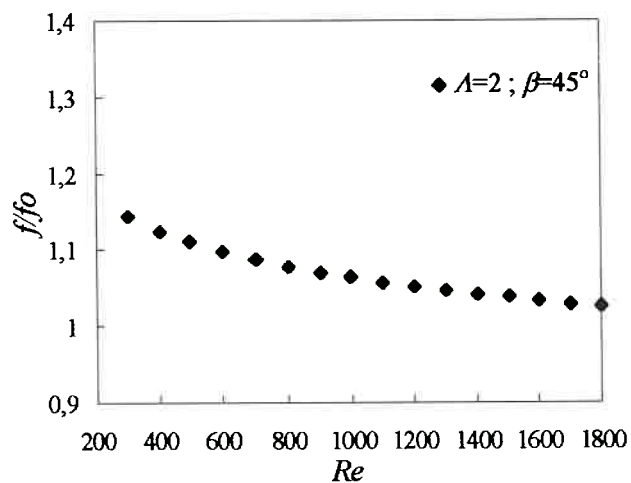


Figura 9.40. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,75; S_L/D=1,75$).

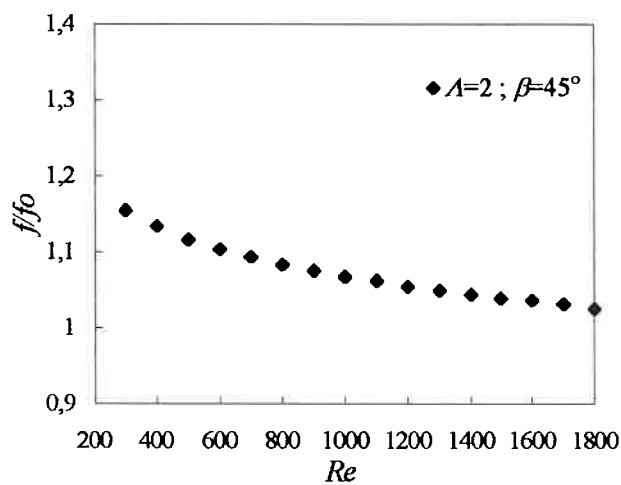


Figura 9.41. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,75$; $S_L/D=2,0$).

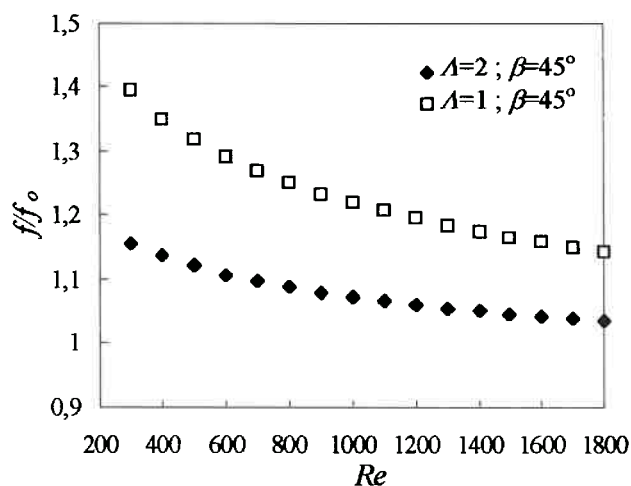


Figura 9.42. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,75$; $S_L/D=2,25$).

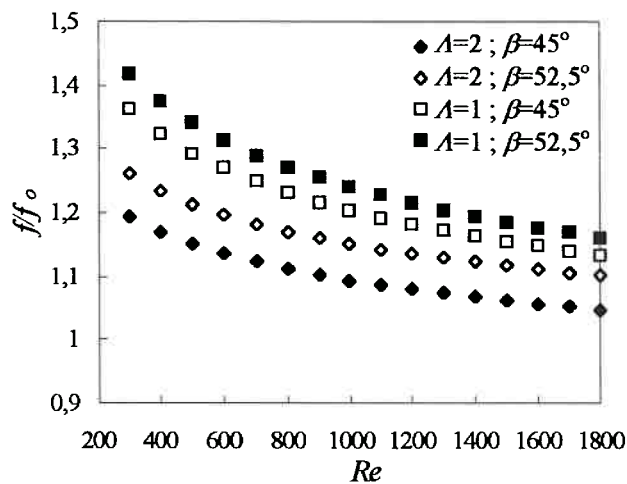


Figura 9.43. Fator de atrito da superfície com *GVL* referido à superfície lisa vs. número de Reynolds ($S_T/D=2,75$; $S_L/D=2,5$).

9.2.1. Discussão dos resultados.

Dos resultados apresentados observa-se que, quando os geradores de vórtices são introduzidos dentro da geometria tubo-aleta, o fator de atrito aumenta em relação à geometria tubo-aleta lisa. O incremento no fator de atrito f produzido pelos geradores reduz-se na medida em que o número de Reynolds cresce. Assim, por exemplo, o fator de atrito f da superfície com geradores de vórtices ($A=2$; $\beta=45^\circ$) varia de $(1,14-1,21)f_0$ para número de Reynolds $Re=300$ até $(1,06 - 1,11)f_0$ para $Re=1000$ (vide resumo na Tabela 9.4).

Tabela 9.4. Resumo dos valores de incremento do fator de atrito (f/f_0) para $A=2$; $\beta=45^\circ$

Re=300					
S_T	S_L				
	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
1,50	1,1766	1,1764	1,1828	1,2082	1,2133
1,75	1,1750	1,1897	1,1888	1,2156	1,1899
2,00	1,1897	1,2142	1,2161	1,2067	1,1991
2,25	1,1672	1,1989	1,2082	1,1874	1,1867
2,50	1,1753	1,1516	1,1459	1,1729	1,1810
2,75	1,1476	1,1454	1,1542	1,1566	1,1936

Re=1000					
S_T	S_L				
	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
1,50	1,0980	1,1011	1,1043	1,1075	1,1072
1,75	1,0902	1,0938	1,0949	1,0974	1,1006
2,00	1,0835	1,0854	1,0869	1,0890	1,0911
2,25	1,0787	1,0803	1,0820	1,0836	1,0859
2,50	1,0714	1,0727	1,0743	1,0768	1,0779
2,75	1,0647	1,0658	1,0670	1,0690	1,0708

A princípio, o incremento no fator de atrito da superfície com GVL pode ser explicado pelo arrasto de forma e o atrito adicionados à geometria tubo-aleta pela

presença dos geradores de vórtices. Porém, este incremento não é igual à simples soma dos termos de atrito e arrasto de forma sobre a geometria tubo-aleta com o arrasto de forma e o atrito do gerador, pois quando o gerador é inserido dentro da geometria do trocador de calor o escoamento muda em relação àquele observado sem geradores.

Para a posição dos *GVL* utilizada como base neste estudo ($z_g/D=0,4$; $s/D=1,0$), relativamente perto do tubo, produzem-se mudanças importantes no escoamento com relação à geometria tubo-aleta lisa. As mudanças na regiões vizinhas ao tubo podem ser resumidas em dois fenômenos fundamentais:

1. A presença do *GVL* faz com que uma quantidade adicional do fluido escoando seja direcionada para a região de recirculação à jusante do tubo.
2. Na frente do *GVL* aparecem zonas de alta pressão. Dada a proximidade do gerador com o tubo, a variação do gradiente de pressão afeta a camada limite sobre o tubo, retardando a separação da mesma, i.e., produzindo um deslocando do ponto de separação da camada limite sobre o tubo na direção à jusante.

Ambos os fenômenos provocados pela colocação dos *GVL* tendem à redução da região de recirculação presente detrás do tubo. Isto reflete-se na diminuição do arrasto sobre o tubo, fazendo com que o valor de f da geometria com *GVL* não aumente tanto como seria de se esperar. Na literatura, Sanchez *et al.* (1989) e Fiebig *et al.* (1990) também tem comentado estes fenômenos como a causa da diminuição do arrasto sobre o tubo. Sanchez *et al.* (1989) observaram este comportamento através de estudos numéricos, entanto Fiebig *et al.* (1990) obtiveram experimentalmente reduções no arrasto, mas não mostraram evidência alguma das causas.

Para verificar a ocorrência destes fenômenos descritos anteriormente foi utilizado um recurso de visualização, baseado no mapa de transferência de massa que fica gravado na aleta. Este tipo de visualização foi considerada satisfatória para o

estudo, pois nesta pesquisa o espaçamento entre aletas foi de apenas $0,2D$ e como demonstrado por Sparrow *et al.* (1984), o efeito da interação tubo-aleta estende-se até $0,8D$ na direção axial do tubo. Assim, pode-se considerar que sobre todo o comprimento de tubo existe um comportamento semelhante àquele obtido através da visualização. Os resultados da visualização podem ser vistos nas figuras 9.44 (para número de Reynolds $Re=450$).

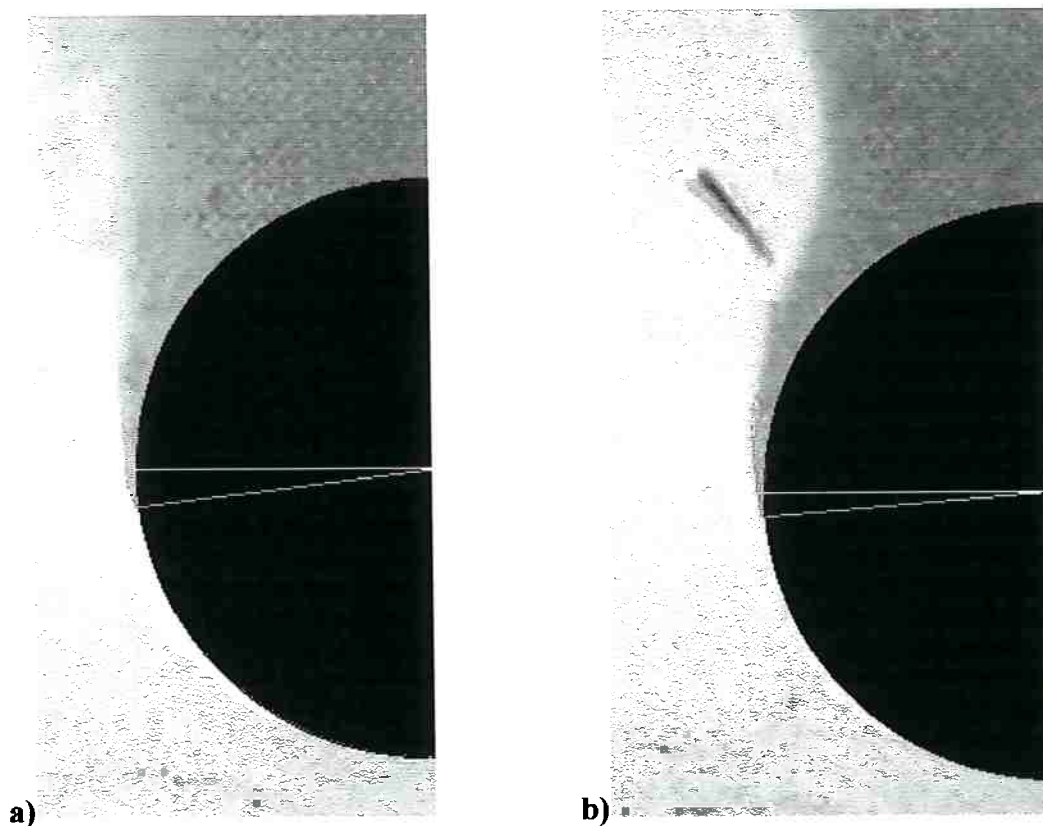


Figura 9.44. Fotos que captam a separação da camada limite sobre o tubo na geometria tubo-aleta para $Re=450$ a) aleta lisa b) aleta com *GVL*.

A comparação das imagens da geometria tubo-aleta lisa e a geometria com geradores de vórtices mostra uma clara redução da área da chamada região de recirculação. Também, o ângulo de separação da camada limite foi medido para cada caso a partir das imagens mostradas, resultando que para a geometria lisa a separação produz-se aproximadamente a $82,3^\circ$, valor que apresenta boa concordância com os resultados da literatura (Sparrow *et al.*, 1984) para separação da camada limite sobre

cilindros com placa na extremidade. Já para a geometria com geradores de vórtices o ângulo de separação achado foi de aproximadamente 85° .¹

Na medida que o valor do número de Reynolds aumenta, a influência dos geradores de vórtices é maior na estrutura do escoamento dentro geometria tubo-aleta, aumenta a intensidade dos vórtices gerados e também a quantidade de movimento transportada pelos mesmos para a região à jusante dos tubos. O resultado desta complexa interação dos *GVL* continua manifestando-se na redução da região de recirculação e no deslocamento do ponto de separação da camada limite sobre o tubo, retardando mais a ocorrência da separação na medida que o número de Reynolds aumenta (figura 9.45).

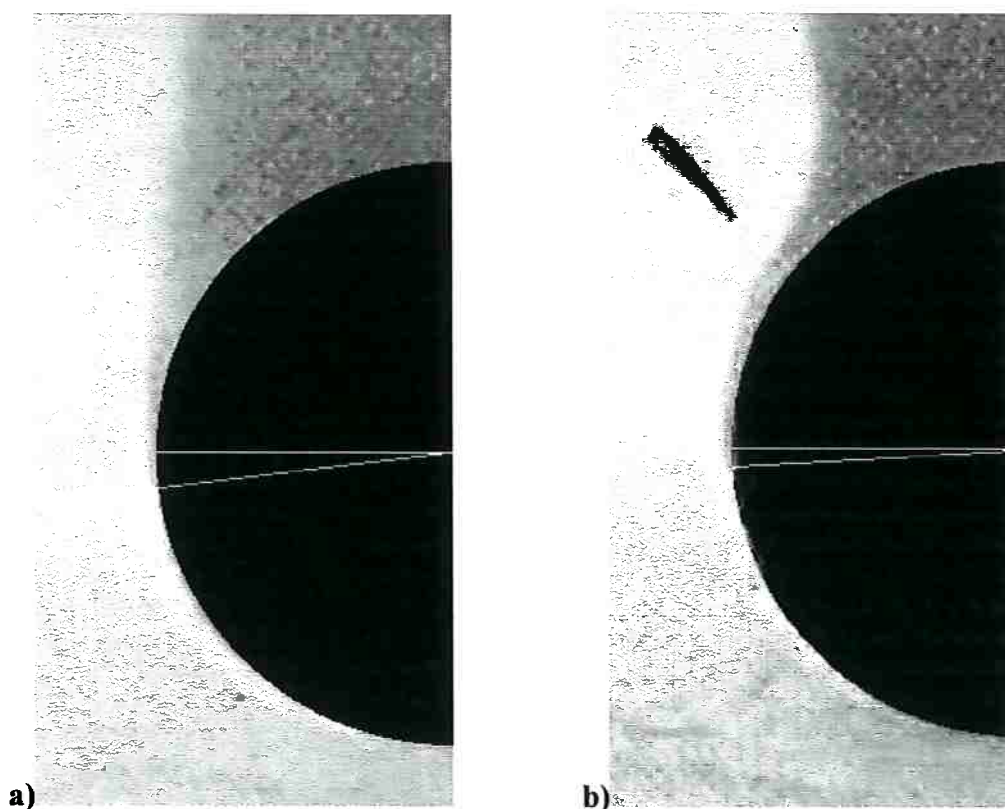


Figura 9.45. Fotos que captam a separação da camada limite sobre o tubo na geometria tubo-aleta para $Re=750$ a) aleta lisa (83°) b) aleta com *GVL* ($85,8^\circ$).

¹ É importante comentar que o objetivo da visualização foi apenas para ter uma representação qualitativa dos fenômenos e não o de apresentar a mesma como um método de medição do ângulo de separação. Apesar disso, a alta repetitividade dos resultados obtidos para vários testes permitiu quantificar o valor dos ângulos.

Observe-se que com o aumento do número de Reynolds de $Re=450$ para $Re=750$ o ângulo do ponto de separação da camada limite aumentou aproximadamente $0,8^\circ$, variando de 85° para $\approx 85,8^\circ$.

Assim, pode-se concluir que a redução do coeficiente de atrito com o aumento do número de Reynolds, na geometria com geradores de vórtices, é devida ao fato de que o incremento no arrasto devido ao gerador de vórtice é compensado com a diminuição do arrasto sobre o tubo produzida pela presença desse mesmo gerador dentro da geometria tubo-aleta.

O fator de atrito da superfície com geradores de vórtices tende a ser menor do que o fator de atrito da superfície lisa. Este fenômeno acontece para valores de número de Reynolds pouco maiores que a faixa de estudo considerada neste trabalho. Assim, por exemplo, foi verificado que para $Re=2000-2200$ na geometria $S_T/D=2,75$; $S_L/D=2,0$ a relação entre o fator de atrito do trocador de calor com *GVL* e sem *GVL* atinge o valor 1,0, ou seja, ambos os fatores de atrito são iguais, e para valores maiores de Re o fator de atrito f , da superfície com *GVL*, é menor do que f_0 , da superfície lisa. Fiebig *et al.* (1990) tinham verificado um comportamento similar para uma geometria de um tubo aletado para valores do número de Reynolds entre 3000-5000.

O incremento do fator de atrito (ff_0) introduzido pelos *GVL* é maior na medida que aumenta o espaçamento longitudinal entre tubos e o espaçamento transversal é mantido constante (figura 9.46-9.47). Este efeito foi observado para toda a faixa de número de Reynolds pesquisada, sendo mais significativo para os valores menores do número de Reynolds. Por exemplo, para $Re=300$ $\Delta(ff_0)$ foi 2,8% entretanto para $Re=1000$ $\Delta(ff_0) \approx 1,3\%$.

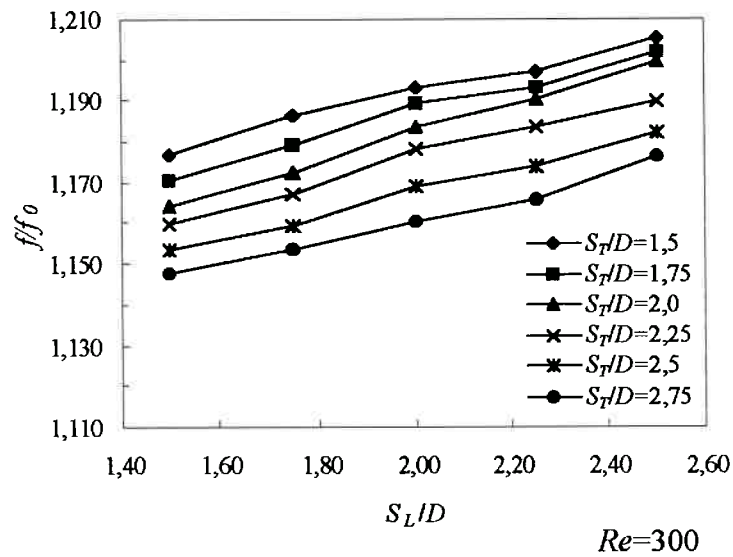


Figura 9.46. Influência do espaçamento entre tubos no incremento do fator de atrito ff_0 .

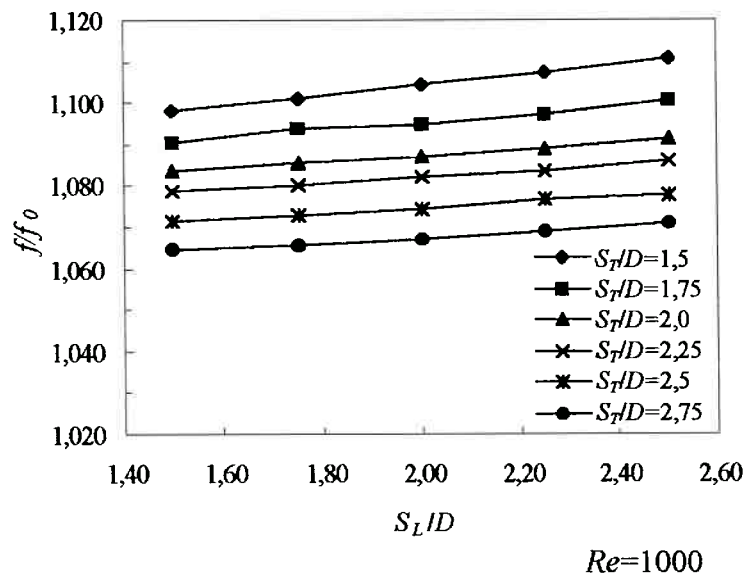


Figura 9.47. Influência do espaçamento entre tubos no incremento do fator de atrito ff_0 .

O incremento no fator ff_0 em função do aumento do espaçamento longitudinal entre tubos pode ser explicado pelo aumento da área de interação dos vórtices com a aleta. Uma maior extensão da aleta, ou seja, o trocador de calor com maior espaçamento longitudinal, permite que os vórtices atuem sobre um maior comprimento à jusante de ambas as fileiras de tubos (mais importante na segunda fileira), aumentando o atrito

nessas regiões. Portanto, existem maiores perdas de carga em áreas mais extensas e em consequência as perdas globais aumentam. Este efeito é menor quando $Re=1000$ do que quando $Re=300$, porque para $Re=1000$ o comprimento livre não é suficiente para permitir que os vórtices possam dissipar-se antes de atingir a borda de saída da aleta (quando os *GVL* estão colocados na segunda fileira) ou antes de encontrar a segunda fileira de tubos (quando os *GVL* estão colocados na primeira fileira de tubos).

Adicionalmente foi constatado que a razão ff_0 varia com as mudanças no espaçamento transversal. Neste caso foi observada a diminuição de ff_0 quando o espaçamento transversal foi aumentado. A redução de ff_0 foi de aproximadamente 2,9% para $Re=300$ e 3,4% para $Re=1000$ quando o espaçamento transversal foi variado desde $S_T/D= 1,5$ até 2,75. Este comportamento é devido a que a área da aleta aumenta com o aumento do espaçamento transversal mas a área onde os vórtices agem praticamente não muda. Consequentemente as perdas de carga devidas aos geradores de vórtices possuem menor peso relativo em relação às perdas de carga totais e f diminui aproximando-se do f_0 da geometria sem geradores de vórtices.

9.2.2. Influência da razão de aspecto na perda de carga.

Como observado figuras 9.14-9.43 a razão de aspecto apenas foi variada de $A=2$ para $A=1$ em um número limitado de casos. Os casos testados foram escolhidos tentando abranger todos os valores de espaçamento transversal da faixa de estudo combinados com alguns valores diferentes de espaçamento longitudinal. O espaçamento transversal $S_T/D=1,5$ não foi considerado, pois os geradores de razão de aspecto $A=1$ não podem ser inseridos na geometria com um espaçamento tão pequeno.

Notou-se dos resultados que ao passar de razão de aspecto $A=2$ para $A=1$ mantendo o ângulo de ataque constante, f aumentou bruscamente, sendo que $(ff_0)_{A=1}$

atingiu valores 1,14 -1,18 vezes maior que $(ff_0)_{A=2}$ para $Re=300$ e entre 1,09-1,12 vezes maior para $Re=1000$ (vide os dados apresentados na tabela 9.5).

O aumento de (ff_0) , quando variada a razão de aspecto de 2 para 1, apresenta um comportamento lógico se é levado em consideração que o gerador de vórtice com razão $A=1$ apresenta uma área frontal ao escoamento duas vezes maior que o gerador de razão de aspecto $A=2$ e em conseqüência apresenta um arrasto de forma também maior.

Tabela 9.5. Comportamento de $(ff_0)_{A=1}/(ff_0)_{A=2}$ para $\beta=45^\circ$

$Re=300$					
S_T	S_L				
	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
1,50	-	-	-	-	-
1,75	1,1582	1,1591	-	-	1,1502
2,00	-	-	1,1627	-	1,1388
2,25	-	-	1,1784	1,1577	1,1483
2,50	-	-	-	1,1300	1,1307
2,75	-	-	-	-	1,1421

$Re=1000$					
S_T	S_L				
	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
1,50	-	-	-	-	-
1,75	1,1138	1,1223	-	-	1,0975
2,00	-	-	1,1199	-	1,1060
2,25	-	-	1,1174	1,0907	1,0868
2,50	-	-	-	1,0978	1,0974
2,75	-	-	-	-	1,1240

Os grandes valores de perdas de carga introduzidos pelos geradores de vórtices de razão de aspecto $A=1$ com relação ao aumento na transferência de calor que eles produzem parecem indicar, a priori que este tipo de *GVL* não é satisfatório como

elemento de intensificação da transferência de calor. Não obstante, na etapa de análise global transferência de calor – atrito este tema será considerado em maior detalhe.

9.2.3. Influência do ângulo de ataque.

A influência do ângulo de ataque foi analisada apenas para um conjunto de modelos com espaçamento longitudinal $S_L/D=2,5$. Para a análise foram considerados os dois ângulos de maior interesse desde o ponto de vista da transferência de calor ($\beta=45^\circ$ e $\beta=52,5^\circ$). Na tabela 9.6 resumem-se os resultados obtidos para os valores de número de Reynolds $Re=300$ e $Re=1000$.

Observou-se que quando variado o ângulo de ataque do gerador do valor 45° para $52,5^\circ$ a razão $(f/f_0)_{52,5}$ aumentou aproximadamente (1,07-1,09) vezes com relação a $(f/f_0)_{45}$ para $Re=300$ e (1,05-1,06) vezes para $Re=1000$ com $A=2$. Já para $A=1$ a mudança do fator de atrito com o ângulo de ataque de 45° para $52,5^\circ$ é de aproximadamente (1,04-1,06) vezes para $Re=300$ e de (1,03-1,04) vezes para $Re=1000$. Analisando a amostra considerada não foi encontrado algum comportamento especial com relação ao espaçamento entre tubos.

Tabela 9.6. Variação da razão (f/f_0) em função do ângulo de ataque do GVL.

S_T	$(f/f_0)_{52,5}/(f/f_0)_{45}; A=2$		$(f/f_0)_{52,5}/(f/f_0)_{45}; A=1$	
	$Re=300$	$Re=1000$	$Re=300$	$Re=1000$
	S_L		S_L	
	2,50	2,50	2,50	2,50
1,50	1,0778	1,0601	-	-
1,75	1,0761	1,0561	-	-
2,25	1,0709	1,0619	1,0607	1,0409
2,75	1,0703	1,0658	1,0450	1,0360

Quando diminui-se a razão de aspecto, a mudança de ângulo de ataque do *GVL* leva a uma ligeira diminuição no incremento da perda de carga. Isto pode dever-se a que no caso do *GVL* maior ($A=1$), o aumento do ângulo de ataque para $\beta=52,5^\circ$ provoca um efeito de redução do arrasto no tubo relativamente maior que o aumento do arrasto sobre o gerador, quando comparado com o *GVL* de razão de aspecto $A=2$.

9.2.4. Perda de carga devida a geradores de vórtices apenas primeira fileira de tubos.

Os geradores de vórtices na primeira fileira foram testados para número de Reynolds $Re=1000$ utilizando os parâmetros determinados nos testes precedentes como os de melhor comportamento.

Os resultados obtidos para o incremento no fator de atrito f/f_0 são apresentados na tabela 9.7 e na figura 9.48.

Tabela 9.7. Variação da razão f/f_0 como função do espaçamento entre tubos (*GVL* na primeira fileira).

$Re=1000 ; A=2$					
S_T	S_L				
	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
1,50	1,0840	1,0891	1,0946	1,0975	1,1014
1,75	1,0795	1,0838	1,0894	1,0902	1,0958
2,00	1,0754	1,0771	1,0808	1,0839	1,0897
2,25	1,0682	1,0701	1,0742	1,0784	1,0827
2,50	1,0604	1,0653	1,0695	1,0737	1,0770
2,75	1,0557	1,0605	1,0647	1,0702	1,0716

Observa-se que os *GVL* colocados na primeira fileira produzem um incremento no fator de atrito com um comportamento semelhante aos geradores de vórtices nas duas fileiras, quando analisados com relação ao espaçamento entre tubos. A diferença encontrada entre ambos os casos mencionados é dada no valor de f/f_0 , que oscila na faixa de 0,2-1,3% menor quando usados *GVL* apenas na primeira fileira.

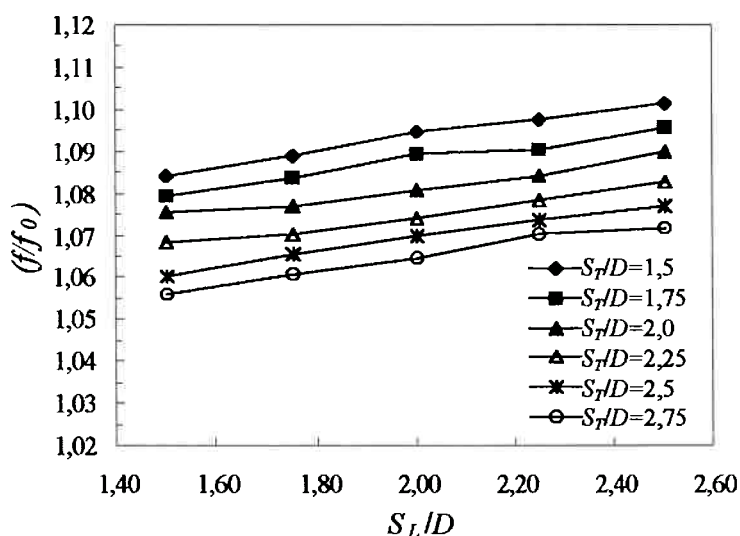


Figura 9.48. Variação da razão f/f_0 como função do espaçamento entre tubos (*GVL* na primeira fileira; $A=2$).

Neste ponto é interessante notar que os *GVL* colocados apenas na primeira fileira incrementam menos o atrito que quando colocados nas duas fileiras, mas também produzem menor intensificação da transferência de calor, assim quando f/f_0 reduz-se em 0,2-1,3%, Nu/Nu_0 diminui em $\approx 3\%$.

CAPÍTULO 10

10. ANÁLISE GLOBAL: TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDA DE CARGA

A avaliação de qualquer técnica de intensificação da transferência de calor requer que sejam analisados ao mesmo tempo o efeito da técnica sobre a transferência de calor e sobre a perda de carga. Múltiplos critérios podem ser definidos para desenvolver uma análise deste tipo. Neste trabalho foram utilizados dois critérios de avaliação:

1. O primeiro, baseado na Primeira Lei da Termodinâmica, consiste em comparar qual é o efeito predominante: a intensificação da transferência de calor ou o incremento na perda de carga. Para isto é definida a relação $(Nu/Nu_0 / f/f_0)$ e analisado o valor da mesma. Em concordância com os valores da relação são considerados dois casos:
 - a) $(Nu/Nu_0 / f/f_0) > 1$. Este resultado indica que a técnica de intensificação avaliada consegue intensificar a transferência de calor mais do que incrementar a perda de carga. Em consequência, uma técnica de intensificação que satisfaça esta condição será satisfatória. E quando uma técnica de intensificação da transferência de calor é comparada com uma outra técnica, será melhor aquela que conseguir maior valor da relação .
 - b) $(Nu/Nu_0 / f/f_0) \leq 1$. Neste caso a técnica de intensificação não consegue o objetivo esperado, pois o efeito de intensificação da transferência de calor é menor, ou no limite igual, que o efeito sobre perda de carga.
2. O segundo critério, baseado na Segunda Lei da Termodinâmica, consiste em comparar a exergia destruída pela superfície intensificada (superfície com *GVL*) com relação à exergia destruída pela superfície lisa. Este critério é muito mais

efetivo para a avaliação de superfícies, pois pondera as irreversibilidades produzidas pela transferência de calor e a perda de carga com um mesmo peso, exergia destruída, seja por atrito ou por diferença finita de temperatura para a transferência de calor. Quando aplicado este critério, a melhor superfície ou técnica de intensificação da transferência de calor será aquela que consiga o menor valor de exergia destruída.

10.1. Análise baseada na Primeira Lei da Termodinâmica.

Inicialmente foram calculados os valores de $(Nu/Nu_0 / f/f_0)$ para todas as geometrias de trocadores de calor com geradores de vórtices nas duas fileiras de tubos. Nas figuras 10.1 e 10.2 são apresentados os valores de $(Nu/Nu_0 / f/f_0)$ para *GVL* de razão de aspecto $A=2$ e ângulo de ataque $\beta=45^\circ$ em função dos espaçamentos longitudinal e transversal.

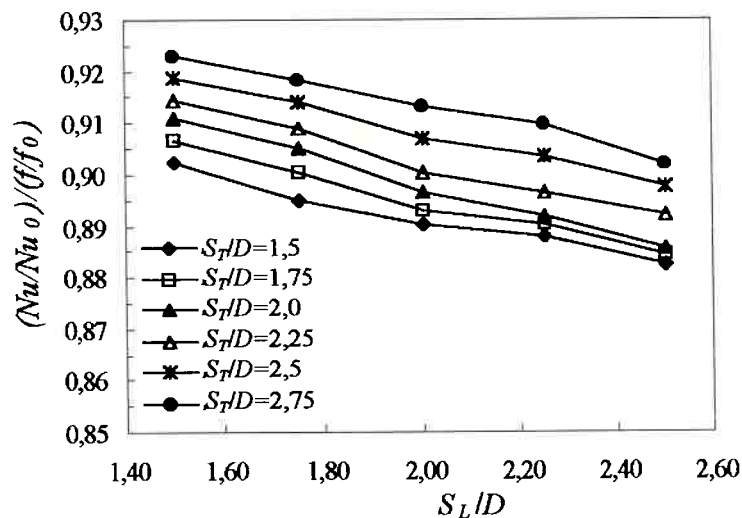


Figura 10.1. $(Nu/Nu_0 / f/f_0)$ versus espaçamento longitudinal $Re=300$.

Os valores de $(Nu/Nu_0 / f/f_0)$ obtidos para número de Reynolds $Re=300$ com *GVL* de razão de aspecto $A=2$ nas duas fileiras foram menores que 1 para todas as geometrias de trocadores de calor testadas. Entretanto, para número de Reynolds $Re=1000$ o fator

$(Nu/Nu_0 / f/f_0)$ foi sempre maior que 1. Isto indica que para número de Reynolds $Re=1000$ o efeito de intensificação da transferência de calor dos *GVL* é superior ao efeito que eles produzem sobre a perda de carga e que para $Re=300$ o incremento na perda de carga prevalece sobre o efeito de intensificação da transferência de calor.

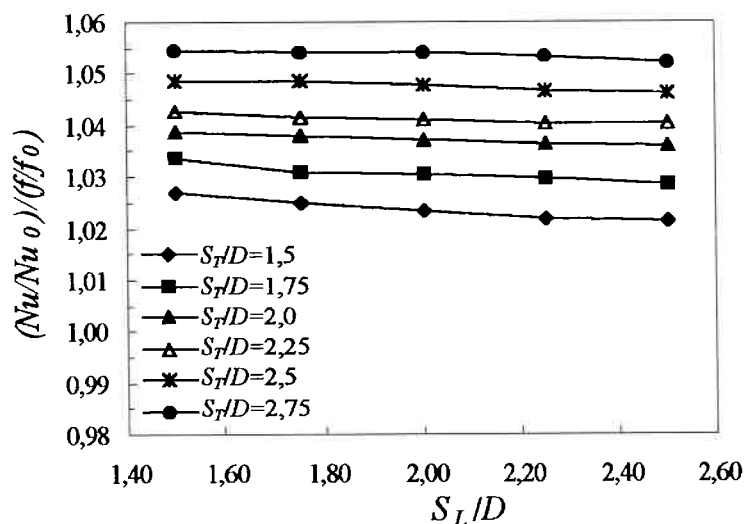


Figura 10.2. $(Nu/Nu_0 / f/f_0)$ versus espaçamento longitudinal $Re=1000$.

O fator $(Nu/Nu_0 / f/f_0)$ para ambos os números de Reynolds apresenta uma variação muito pequena com o incremento do espaçamento longitudinal devido ao fato de que a intensificação da transferência de calor Nu/Nu_0 e o incremento na perda de carga f/f_0 apresentam variações praticamente semelhantes ante incrementos ou reduções do espaçamento longitudinal.

O fator $(Nu/Nu_0 / f/f_0)$ aumenta quando é incrementado o espaçamento transversal, pois apesar de que o fator de atrito e a intensificação da transferência de calor decrescerem com o aumento do espaçamento transversal, acontece que Nu/Nu_0 diminui apenas 0,2-0,3% enquanto a perda de carga f/f_0 reduz-se em 2,9%.

Seguindo o ponto de vista da Primeira Lei da Termodinâmica, pode-se concluir que:

1. A utilização de geradores de vórtices de razão de aspecto $A=2$ com $\beta=45^\circ$ colocados nas duas fileiras para trocadores de calor com duas fileiras de tubos em arranjo alternado apenas é interessante como técnica de intensificação da transferência de calor quando o número de Reynolds é grande ($Re \approx 1000$).
2. A utilização destes *GVL* é muito mais eficiente, como técnica de intensificação da transferência de calor, quando o espaçamento transversal entre tubos é maior.

10.1.1. Influência da razão de aspecto.

O objetivo neste item é avaliar o comportamento global dos geradores de vórtices de razão de aspecto $A=1$ colocados nas duas fileiras comparativamente com os *GVL* de razão de aspecto $A=2$ analisados anteriormente. Considerando que a variação do fator $(Nu/Nu_0 / f/f_0)$ como função do espaçamento longitudinal é muito pequena, a análise a seguir foi desenvolvida para um único valor do espaçamento longitudinal variando apenas o espaçamento transversal. Na tabela 10.1 e na figura 10.3 é mostrado o comportamento de $(Nu/Nu_0 / f/f_0)$ para $S_T/D=2,50$ dos *GVL* com razões de aspecto $A=1$ e $A=2$ e ângulo de ataque $\beta=45^\circ$.

Tabela 10.1. Influência da razão de aspecto no fator $(Nu/Nu_0 / f/f_0)$.

$Re=1000$	$A=2$	$A=1$
S_T	S_L	
	2,50	2,50
1,50	-	-
1,75	1,0286	0,9870
2,00	1,0360	0,9907
2,25	1,0402	0,9918
2,50	1,0461	0,9956
2,75	1,0522	1,0011

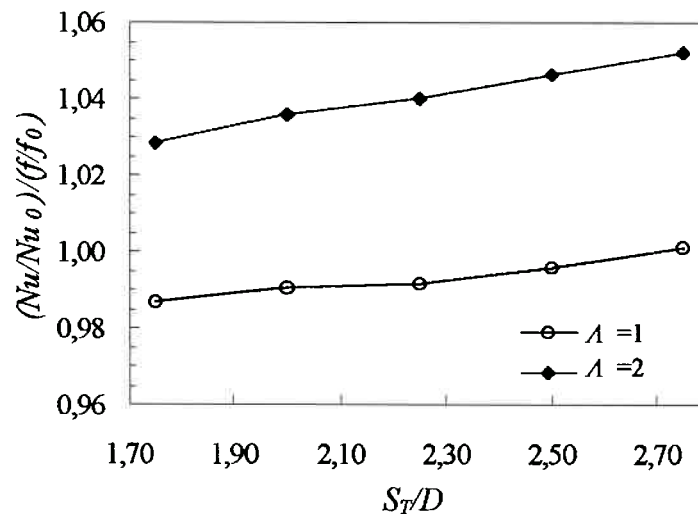


Figura 10.3. Influência da razão de aspecto no fator $(Nu/Nu_0 / ff_0)$ para $Re=1000$.

Observa-se que para a razão de aspecto $A=1$ o fator $(Nu/Nu_0 / ff_0)$ é menor que a unidade, atingindo o valor 1 apenas para o maior espaçamento transversal. Isto significa que, em geral, a intensificação da transferência de calor produzida por estes geradores é menor que o incremento no fator de atrito. Levando em consideração que para a análise tem sido tomados os valores de $(Nu/Nu_0 / ff_0)$ para número de Reynolds $Re=1000$, onde este fator apresenta melhor comportamento, pode-se concluir que os *GVL* com menor razão de aspecto ($A=1$) não são satisfatórios para a intensificação da transferência de calor (do ponto de vista da Primeira Lei da Termodinâmica).

A comparação dos *GVL* de razão de aspecto $A=1$ com os de razão de aspecto $A=2$ não merece comentário, pois sem dúvida os primeiros são muito inferiores como técnica de intensificação da transferência de calor. Estes resultados discutidos aqui já tinham sido previstos anteriormente desde que foram analisados os resultados de perda de carga, onde foi observado o grande aumento no fator de atrito produzido pelos *GVL* de razão de aspecto $A=1$.

10.1.2. Influência do ângulo de ataque.

Os resultados avaliados neste item correspondem apenas aos ângulos de ataque $\beta=45^\circ$ e $\beta=52,5^\circ$, por ser estes os mais interessantes do ponto de vista da intensificação da transferência de calor. Como no caso anterior os dados escolhidos para a avaliação foram aqueles correspondentes a um único espaçamento longitudinal entre tubos (vide tabela 10.2 e figura 10.4), mas nesta oportunidade a comparação é feita para geradores de vórtices com uma mesma razão de aspecto $A=2$. Pelas mesmas causas explicadas anteriormente os valores do fator $(Nu/Nu_0 / f/f_0)$ foram calculados para número de Reynolds $Re=1000$.

Tabela 10.2. Influência do ângulo de ataque no fator $(Nu/Nu_0 / f/f_0)$.

$Re=1000$	$\beta=45^\circ$	$\beta=52,5^\circ$
S_T	S_L	
	2,50	2,50
1,50	1,0212	0,9778
1,75	1,0286	0,9788
2,00	1,0360	-
2,25	1,0402	0,9825
2,50	1,0461	-
2,75	1,0522	0,9884

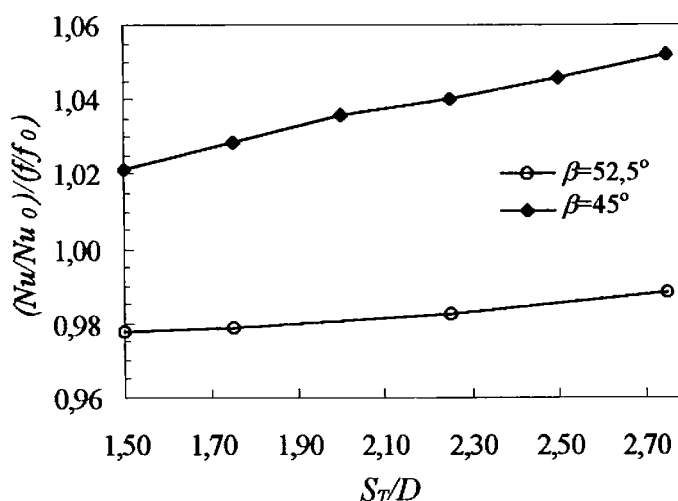


Figura 10.4. Influência do ângulo de ataque no fator $(Nu/Nu_0 / f/f_0)$.

Nota-se dos resultados apresentados que os *GVL* colocados com ângulo de ataque $\beta=52,5^\circ$ apesar de atingir as mais altas taxas de intensificação da transferência de calor, não conseguem resultados satisfatórios quando avaliadas conjuntamente com a transferência de calor e a perda de carga, pois esta última é acrescentada em maior medida.

Neste ponto podem-se enumerar as seguintes conclusões:

1. Do ponto de vista da Primeira Lei da Termodinâmica os melhores resultados globais de transferência de calor e perda de carga são conseguidos com os geradores de vórtices de razão de aspecto $A=2$ colocados com ângulo de ataque $\beta=45^\circ$.
2. Os melhores resultados globais são atingidos quando o número de Reynolds é maior, assim quando $Re=1000$ (com *GVL* nas duas fileiras de tubos, $A=2$ e $\beta=45^\circ$) o balanço intensificação da transferência de calor e perda de carga é favorável para a transferência de calor, enquanto para $Re=300$ esta relação inverte-se.

10.1.3. Avaliação global da colocação de geradores de vórtices apenas na primeira fileira de tubos.

Para realizar esta avaliação foram considerados geradores de vórtices de razão de aspecto $A=2$ e ângulo de ataque $\beta=45^\circ$ colocados na primeira fileira de tubos na posição $z_g/D=0,4$ e $s/D=1,0$, ou seja, os mesmos *GVL* usados quando colocados nas duas fileiras de tubos.

Com os resultados de transferência de calor e perda de carga determinados anteriormente para este tipo de configuração foi determinada a razão $(Nu/Nu_0 / f/f_0)$, cujos valores são apresentados graficamente na figura 10.5.

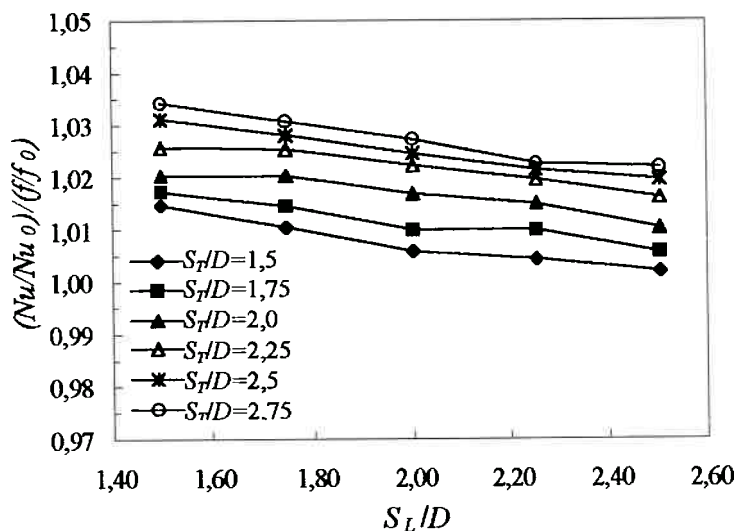


Figura 10.5. $(Nu/Nu_0 / fff_0)$ para GVL na primeira fileira de tubos versus espaçamento longitudinal ($Re=1000$).

Os valores de $(Nu/Nu_0 / fff_0)$ obtidos para número de Reynolds $Re=1000$ ficaram na faixa de 1,00-1,04. Isto indica que para este número de Reynolds o efeito de intensificação da transferência de calor dos GVL colocados na primeira fileira é levemente superior ao efeito que eles produzem sobre a perda de carga.

O fator $(Nu/Nu_0 / fff_0)$ apresenta pequena variação com o incremento do espaçamento longitudinal devido a que a intensificação da transferência de calor Nu/Nu_0 e o incremento na perda de carga fff_0 comportam-se de forma semelhante diante de variações do espaçamento longitudinal. Por sua vez, $(Nu/Nu_0 / fff_0)$ aumenta quando é incrementado o espaçamento transversal, pois apesar do fator de atrito e da intensificação da transferência de calor decrescerem com o aumento do espaçamento transversal, acontece que Nu/Nu_0 diminui menos que fff_0 . Esse comportamento de $(Nu/Nu_0 / fff_0)$ é similar ao verificado anteriormente para os GVL colocados nas duas fileiras de tubos.

Destes resultados conclui-se que:

1. Os *GVL* ($A=2$ e $\beta=45^\circ$) colocados apenas na primeira fileira de tubos de trocadores de calor com duas fileiras de tubos em arranjo alternado apresentam um efeito positivo como técnica de intensificação da transferência de calor.
2. Quando comparados os resultados dos *GVL* colocados nas duas fileiras de tubos com iguais parâmetros e igual número de Reynolds com os *GVL* colocados na primeira fileira existe uma vantagem de ao redor de 1,2-3% no valor $(Nu/Nu_0 / f/f_0)$ para os primeiros. Isto significa que a colocação de *GVL* nas duas fileiras mostra-se mais adequado como técnica de intensificação da transferência de calor.
3. A utilização de *GVL* na primeira fileira de tubos é muito mais eficiente como técnica de intensificação quando o espaçamento transversal entre tubos é maior.

10.2. Análise baseada na Segunda Lei da Termodinâmica.

Considere-se uma passagem de trocador de calor de comprimento dx com uma área mínima de escoamento A e área de transferência de calor A_t . Considere-se também especificados o fluxo de calor por unidade de comprimento \dot{q}' e a vazão mássica \dot{m} de fluido que troca calor com a superfície. O fluxo de calor é transferido através de uma diferença de temperatura ΔT , existente entre a parede a temperatura $T+\Delta T$ e o fluido escoando a temperatura T . Dada a presença de atrito o fluido escoar na direção x sob um gradiente de pressão $(-dp/dx) > 0$.

Para regime permanente a Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica para o volume de controle tem a forma:

$$\dot{m}.dh = \dot{q}'dx \quad (10.1)$$

$$\dot{S}_{ger} = \dot{m} \frac{ds}{dx} - \frac{\dot{q}'}{T + \Delta T} \geq 0 \quad (10.2)$$

Combinando estas equações com $dh = Tds + vdp$, e assumindo que a diferença de temperatura local ΔT é desprezível se comparada com a temperatura T obtém-se:

$$\dot{S}_{ger} = \frac{\dot{q}' \Delta T}{T(T + \Delta T)} + \frac{\dot{m}}{\rho T} \left(-\frac{dp}{dx} \right) \quad (10.3)$$

Note-se que \dot{S}_{ger} é a taxa de entropia gerada por unidade de comprimento. Da expressão 10.3 observa-se que a geração de entropia na passagem de trocador de calor é dada por dois termos, ou seja, por duas fontes de irreversibilidades, a transferência de calor através de uma diferença finita de temperatura ΔT e o atrito, que é traduzido numa perda de carga na passagem.

Considerando que a passagem de trocador de calor possui comprimento L , a equação 10.3 poderia ser integrada para obter a taxa total de entropia gerada. Porém, a integração de (10.3) é complexa, pois para ser resolvida de forma exata precisa-se conhecer as leis de variação do fluxo de calor e das temperaturas como função do comprimento da passagem e do regime de escoamento.

Levando em consideração estas questões, a solução do problema deve ser abordada de forma particular para cada caso. Neste trabalho a parcela de entropia gerada como resultado da transferência de calor entre o fluido e a parede é calculada da seguinte forma:

$$\dot{S}_{ger\Delta T} = \dot{Q} \left(\frac{T_f - T_p}{T_p T_f} \right) \quad (10.4)$$

onde: \dot{Q} Taxa de calor total transferido na passagem [W]

T_p Temperatura de parede [K]

T_f Temperatura de fluido [K]

Este método de cálculo constitui uma forma aproximada, pois supõe que todo o calor transferido no canal é trocado entre dois níveis de temperatura constantes. Para a aplicação particular deste trabalho, a temperatura de parede da aleta T_p é constante pois todos os coeficientes de transferência de calor foram determinados para aleta isotérmica, e portanto apenas a temperatura do fluido (ar) deve ser aproximada.

A temperatura do fluido T_f é calculada como a média logarítmica entre as temperaturas de entrada T_{fe} e saída T_{fs} do fluido no canal:

$$T_f = \frac{T_{fe} - T_{fs}}{\ln\left(\frac{T_{fe}}{T_{fs}}\right)} \quad (10.5)$$

Observe finalmente, que sendo T_p constante, se na superfície objeto de avaliação a diferença entre as temperaturas de entrada e saída do fluido é relativamente pequena o desvio introduzido pelo uso da expressão 10.4 para determinar a entropia gerada também será pequeno.

A entropia gerada pelo atrito é:

$$\dot{S}_{ger\Delta p} = \frac{\dot{m}}{\rho T_f} \Delta p \quad (10.6)$$

Observe que a entropia gerada pelo atrito é a potência de bombeamento dividida pela temperatura. A entropia total gerada será:

$$\dot{S}_{gerTotal} = \dot{S}_{ger\Delta T} + \dot{S}_{ger\Delta p} \quad (10.7)$$

Deve ser notado que a análise vem sendo apresentada em termos de entropia gerada, mas pode ser interpretada como uma análise exergética levando em consideração que a exergia destruída é:

$$E_{Xdes} = T_{(0)} \cdot \dot{S}_{ger} \quad (10.8)$$

Para avaliar o impacto termodinâmico de uma técnica de intensificação da transferência de calor com relação a outra, pode ser utilizado o número adimensional *geração de entropia (destruição de exergia) produzida pela intensificação da transferência de calor* (N_s) definido como:

$$N_s = \frac{\dot{S}_{ger,int}}{\dot{S}_{ger,ref}} \quad (10.9)$$

Assim, $N_s < 1$ significa que a superfície intensificada objeto de análise é termodinamicamente vantajosa com relação a aquela com a qual está sendo comparada, pois reduz o grau de irreversibilidade para conseguir o efeito de intensificação da transferência de calor.

Até aqui foram descritas as equações necessárias para a aplicação do critério de avaliação de desempenho baseado na Segunda Lei. Falta apenas serem estabelecidas as restrições sob as quais serão comparadas a superfície com geradores de vórtices e a superfície lisa.

As restrições aplicadas são: mesma taxa de transferência de calor \dot{Q} e mesma vazão mássica \dot{m} para ambas as superfícies.

Para a determinação da exergia destruída (ou a entropia gerada) é necessário considerar as superfícies sendo usadas em uma determinada aplicação. Aqui as superfícies foram tomadas formando parte do evaporador de um ar condicionado

doméstico. A temperatura do ar ambiente é escolhida em 25°C e a temperatura de parede da aleta em 10°C. Os resultados da aplicação do método de avaliação de desempenho são apresentados a seguir.

10.2.1. Avaliação de resultados.

Os resultados de N_s como função do espaçamento longitudinal entre tubos são apresentados nas tabelas 10.3 e 10.4 (figuras 10.5 e 10.6) para os valores de número de Reynolds $Re=300$ e $Re=1000$. Os dados mostrados correspondem a GVL colocados nas duas fileiras de tubos ($\Lambda=2$ e $\beta=45^\circ$).

Tabela 10.3. Valores N_s em função do espaçamento entre tubos.

$Re=300$					
S_T	S_L				
	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
1,50	0,9742	0,9782	0,9823	0,9860	0,9899
1,75	0,9739	0,9779	0,9820	0,9861	0,9892
2,00	0,9738	0,9776	0,9817	0,9857	0,9890
2,25	0,9743	0,9784	0,9830	0,9868	0,9908
2,50	0,9757	0,9800	0,9846	0,9886	0,9925
2,75	0,9783	0,9825	0,9864	0,9907	0,9947

Tabela 10.4. Valores N_s em função do espaçamento entre tubos.

$Re=1000$					
S_T	S_L				
	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
1,50	0,9633	0,9691	0,9734	0,9787	0,9836
1,75	0,9631	0,9686	0,9732	0,9778	0,9832
2,00	0,9624	0,9668	0,9724	0,9772	0,9820
2,25	0,9652	0,9695	0,9747	0,9790	0,9852
2,50	0,9668	0,9724	0,9778	0,9829	0,9877
2,75	0,9720	0,9759	0,9805	0,9867	0,9900

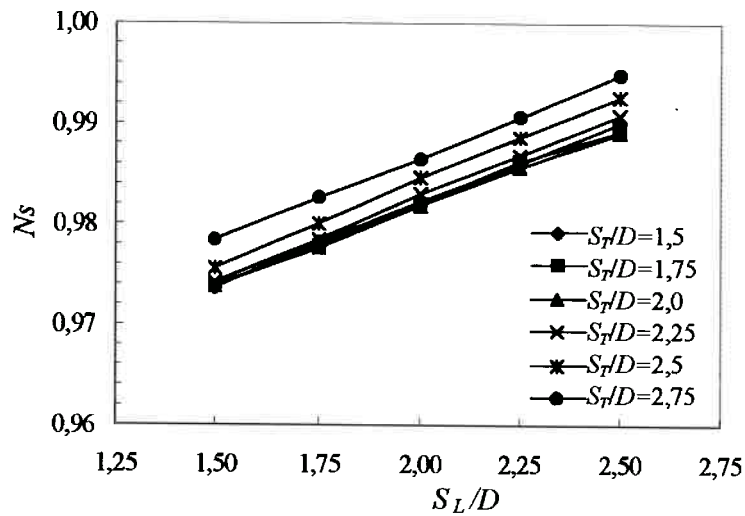


Figura 10.6. Comportamento de N_s em função do espaçamento entre tubos ($Re=300$).

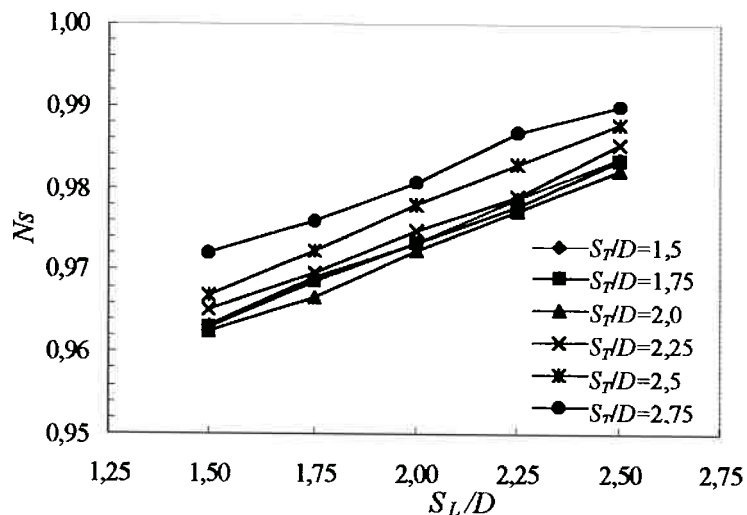


Figura 10.7. Comportamento de N_s em função do espaçamento entre tubos ($Re=1000$).

Os valores de N_s obtidos para $Re=300$ variaram entre 0,97-0,99 e entre 0,96-0,99 para $Re=1000$ para as diferentes geometrias testadas. Destes resultados pode se concluir que:

1. As superfícies com *GVL* destroem menos exergia que as superfícies lisas ($N_s < 1$), o que significa que a técnica usada consegue o objetivo intensificar a transferência de calor destruindo menos exergia que a superfície lisa.
2. A destruição de exergia N_s aumenta com o espaçamento longitudinal. A explicação

para este comportamento é achada nos próprios comportamentos de f/f_0 e Nu/Nu_0 com o espaçamento longitudinal. Quando S_L/D aumenta, f/f_0 e Nu/Nu_0 também aumentam, sendo que f/f_0 cresce mais. Assim, a parcela de exergia destruída pelo atrito da superfície intensificada em relação à superfície lisa ($\Delta E_{x\Delta p} = E_{x\Delta p} - E_{x\Delta p0}$) cresce com o aumento do espaçamento longitudinal mais do que a diminuição apresentada pela parcela devida à transferência de calor ($\Delta E_{x\Delta T} = E_{x\Delta T} - E_{x\Delta T0}$). Como resultado a diferença entre a exergia total destruída por ambas as superfícies $\Delta E_{xTotal} = \Delta E_{x\Delta T} + \Delta E_{x\Delta p}$ decresce. Em consequência, a exergia total destruída $E_{xTotal} = E_{x\Delta T} + E_{x\Delta p}$ da superfície intensificada, que é menor do que a exergia total destruída $E_{x0Total} = E_{x\Delta T0} + E_{x\Delta p0}$ pela superfície lisa, vai crescendo aproximando-se da mesma. Isto faz com que Ns aumente, embora continua sendo menor que 1.

Para uma melhor compreensão da idéia expressa acima, na figura 10.8 é apresentado um exemplo do comportamento da exergia total destruída da superfície intensificada em relação à superfície lisa (em forma percentual) em função do espaçamento longitudinal (para $S_T/D=2,0$ e $Re=1000$), detalhando as parcelas que a compõem.

Da figura observa-se que a parcela da exergia destruída pelo atrito é maior na superfície intensificada do que na superfície lisa ($\Delta Ex_{\Delta p} > 0$). Nota-se também que a parcela $Ex_{\Delta p}$ cresce mais que $Ex_{\Delta p0}$ quando o espaçamento longitudinal aumenta. Assim, $\Delta Ex_{\Delta p}$ cresce 2,74% quando o espaçamento longitudinal (S_L/D) varia de 1,5 até 2,5. Por sua vez, a parcela de exergia destruída pela transferência de calor é menor na superfície intensificada do que na superfície lisa ($\Delta Ex_{\Delta T} < 0$). Como $Ex_{\Delta T}$ cresce menos que $Ex_{\Delta T0}$ quando o espaçamento longitudinal aumenta, $\Delta Ex_{\Delta T}$ decresce para essas variações deste parâmetro. O decréscimo de $\Delta Ex_{\Delta T}$ é de apenas 1,46% quando S_L/D varia de 1,5 até 2,5.

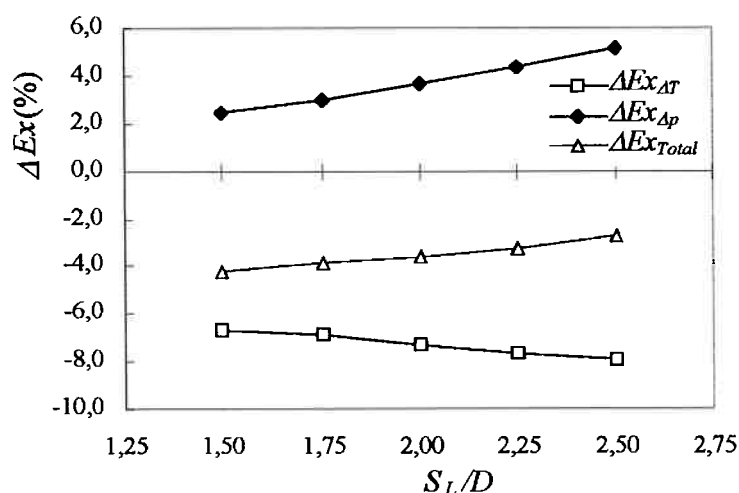


Figura 10.8. Comportamento da exergia total destruída pela superfície intensificada e das parcelas componentes da mesma (em relação à superfície lisa) vs. o espaçamento longitudinal.

Por outro lado, sabe-se que a exergia total destruída pela superfície intensificada é menor que a exergia destruída pela superfície lisa ($\Delta Ex_{Total} < 0$), pois o valor da redução de exergia destruída devida à intensificação da transferência de calor é maior que o aumento de exergia destruída produzido pelo atrito ($|\Delta Ex_{\Delta T}| > |\Delta Ex_{\Delta p}|$). Então, quando soma-se a isso a influência do S_L/D nas parcelas que compõem a Ex_{Total} , observa-se que a mesma cresce $\approx 1,3\%$ na faixa de S_L/D considerada (ΔEx_{Total} aumenta $\approx 1,3\%$). No entanto, a Ex_{Total} da superfície intensificada continua sendo menor do que a da superfície lisa ($\Delta Ex_{Total} < 0$).

3. A destruição de exergia é menos sensível às variações do espaçamento transversal, embora apresente tendência de aumentar na medida em que S_T/D aumenta. Para exemplificar melhor este comportamento, na figura 10.9, mostra-se a variação de Ns para o espaçamento longitudinal $S_L/D=1,5$.

Quando S_T aumenta, ff_0 e Nu/Nu_0 diminuem. Isto significa que a parcela de exergia $Ex_{\Delta p}$ vai diminuindo, aproximando-se de $Ex_{\Delta p0}$, ao mesmo tempo em que a parcela $Ex_{\Delta T}$ vai aumentando, aproximando-se de $Ex_{\Delta T0}$. Como resultado, a exergia total

destruída da superfície intensificada $E_{xTotal} = E_{x\Delta T} + E_{xAp}$ vai tendendo ao valor de $E_{x0Total} = E_{x\Delta T0} + E_{xAp0}$ e em consequência a razão Ns aproxima-se de 1, que neste caso implica no crescimento de Ns .

Para S_T/D pequenos não foi observado um comportamento de Ns tão bem definido. Isto pode ter sido porque a exergia destruída para valores pequenos de S_T/D é governada fundamentalmente pela parcela devida à transferência de calor a qual é menos sensível às variações do espaçamento que a parcela devida ao atrito.

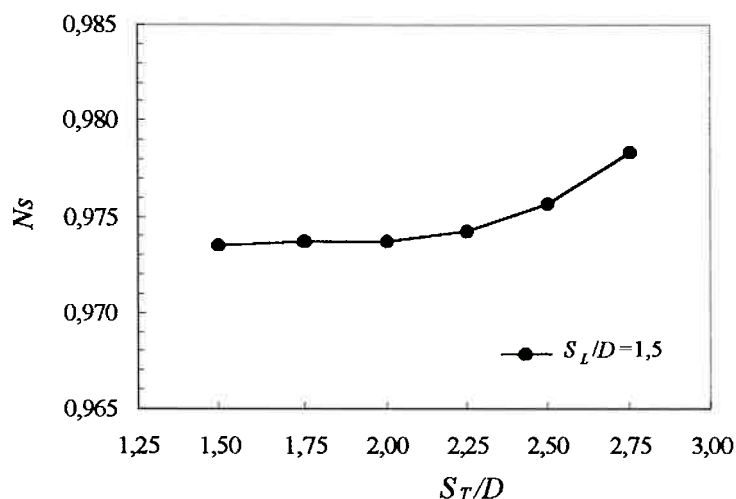


Figura 10.9. Comportamento da exergia destruída Ns em função do espaçamento transversal ($Re=300$).

Muito interessante é o comportamento da exergia destruída com o número de Reynolds, pois é diferente do resultado obtido usando a Primeira Lei da Termodinâmica. A Segunda Lei indica que a superfície com *GVL* é igualmente vantajosa com relação à superfície lisa para ambos valores de número de Reynolds analisados ($Re=300$ e $Re=1000$).

Para fazer uma análise conjunta de Primeira e Segunda Lei foram calculados os valores da razão intensificação da transferência de calor-exergia destruída $(Nu/Nu_0)/Ns$ e plotados em função do espaçamento longitudinal para $Re=300$ e $Re=1000$ (figuras 10.10 e 10.11).

Comparando ambas as representações é observado que para o mesmo espaçamento longitudinal a relação $(Nu/Nu_0)/Ns$ é aproximadamente 7-8% maior para $Re=1000$ que para $Re=300$. Considerando que $(Nu/Nu_0)/Ns$ é uma relação *vantagem - penalidade* do efeito produzido pelos *GVL* na geometria tubo-aleta, então pode-se concluir novamente que para ambos os números de Reynolds os *GVL* são satisfatórios como técnica de intensificação, especialmente para o número de Reynolds maior ($Re=1000$).

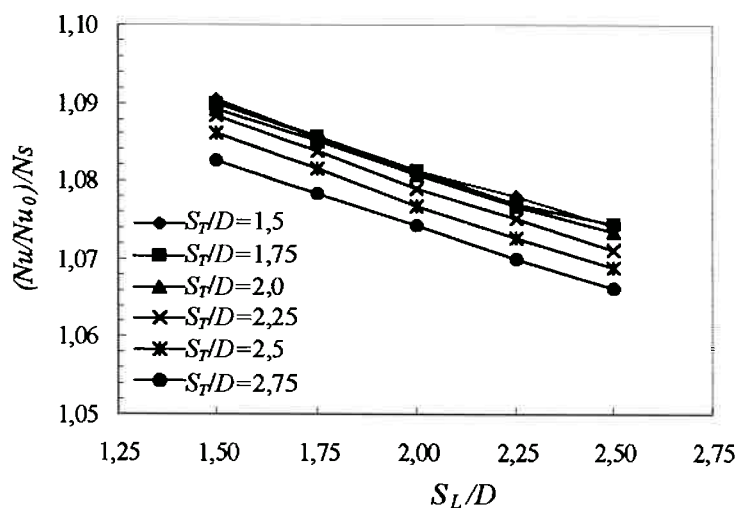


Figura 10.10. Relação entre a intensificação da transferência de calor-exergia destruída vs. espaçamento longitudinal ($Re=300$).

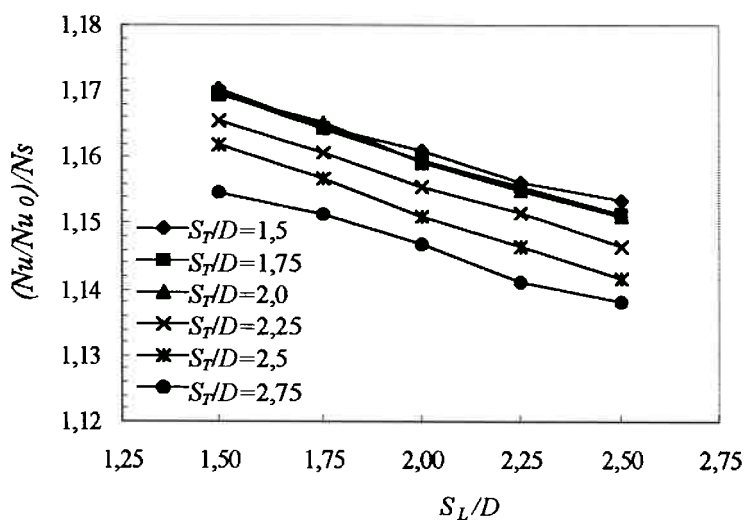


Figura 10.11. Relação entre a intensificação da transferência de calor-exergia destruída vs. espaçamento longitudinal ($Re=1000$).

10.2.2. Análise para geradores de vórtices colocados apenas na primeira fileira de tubos.

Os resultados de N_s como função do espaçamento entre tubos são apresentados na tabela 10.5 (figura 10.12) para o valor de número de Reynolds $Re=1000$. Os dados mostrados correspondem a GVL colocados na primeira fileira de tubos com $A=2$ e $\beta=45^\circ$.

Tabela 10.5. Valores N_s em função do espaçamento entre tubos.

$Re=1000$					
S_T	S_L				
	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
1,50	0,9711	0,9751	0,9804	0,9842	0,9910
1,75	0,9721	0,9759	0,9810	0,9844	0,9913
2,00	0,9726	0,9762	0,9814	0,9847	0,9926
2,25	0,9741	0,9776	0,9828	0,9874	0,9949
2,50	0,9760	0,9800	0,9859	0,9907	1,0016
2,75	0,9806	0,9845	0,9898	0,9967	1,0079

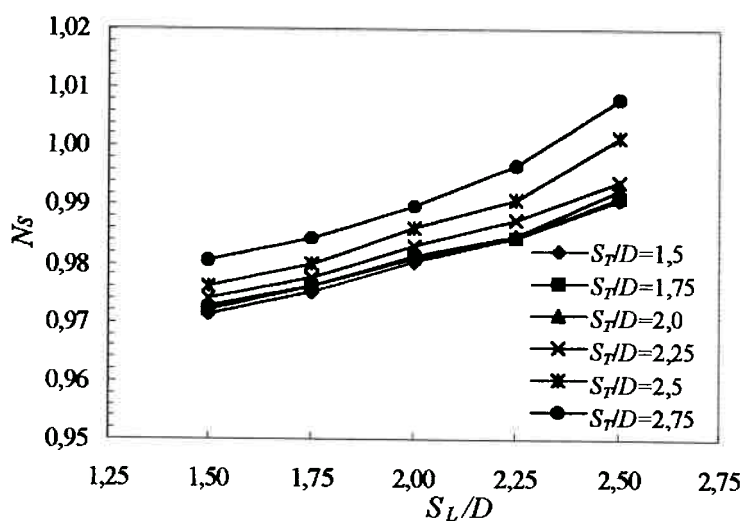


Figura 10.12. Comportamento de N_s em função do espaçamento entre tubos ($Re=1000$).

Os valores de Ns obtidos para $Re=1000$ variaram entre 0,971-1,01 para as diferentes geometrias testadas. Destes resultados pode-se concluir que:

1. As superficies com *GVL* na primeira fileira, para quase todos os espaçamentos entre tubos, destroem menos exergia que as superficies lisas (exceto $S_L/D=2,5$ com $S/D=2,5$ e $2,75$). Isto significa que o uso de *GVL* apenas na primeira fileira consegue também o objetivo intensificar a transferência de calor destruindo menos ou igual exergia que a superficie lisa.
2. A destruição de exergia Ns comporta-se para este caso de forma semelhante as superficies com *GVL* nas duas fileiras, i.e., aumentando com o incremento do espaçamento longitudinal e também com o aumento do espaçamento transversal
3. Quando comparadas as superficies com *GVL* na primeira fileira e as superficies com *GVL* nas duas fileiras observa-se que a destruição de exergia é aproximadamente 0,6-1,2% maior no caso de *GVL* colocados apenas na primeira fileira. Isto significa que do ponto de vista de Segunda Lei a colocação de *GVL* nas duas fileiras de tubos apresenta melhor comportamento como técnica de intensificação da transferência de calor

Para comparar as duas variantes de técnicas de intensificação (*GVL* na primeira fileira e nas duas fileiras) de forma mais conclusiva foram avaliadas ambas as superficies através da análise conjunta de Primeira e Segunda Lei. O comportamento da razão intensificação da transferência de calor - exergia destruída $(Nu/Nu_0)/Ns$ para a superficie com geradores de vórtices na primeira fileira vs. espaçamento entre tubos (figura 10.13) mostra uma forma similar à encontrada para a superficie com *GVL* nas duas fileiras (vide figura 10.11).

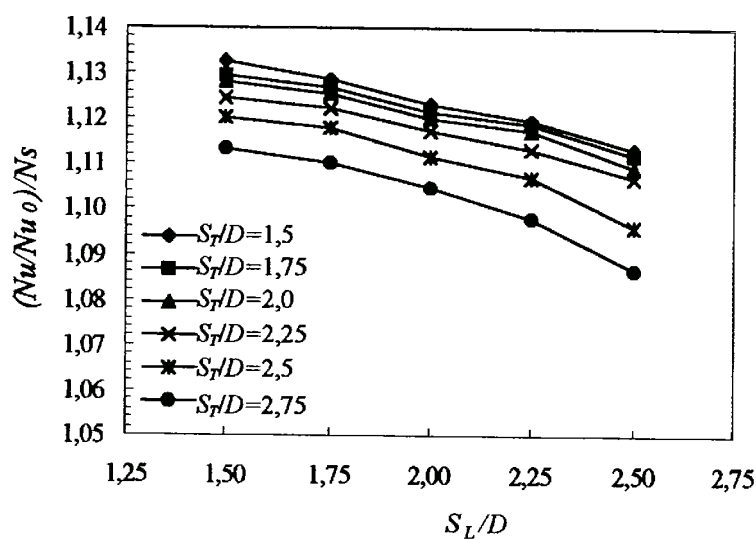


Figura 10.13. Relação entre a intensificação da transferência de calor-exergia destruída vs. espaçamento longitudinal (*GVL* apenas na primeira fileira de tubos).

Da comparação das figuras 10.11 e 10.13 destaca-se que quando utilizadas superfícies com *GVL* nas duas fileiras de tubos o menor valor da razão intensificação da transferência de calor - destruição de exergia $(Nu/Nu_0)/Ns$ obtido é superior ao valor máximo obtido para esta relação na superfície com *GVL* na primeira fileira. Em termos quantitativos a diferença entre os dois casos analisados é apresentada na tabela 10.6.

Tabela 10.6. Diferença na razão $(Nu/Nu_0)/Ns$ para *GVL* nas duas fileiras e *GVL* apenas na primeira fileira.

$Re=1000$	$\Delta(Nu/Nu_0)/Ns$				
	S_L				
	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
1,50	3,8%	3,6%	3,8%	3,6%	4,0%
1,75	4,0%	3,7%	3,8%	3,7%	4,0%
2,00	4,1%	4,0%	3,9%	3,8%	4,2%
2,25	4,1%	3,8%	3,8%	3,8%	4,0%
2,50	4,2%	3,9%	4,0%	3,9%	4,5%
2,75	4,2%	4,1%	4,2%	4,3%	5,1%

Dos resultados em $(Nu/Nu_0)/Ns$ conclui-se que comparativamente com os *GVL* nas duas fileiras de tubos, a variante de intensificação da transferência de calor com *GVL* apenas na primeira fileira é inferior (em aproximadamente 4-5%).

A conclusão anterior não pretende negar que os *GVL* na primeira fileira apresentam um balanço positivo em termos de intensificação de transferência de calor - exergia destruída em relação à superfície lisa, mas apenas reafirmar que a técnica de intensificação com colocação de *GVL* nas duas fileiras de tubos é uma melhor variante.

10.2.3. Análise da influência da razão de aspecto.

Na figura 10.14 são apresentados os valores da razão de exergia destruída Ns para as superfícies com espaçamento longitudinal constante, $S_L/D=2,5$, contendo *GVL* de razão de aspecto $A=1$ e ângulo de ataque $\beta=45^\circ$ para número de Reynolds $Re=1000$.

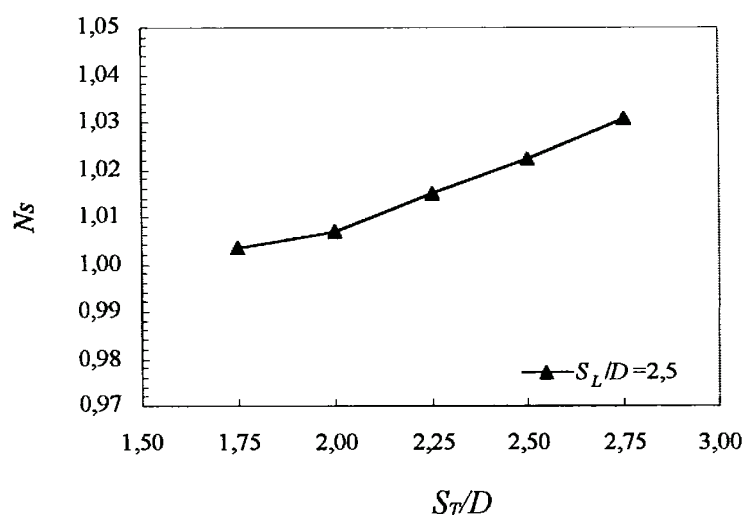


Figura 10.14. Comportamento de Ns em função do espaçamento entre tubos ($A=1$; $\beta=45^\circ$; $Re=1000$).

Observa-se que os *GVL* com maior tamanho, ou seja, com menor razão de aspecto, quando colocados dentro da geometria do trocador de calor, produzem uma

destruição de exergia até 3,5% maior que a produzida pela superfície sem geradores, dependendo do espaçamento transversal entre tubos. Isto significa que os *GVL* com $A=1$ conseguem intensificar a transferência de calor, mas com um custo em perda de carga alto, que os leva a consumir em potência de bombeamento uma quantidade de exergia maior que aquela deixada de destruir pela melhora na transferência de calor. Conseqüentemente, este tipo de *GVL* não é adequado como técnica de intensificação da transferência de calor (para as condições pesquisadas neste trabalho).

Apenas para reafirmar a desvantagem destes geradores como elementos de intensificação da transferência de calor, note-se que os *GVL* com $A=1$ destroem aproximadamente 1,05 vezes mais exergia que os *GVL* com $A=2$.

CAPÍTULO 11

11. CONCLUSÕES

No trabalho foi estudada a influência dos geradores de vórtices sobre a transferência de calor e a perda de carga em trocadores de calor tubo-aleta lisa com duas fileiras de tubos em arranjo alternado.

Os resultados mostram que com a utilização de geradores de vórtices do tipo Meia Asa Delta sobre a superfície da aleta é possível intensificar a transferência de calor neste tipo de trocadores de calor em até 20,5% ($Re=1000$).

Foi verificado que a intensificação da transferência de calor depende diretamente da posição dos geradores de vórtices sobre a aleta, sendo verificado que os maiores índices de intensificação da transferência de calor, em relação à configuração sem geradores de vórtices, são obtidos para a posição $z_g/D=0,4$ e $s/D=1,0$ (*GVL* colocados 0,4 diâmetros à jusante da linha central do tubo e separados um diâmetro entre eles). Esta posição foi a melhor para todas as razões de aspecto e ângulos de ataque dos geradores de vórtices, coincidindo com os resultados obtidos anteriormente por Sabanai (1996) e Bayón (1996) para trocadores com apenas uma fileira de tubos.

O estudo dos coeficientes locais de transferência de calor mostrou que o efeito de intensificação produzido pelos *GVL* é devido essencialmente ao aumento da transferência de calor na região de recirculação à jusante dos tubos produzida pela ação do vórtice principal e ao incremento na transferência de calor produzido pelo vórtice de canto na vizinhança do gerador de vórtice.

A intensificação da transferência de calor é influenciada fortemente pelo valor do ângulo de ataque do gerador de vórtice. Verificou-se que valores do ângulo de ataque

próximos de $\beta=52,5^\circ$ apresentam os melhores resultados do ponto de vista de intensificação da transferência de calor e que valores maiores de ângulo de ataque acarretam uma diminuição do efeito intensificador da transferência de calor como resultado da dissipação do vórtice principal.

Os resultados de intensificação da transferência de calor como função da razão de aspecto mostram o *GVL* de razão de aspecto $A=1$ como o melhor para promover incrementos na transferência de calor quando comparado com geradores de outras razões de aspecto. Assim, para a melhor posição o gerador de vórtice com $A=1$ apresentou uma intensificação 1,075 vezes maior que o gerador com $A=2$ e 1,04 vezes maior que o gerador de razão de aspecto 1,5.

Verificou-se que os *GVL* colocados na primeira fileira de tubos são os maiores responsáveis pela intensificação da transferência de calor na geometria tubo-aleta. Os *GVL* colocados nas duas fileiras de tubos conseguem valores de intensificação da transferência de calor cerca de 3% maiores que quando colocados *GVL* apenas na primeira fileira de tubos.

A maior influência dos *GVL* sobre a transferência de calor ocorre quando o espaçamento transversal entre tubos é menor e o espaçamento longitudinal é maior.

Os *GVL* incrementam a perda de carga no trocador de calor para a faixa do número de Reynolds investigada. Não obstante, foi verificado que os *GVL* colocados na posição $z_g/D=0,4$ e $s/D=1,0$ diminuem o arrasto sobre o tubo em função de sua atuação sobre o escoamento, direcionando parte do escoamento para a região de recirculação e atrasando o ponto de separação da camada limite. Este efeito é a causa da diminuição do fator de atrito da superfície intensificada com o aumento do número de Reynolds, sendo observado que para valores de $Re \approx 2000-2200$ o fator de atrito da superfície com *GVL*

igualar-se ao fator de atrito da superfície lisa, e que incluso para valores maiores do número de Reynolds o fator de atrito f da superfície com *GVL* consegue ser menor que o f_0 da superfície lisa.

O fator de atrito aumenta com a diminuição da razão de aspecto e com o aumento do ângulo de ataque. Os menores valores do fator de atrito foram encontrados para $A=2$ e $\beta=45^\circ$.

Os *GVL* colocados apenas na primeira fileira apresentam praticamente o mesmo valor do fator de atrito que quando os *GVL* são colocados nas duas fileiras, pois a redução é de apenas 0,2-1,3%.

A razão entre o fator de atrito da superfície com *GVL* e o fator de atrito da superfície lisa varia de forma semelhante à intensificação da transferência de calor quando variados os parâmetros geométricos do trocador de calor, i.e., cresce com o aumento do espaçamento longitudinal e com a diminuição do espaçamento transversal, sendo mais sensível às variações deste último parâmetro.

A análise global da técnica de intensificação da transferência de calor, segundo a Primeira Lei da Termodinâmica, indica que:

1. A utilização de *GVL* colocados nas duas fileiras de tubos para trocadores de calor com duas fileiras de tubos em arranjo alternado é interessante como técnica de intensificação da transferência de calor apenas quando o número de Reynolds é grande ($Re \approx 1000$).
2. A utilização de *GVL* é muito mais eficiente como técnica de intensificação de transferência de calor quando o espaçamento transversal entre tubos é maior.
3. *GVL* nas duas fileiras de tubos são mais promissores para a intensificação da transferência de calor que os *GVL* colocados apenas na primeira fileira de tubos.

4. *GVL* com razão de aspecto $A=2$ e ângulo de ataque $\beta=45^\circ$ apresentam o melhor desempenho intensificação de transferência de calor - perda de carga.

A avaliação da técnica de intensificação a partir da análise da Segunda Lei da Termodinâmica permite concluir que:

1. As superfícies com *GVL* destroem menos exergia que as superfícies lisas ($N_s < 1$) para toda a faixa de número de Reynolds investigada. A técnica atinge o objetivo de intensificar a transferência de calor destruindo menos exergia que a superfície lisa. Apenas as superfícies com *GVL* de maior tamanho ($A=1$) produzem uma destruição de exergia maior em relação à superfície lisa.
2. A destruição de exergia N_s aumenta com o espaçamento longitudinal e também com o espaçamento transversal, embora seja menos sensível às variações deste último parâmetro.
3. As superfícies com *GVL* apenas na primeira fileira destroem mais exergia (1,2% maior) que as superfícies com *GVL* nas duas fileiras.

Da análise global da técnica de intensificação conclui-se pela superioridade do critério de Segunda Lei para a avaliação de superfícies intensificadas, pois esta avalia os dois efeitos, intensificação da transferência de calor e perda de carga, sobre uma base única (*exergia destruída*) fornecendo resultados absolutos e evitando os erros derivados da análise de Primeira Lei, que pondera de igual forma ambos os fenômenos envolvidos.

Os níveis de incertezas dos resultados apresentados foram satisfatórios e demonstram que as técnicas experimentais utilizadas, a técnica de sublimação de naftaleno e a técnica de evaporação (variação dos tons de cor com a mudança da umidade da superfície), são opções viáveis e confiáveis para estudos de transferência de calor através da analogia calor-massa. Não obstante, especial cuidado deve ser tomado

para aplicar a última técnica mencionada, lembrando que a mesma exige uma calibração particular para ser usada.

Os *GVL* não devem ser vistos unicamente como elementos de intensificação da transferência de calor, senão também como possíveis elementos de redução da perda de carga. Estudos futuros deverão visar a determinação da influência dos diferentes parâmetros dos geradores sobre a perda de carga, o que permitirá estabelecer recomendações de aplicação mais completas.

Futuras Pesquisas.

Considerando os resultados deste trabalho, onde foi investigada a influência dos *GVL* em trocadores de calor com tubos circulares em arranjo alternado, no futuro poderia ser de grande interesse:

- 1) Pesquisar o comportamento dos *GVL* em trocadores de calor com tubos circulares em linha, pois considerando a influência que conseguem na região de recirculação, o efeito de intensificação da transferência de calor nesta geometria poderia ser muito interessante.
- 2) Estudar a influência dos *GVL* em trocadores de calor com outros formatos de tubos, por ser uma área praticamente inexplorada.
- 3) Estudar a influência dos *GVL* em combinação com outras técnicas de intensificação da transferência de calor, visando sua aplicação como elementos redutores da perda de carga.

ANEXO A

ANÁLISE DE INCERTEZAS

O objetivo deste anexo é descrever a metodologia utilizada para o cálculo das incertezas das diferentes técnicas experimentais usadas no trabalho.

A análise de incertezas apresentada foi dividida em duas partes: as incertezas na determinação dos coeficientes locais e global de transferência de calor e as incertezas na determinação da arrasto sobre o modelo de trocador de calor.

A.1. Incertezas na determinação dos coeficientes de transferência de calor.

A determinação do coeficiente global de transferência de calor através da técnica de sublimação de naftaleno e dos coeficientes locais através do método de variação da cor constituem métodos indiretos de medição. Portanto a análise de incertezas deve seguir uma metodologia que permita avaliar a propagação dos erros desde as medições primárias até o resultado final. Para esta análise foram utilizadas como referências as normas ANSI-ASME PTC 85 e ISO 5167 (1991).

Ambas as técnicas de medição tem como objetivo determinar o coeficiente de transferência de massa, e expressar o resultado em forma adimensional segundo o número de Stanton de massa ou o número de Sherwood. E assim, por meio da analogia entre a transferência de calor e transferência de massa, obter o número de Stanton de calor ou o número de Nusselt (que descrevem o coeficiente de transferência de calor em forma adimensional).

Para atingir estes objetivos devem ser medidas um conjunto de grandezas, as quais estão contidas nas relações que permitem a determinação de St_m , descritas no

Capítulo 6. A seguir se faz a análise das possíveis fontes de erro de cada uma das grandezas envolvidas mantendo a mesma ordem seguida na metodologia de cálculo dos coeficientes de transferência de calor.

A.1.1. Coeficiente global de transferência de calor.

Incertezas na medição da massa sublimada (Δm).

As fontes de incertezas nesta grandeza estão dadas pela balança utilizada e pela sublimação ocorrida durante o procedimento seguido para a colocação-remoção e a pesagem da placa de naftaleno.

Erro de sistemático da medição de massa ($B_{\Delta m}$). Considerando que a massa da placa de naftaleno é medida antes e depois do teste, cada medição tem um erro de desvio igual ao fundo de escala da balança, que neste caso é 0,1mg.

Lembrando que $\Delta m = m_1 - m_2$, e levando em consideração que as medições são independentes, então o limite de desvio da medição de massa sublimada é:

$$B_{\Delta m} = (B_{m1}^2 + B_{m2}^2)^{1/2} = 0,14mg \quad (\text{A.1})$$

Erro aleatório na medição de massa ($P_{\Delta m}$). Este aparece associado à correção da massa sublimada pelo procedimento de colocação e extração da placa de naftaleno no túnel e o movimento até a balança. O método a desenvolver para sua determinação é o seguinte: repete-se 5 vezes o teste de colocar e extrair a placa, fazendo a medição de massa antes e depois de cada operação. Assim é obtida a correção para cada vez, sendo seu valor médio

$$\overline{\Delta m}_c = \frac{\sum \Delta m_c}{N} \quad \text{onde } N=5 \quad (\text{A.2})$$

Este valor tem um limite de precisão que é igual a:

$$S_{\Delta\bar{m}_c} = \frac{S_{\Delta m_c}}{\sqrt{N}} \quad \text{onde} \quad S_{\Delta m_c} = \left(\frac{\sum (\Delta m_{ci} - \Delta\bar{m}_c)^2}{N-1} \right)^{1/2} \quad (\text{A.3})$$

$$P_{\Delta m_c} = t \cdot S_{\Delta\bar{m}_c} \quad \text{onde } t=2,57 \text{ para um intervalo de confiança de 95 \%}.$$

Incerteza na medição do tempo de teste.

O tempo de teste é medido só uma vez para cada teste, portanto o erro considerado é apenas o erro sistemático devido ao instrumento de medição utilizado (cronômetro). Para o caso considerado $B\tau=1$ s.

Incertezas na medição de temperatura do ar.

A temperatura é medida no túnel, à jusante da seção de testes, sendo o sistema empregado para a medição um termômetro de vidro com erro de desvio $B_T = 0,1$ °C. Erros por radiação ou condução não estão presentes nesta técnica.

Erro aleatório. A temperatura é medida durante o teste a cada dois minutos. O teste tem uma duração aproximada de 30 ou 50 minutos, realizando no mínimo 15-20 medições de temperatura, as quais são processadas obtendo \bar{T} e o limite de precisão $P_T = 2 \cdot S_{\bar{T}}$ (considera-se distribuição normal). Assim:

$$S_T = \frac{\sqrt{\sum (T_i - \bar{T})^2}}{\sqrt{N-1}} \quad \text{e} \quad S_{\bar{T}} = \frac{S_T}{\sqrt{N}} \quad (\text{A.4})$$

Incerteza na determinação da área do naftaleno.

Esta grandeza é determinada indiretamente das medições de largura, comprimento de cada placa e o raio dos tubos. Cada dimensão é medida com paquímetro, apresentando um erro sistemático de 0,1 mm.

A área da placa é dada por $A_n = \frac{1}{4}(S_T \cdot S_L - \pi \frac{D^2}{4})$ para as placas da primeira fileira de tubos. Já para a placa da segunda fileira temos $A_n = \frac{1}{2}(S_T \cdot S_L - \pi \frac{D^2}{4})$.

Segundo a expansão de Taylor o limite de desvio é dado por:

$$B_{A_n} = \sqrt{\left(\frac{\partial A_n}{\partial S_T}\right)^2 B_{S_T}^2 + \left(\frac{\partial A_n}{\partial S_L}\right)^2 B_{S_L}^2 + \left(\frac{\partial A_n}{\partial D}\right)^2 B_D^2} \quad (\text{A.5})$$

Não se considera erro aleatório, devido ao fato de que as grandezas foram medidas várias vezes apresentando uma dispersão desprezível.

Incerteza na determinação da pressão de vapor de naftaleno (p_n).

A pressão de vapor é somente função da temperatura e está dada pela expressão de Ambrose (1975).

O erro sistemático pode ser calculado como:

$$B_{p_n} = \sqrt{\left(\frac{\partial p_n}{\partial T}\right)^2 B_T^2 + B_{corr}^2} \quad (\text{A.6})$$

sendo: $B_{corr} = 3,0\%$, o erro sistemático associado à correlação da pressão de vapor de naftaleno.

B_T , o limite de desvio da temperatura calculado antes.

O termo $\frac{\partial p_n}{\partial T}$ é função de T pelo que deve ser calculado para o valor médio da temperatura em cada teste.

A estimativa do erro aleatório é determinada pela propagação do limite precisão da temperatura na pressão de vapor, isto é:

$$P_{\rho_n} = \sqrt{\left(\frac{\partial \rho_n}{\partial T}\right)^2} P_T^2 \quad (\text{A.7})$$

Incerteza na determinação da diferença média logarítmica da concentração de vapor de naftaleno $(\Delta\rho_n)_m$.

A diferença média logarítmica da concentração de vapor é função da concentração de vapor sobre a superfície $\rho_{n,w}$ e a concentração de vapor no escoamento de ar na entrada $\rho_{n,\alpha x=0}$ e na saída $\rho_{n,\alpha x=L}$ do volume de controle analisado.

A incerteza de $(\Delta\rho_n)_m$ será dada por:

$$U_{(\Delta\rho_n)_m} = \sqrt{\left(\frac{\partial(\Delta\rho_n)_m}{\partial\rho_{n,w}}\right)^2 U_{\rho_{n,w}}^2 + \left(\frac{\partial(\Delta\rho_n)_m}{\partial\rho_{n,\alpha x=L}}\right)^2 U_{\rho_{n,\alpha x=L}}^2} \quad (\text{A.8})$$

Sendo que a incerteza da concentração de vapor sobre a superfície é dada como função das incertezas na pressão do vapor e na temperatura da superfície do naftaleno:

$$U_{\rho_{n,w}} = \sqrt{\left(\frac{\partial\rho_{n,w}}{\partial T}\right)^2 U_T^2 + \left(\frac{\partial\rho_{n,w}}{\partial p_n}\right)^2 U_{p_n}^2} \quad (\text{A.9})$$

As incertezas da concentração de vapor no ar são dadas pelas incertezas do fluxo de massa de naftaleno e da vazão de ar (que ainda deve ser determinada), i.e.:

$$U_{\rho_{n,\alpha x=L}} = \sqrt{\left(\frac{\partial\rho_{n,\alpha x=L}}{\partial\Delta m}\right)^2 U_{\Delta m}^2 + \left(\frac{\partial\rho_{n,\alpha x=L}}{\partial\tau}\right)^2 U_{\tau}^2 + \left(\frac{\partial\rho_{n,\alpha x=L}}{\partial\dot{V}}\right)^2 U_{\dot{V}}^2} \quad (\text{A.10})$$

Incerteza na determinação do coeficiente de transferência de massa.

O coeficiente de transferência de massa é calculado segundo a expressão:

$$\bar{h}_m = \frac{\Delta m}{\tau A_n (\Delta\rho_n)_m}$$

portanto a incerteza no coeficiente de transferência obtém-se da propagação dos erros de cada uma das grandezas que o determinam, i.e.:

$$U_{\bar{h}_m} = \sqrt{\left(\frac{\partial \bar{h}_m}{\partial \Delta m}\right)^2 U_{\Delta m}^2 + \left(\frac{\partial \bar{h}_m}{\partial A_n}\right)^2 B_{A_n}^2 + \left(\frac{\partial \bar{h}_m}{\partial (\Delta \rho_n)_m}\right)^2 U_{(\Delta \rho_n)_m}^2 + \left(\frac{\partial \bar{h}_m}{\partial \tau}\right)^2 U_{\tau}^2}$$

(A.11)

com os valores de cada uma das grandezas são avaliadas as derivadas, sendo que a maior sensibilidade é obtida para o termo correspondente à massa. Mas como os limites de desvio e de precisão em Δm são pequenos, na realidade o valor da incerteza no coeficiente de transferência é determinada pela incerteza na pressão de vapor de naftaleno.

Incerteza na medição da vazão de ar.

A vazão mássica de ar é medida por um medidor de emissão de vórtices, sendo que as incertezas na medição são determinadas pelo desvio sistemático do aparelho que é da ordem de $U_{\dot{m}_a} = B_{\dot{m}_a} = 1\%$.

Incerteza na densidade do ar.

A densidade do ar úmido é determinada segundo a expressão:

$$\rho_a = \frac{pM_{as} - p_v(M_{as} - M_v)}{R.T_{b,s}}$$

Isto significa que a densidade é função da pressão barométrica (p) e das temperaturas de bulbo seco ($T_{b,s}$) e de bulbo úmido ($T_{b,u}$), e portanto a incerteza da ρ_a fica determinada pelos erros sistemático e aleatórios de cada uma destas grandezas.

Neste caso, a propagação de erros é dada através de um conjunto de relações psicrométricas muito extensas (Simões, 1995).

É necessário esclarecer que:

. para a medição das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido são usados termômetros com desvios de $0,1^\circ\text{C}$.

para a medição da pressão atmosférica é utilizado um barômetro com um erro de 0,5 mm de Hg, que é adotado como limite de desvio desta grandeza.

Incerteza na determinação da velocidade do ar.

A velocidade média (u) na seção de testes é dada por: $u = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a \cdot A_{ST}}$

O limite de desvio da velocidade será

$$B_u = \sqrt{\left(\frac{\partial u}{\partial \dot{m}_a}\right)^2 B_{\dot{m}_a}^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial \rho_a}\right)^2 B_{\rho_a}^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial A_{ST}}\right)^2 B_{A_{ST}}^2} \quad (\text{A.12})$$

Nesta expressão todos os termos tem sido calculados antes com exceção dos desvios da área da seção de testes. O desvio sistemático da área da seção de testes é determinado pelos desvios das dimensões envolvidas, ou seja, largura e altura da mesma, pelo diâmetro do tubo e a espessura das aletas que formam o modelo.

O limite de precisão da velocidade é:

$$P_u = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{\partial u}{\partial \dot{m}_a}\right)^2 S_{\dot{m}_a}^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial \rho_a}\right)^2 S_{\rho_a}^2} \quad (\text{A.13})$$

Aqui tem sido considerado que $S_{A_{ST}} = 0$.

A incerteza na velocidade fica da seguinte forma:

$$U_u = \sqrt{B_u^2 + P_u^2} \quad (\text{A.14})$$

Incerteza na determinação do número de Stanton médio de massa.

O número de Stanton de massa depende do coeficiente de transferência de massa e da velocidade do ar segundo a expressão:

$$\bar{St} = \frac{\bar{h}_m}{u}$$

Portanto, a incerteza na sua determinação é dada pela propagação das incertezas de \bar{h}_m e u , como mostrado a seguir:

$$U_{\bar{St}_m} = \sqrt{\left(\frac{\partial \bar{St}_m}{\partial \bar{h}_m}\right)^2 U_{\bar{h}_m}^2 + \left(\frac{\partial \bar{St}_m}{\partial u}\right)^2 U_u^2} \quad (\text{A.15})$$

Incerteza na determinação do número de Stanton médio de calor.

De acordo com os resultados da analogia entre a transferência de calor e de massa

$$\bar{St}_c = \bar{St}_m \cdot \left(\frac{Sc}{Pr}\right)^{2/3}$$

ou seja, a incerteza do número de Stanton médio de calor é determinada pelas incertezas dos números de Prandtl, Schmidt e Stanton de massa, portanto:

$$\frac{U_{\bar{St}_c}}{\bar{St}_c} = \sqrt{\left(\frac{U_{\bar{St}_m}}{\bar{St}_m}\right)^2 + \left(\frac{2}{3}\right)^2 \left(\frac{U_{Sc}}{Sc}\right)^2 + \left(\frac{2}{3}\right)^2 \left(\frac{U_{Pr}}{Pr}\right)^2} \quad (\text{A.16})$$

sendo:

$$\frac{U_{Sc}}{Sc} = 3,0\%, \text{ determinada a partir da correlação de Cho (1992) e } \frac{U_{Pr}}{Pr} = 1\%.$$

A.1.2. Coeficiente local de transferência de calor.

Seguindo a mesma ordem estabelecida na metodologia para o cálculo dos coeficientes locais de transferência de massa correspondente ao método de variação da cor a análise das incertezas deve-se iniciar pela massa evaporada localmente.

Incerteza na medição da massa evaporada localmente (δm_i).

Lembrando que: $\delta m_i = \frac{C}{N} \delta c_i$ e levando em consideração que as medições de cor

inicial e final são independentes, então a incerteza na medição da água evaporada é:

$$U_{\delta m_i} = (U_C^2 + U_{c_{fi}}^2 + U_{c_{ii}}^2)^{1/2} \quad (\text{A.17})$$

A incerteza do coeficiente C foi calculada no Capítulo 6; $U_C=3,77\%$ e a incerteza no valor associado à cor de cada ponto U_{c_i} foi estimada em 2%. Assim, a incerteza na massa de água evaporada no ponto é $U_{\delta m_i}=4,5\%$.

Incerteza na determinação do fluxo local de massa evaporada (\dot{m}).

O fluxo local de massa é função da evaporação local δm_i , do tempo de teste τ e da área associada ao ponto, portanto

$$U_{\dot{m}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial \delta m_i}\right)^2 U_{\delta m_i}^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial \tau}\right)^2 U_{\tau}^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial A_i}\right)^2 U_{A_i}^2} \quad (\text{A.18})$$

Note que na expressão anterior a incerteza do fluxo fica determinada totalmente pela evaporação local, pois a incerteza na medição do tempo e da área são muito pequenas quando comparadas $U_{\delta m_i}$ ($U_{\delta m_i}$ é aproximadamente 20-30 vezes maior que U_{τ} e U_{A_i}).

Incerteza na determinação do coeficiente local de transferência de massa.

Lembrando que o coeficiente local de transferência de massa é calculado como:

$$h_m = \frac{\dot{m}}{\rho_{a,w} - \rho_{a,\infty}}$$

então a incerteza pode ser achada pela propagação das incertezas de cada termo:

$$U_{h_m} = \sqrt{\left(\frac{\partial h_m}{\partial \dot{m}}\right)^2 U_{\dot{m}}^2 + \left(\frac{\partial h_m}{\partial \rho_{a,w}}\right)^2 U_{\rho_{a,w}}^2 + \left(\frac{\partial h_m}{\partial \rho_{a,\infty x}}\right)^2 U_{\rho_{a,\infty x}}^2} \quad (\text{A.19})$$

A incerteza correspondente à concentração de vapor na parede $\rho_{a,w}$ é calculada em função da incerteza da pressão de saturação do vapor d'água e da temperatura da parede da aleta (analogamente a A.9). A incerteza em $\rho_{a,\infty x}$ é calculada em função da incerteza da vazão de ar e do fluxo de massa (analogamente a A.10) adicionando a incerteza da concentração de vapor que chega à seção de testes.

Incerteza na determinação do número de Stanton local de massa.

Lembrando que a expressão é a mesma para o cálculo do número de Stanton global e o número de Stanton local, mudando apenas o coeficiente global de transferência de massa pelo coeficiente local, então a incerteza para este caso será dada por:

$$U_{St_m} = \sqrt{\left(\frac{\partial St_m}{\partial h_m}\right)^2 U_{h_m}^2 + \left(\frac{\partial St_m}{\partial u}\right)^2 U_u^2} \quad (\text{A.20})$$

A incerteza na velocidade do ar (u) é a mesma que a calculada para os testes globais.

Incerteza na determinação do número de Stanton local de calor.

Aqui se repete o procedimento usado no caso do número de Stanton médio de calor, reduzindo-se o problema a substituir na expressão a incerteza de St_m no lugar da incerteza de \bar{St}_m e colocar a incerteza do número de Schmidt para vapor de água no lugar de naftaleno ($U_{Sc}=2,7\%$).

A.2. Incertezas na determinação do arrasto.

Na determinação da força de arrasto produzida pela introdução dos geradores de vórtices na geometria tubo-aleta estão presentes tanto erros de tipo sistemáticos como erros aleatórios.

Os desvios sistemáticos são caracterizados pelo fundo de escala da balança utilizada, neste caso $B_{Fb}=0,1$ mg. Lembrando que para determinar o arrasto são necessárias medições para o modelo sem geradores (D) e outras para o modelo com geradores (D_{GV}) e que todas as medições são eventos independentes, então chega-se à conclusão que o limite de desvio na força de arrasto será:

$$B_{\Delta D_{GV}} = (B_{D_{GV}}^2 + B_D^2)^{1/2} \quad (\text{A.21})$$

O desvio da força de arrasto para o modelo sem geradores é calculado como:

$$B_D = \sqrt{\left(\frac{\partial D}{\partial F_{b1}}\right)^2 B_{Fb1}^2 + \left(\frac{\partial D}{\partial F_{b2}}\right)^2 B_{Fb2}^2} \quad (\text{A.22})$$

e o desvio da força de arrasto para o modelo com geradores é dado por:

$$B_{D_{GV}} = \sqrt{\left(\frac{\partial D_{GV}}{\partial F_{b3}}\right)^2 B_{Fb3}^2 + \left(\frac{\partial D_{GV}}{\partial F_{b4}}\right)^2 B_{Fb4}^2} \quad (\text{A.23})$$

As forças F_{b1} , F_{b2} , F_{b3} e F_{b4} são os valores lidos pela balança em cada caso.

Os erros aleatórios na medição do arrasto são produzidos pelas oscilações na leitura da balança, devido às oscilações do modelo dentro do túnel. Por esta razão os dados de força são coletados por um computador conectado à balança, que registra 50 valores de força com intervalos entre leituras de 5 s. Processando os dados se determina o valor médio de cada força:

$$\bar{F}_b = \frac{\sum F_{bi}}{N} \quad \text{onde } N=50 \quad (\text{A.24})$$

Este valor tem um limite de precisão que é igual

$$S_{\bar{F}_b} = \frac{S_{F_b}}{\sqrt{N}} \quad \text{onde} \quad S_{F_b} = \left(\frac{\sum (F_{bi} - \bar{F}_b)^2}{N-1} \right)^{1/2} \quad (\text{A.25})$$

Assim o limite de precisão do arrasto total é:

$$S_{\Delta D_{GV}} = \sqrt{\left(\frac{\partial D}{\partial F_{b1}} \right)^2 S_{F_{b1}}^2 + \left(\frac{\partial D}{\partial F_{b2}} \right)^2 S_{F_{b2}}^2 + \left(\frac{\partial D_{GV}}{\partial F_{b3}} \right)^2 S_{F_{b3}}^2 + \left(\frac{\partial D_{GV}}{\partial F_{b4}} \right)^2 S_{F_{b4}}^2} \quad (\text{A.26})$$

$$P_{\Delta D_{GV}} = 2S_{\Delta D_{GV}} \quad (95\% \text{ de intervalo de confiança})$$

A incerteza total do arrasto será:

$$U_{\Delta D_{GV}} = \left(B_{\Delta D_{GV}}^2 + P_{\Delta D_{GV}}^2 \right)^{1/2} \quad (\text{A.27})$$

ANEXO B

GRÁFICOS DO FATOR DE ATRITO PARA MODELOS DE TROCADOR DE CALOR TUBO-ALETA LISA

Os gráficos apresentados a seguir foram obtidos utilizando a técnica experimental de medição da força de arrasto para geometrias tubo-aleta lisa.

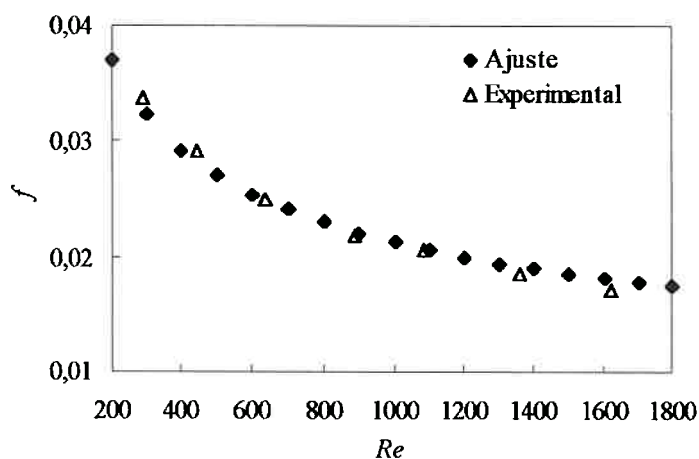


Figura B.1. Fator de atrito versus número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,5$; $S_L/D=1,5$)

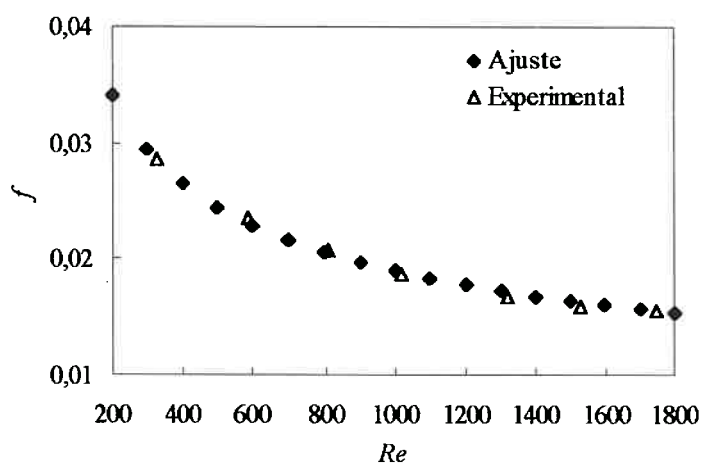


Figura B.2. Fator de atrito versus número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,5$; $S_L/D=1,75$)

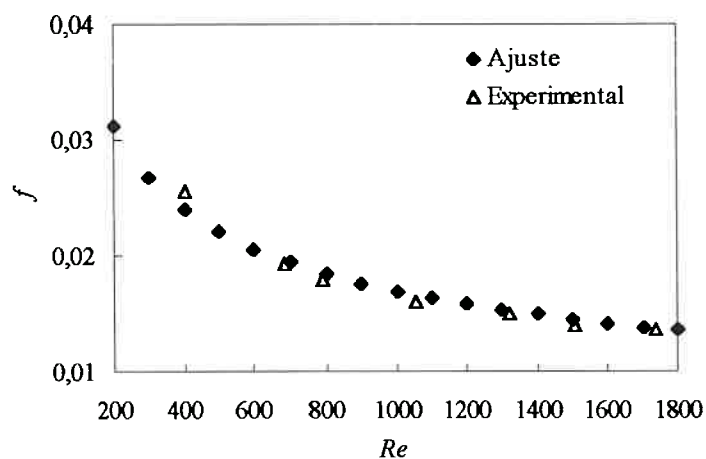


Figura B.3. Fator de atrito versus número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,5$; $S_L/D=2,0$)

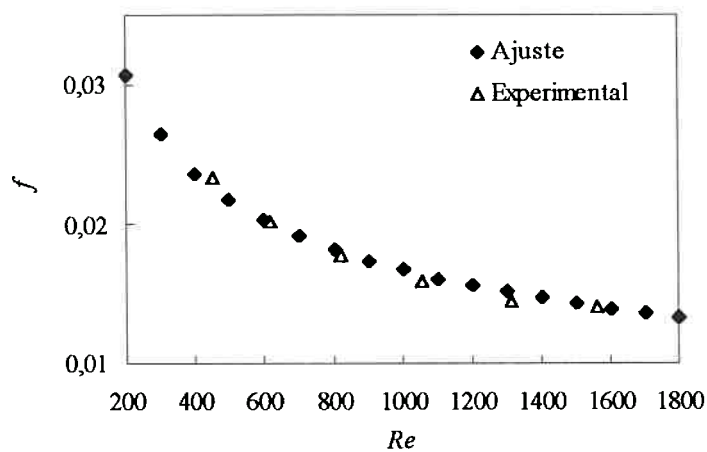


Figura B.4. Fator de atrito versus número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,5$; $S_L/D=2,25$)

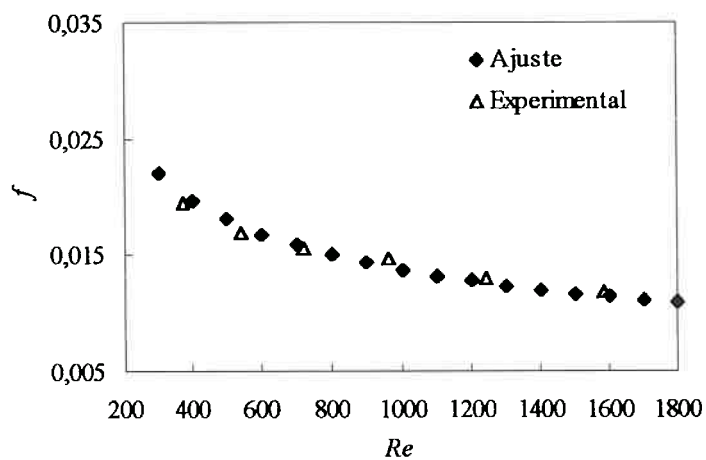


Figura B.5. Fator de atrito versus número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,5$; $S_L/D=2,5$)

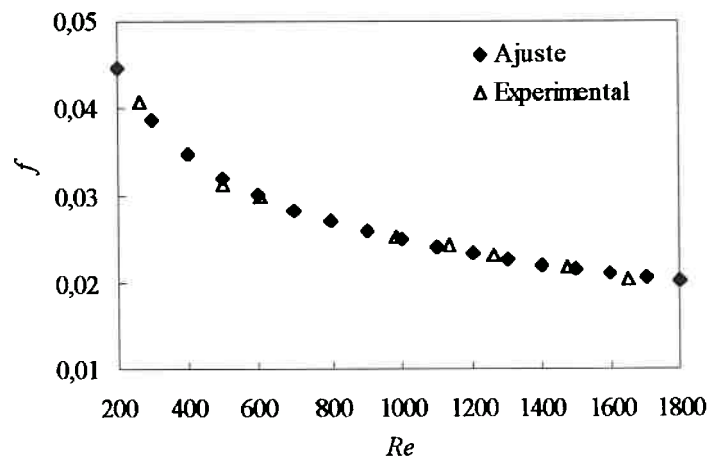


Figura B.6. Fator de atrito versus número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,75$; $S_L/D=1,5$)

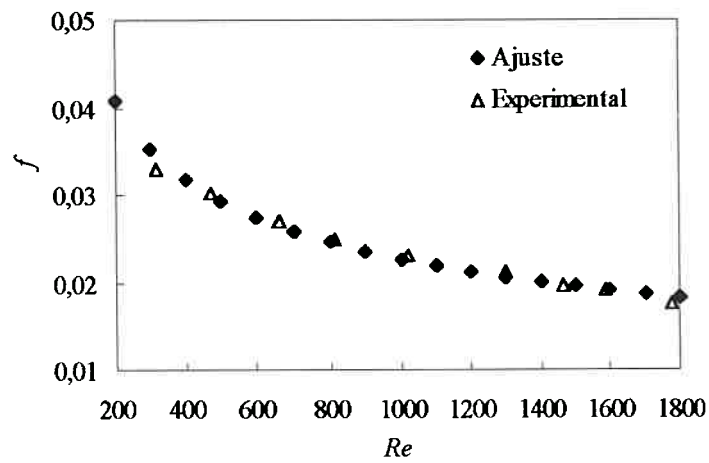


Figura B.7. Fator de atrito versus número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,75$; $S_L/D=1,75$)

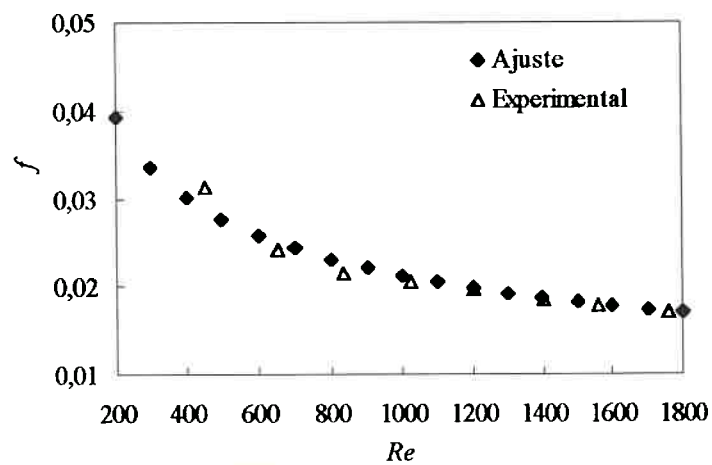


Figura B.8. Fator de atrito versus número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,75$; $S_L/D=2,0$)

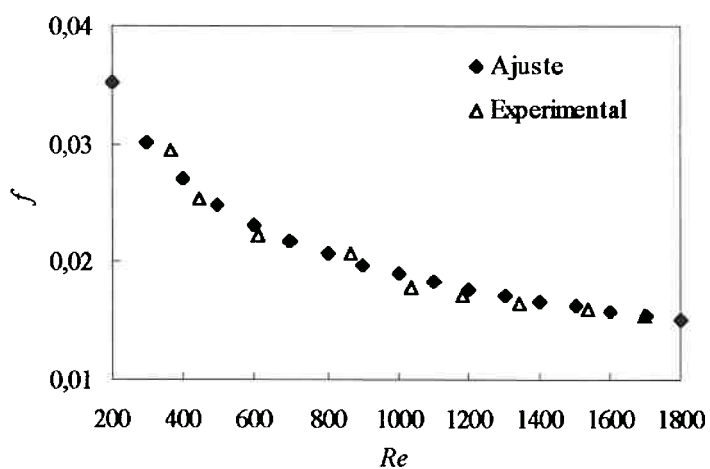


Figura B.9. Fator de atrito versus número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,75$; $S_L/D=2,25$)

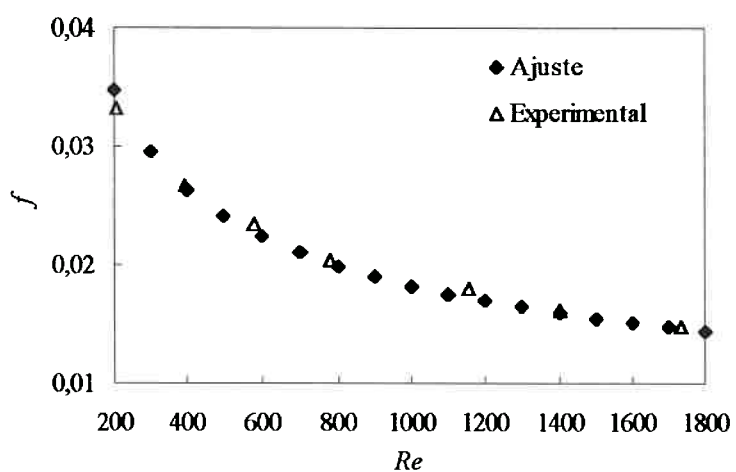


Figura B.10. Fator de atrito versus número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,75$; $S_L/D=2,5$)

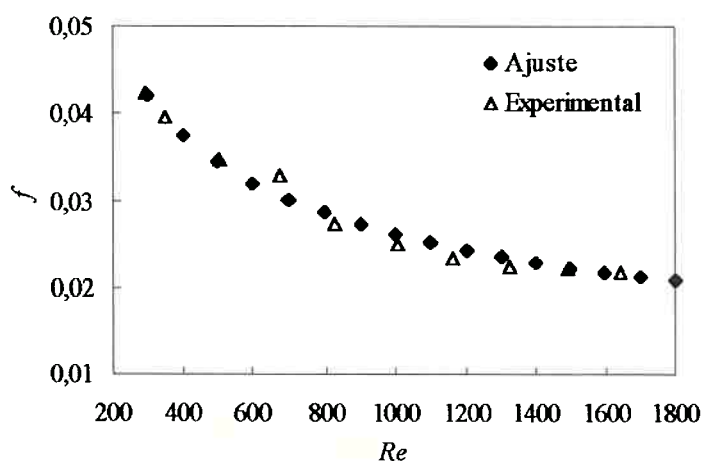


Figura B.11. Fator de atrito versus número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,0$; $S_L/D=1,5$)

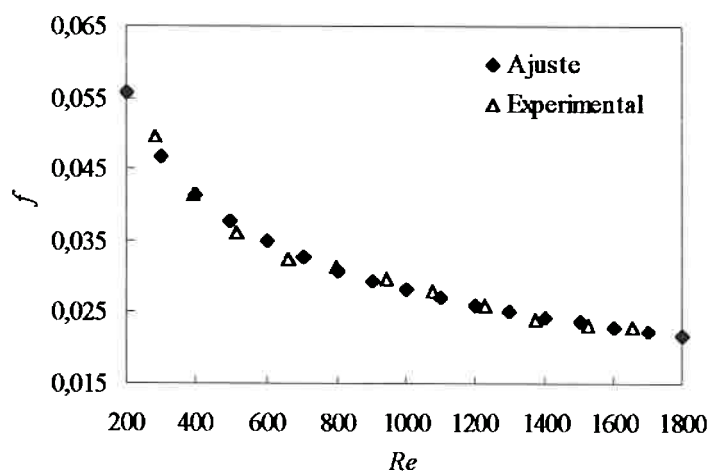


Figura B.12. Fator de atrito versus número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,25$; $S_L/D=1,5$)

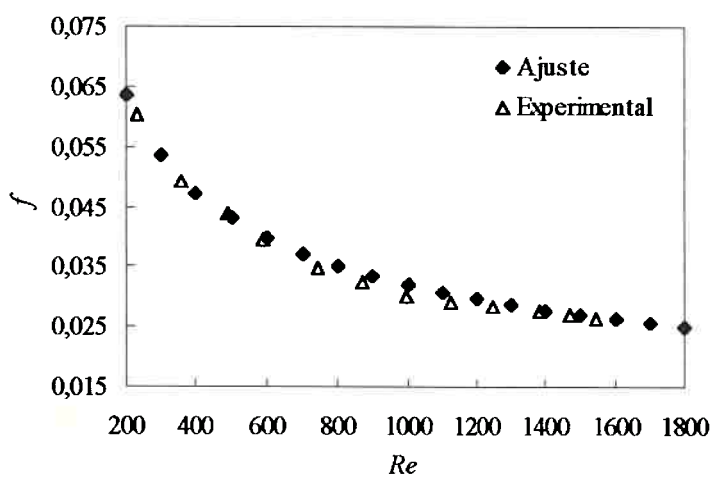


Figura B.13. Fator de atrito versus número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,5$; $S_L/D=1,5$)

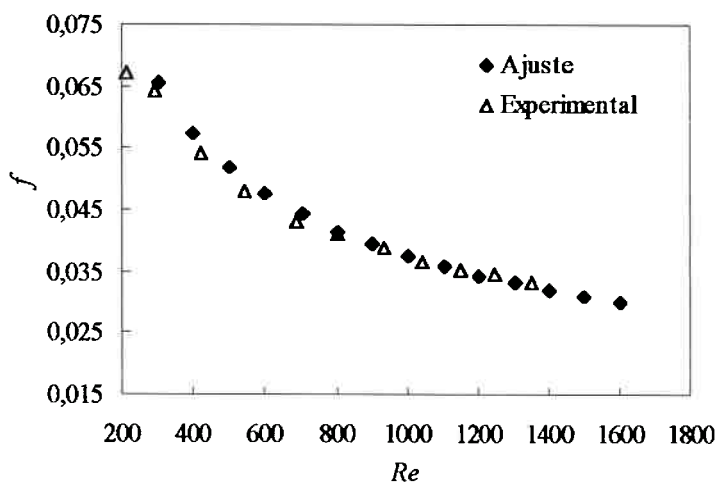


Figura B.14. Fator de atrito versus número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,75$; $S_L/D=1,5$)

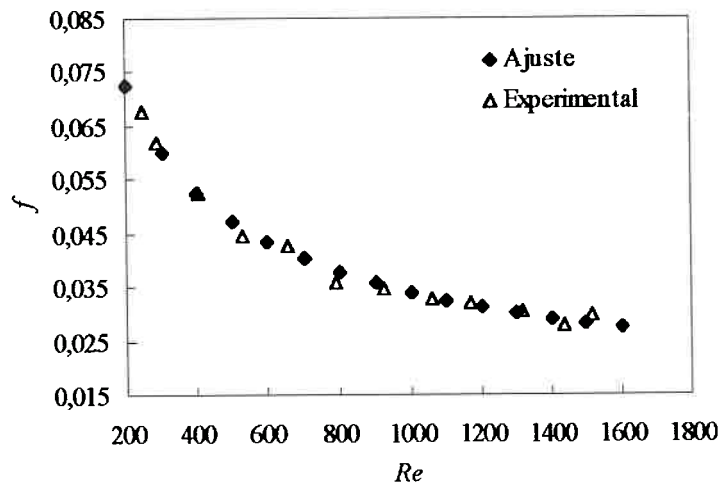


Figura B.15. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,75$; $S_L/D=1,75$)

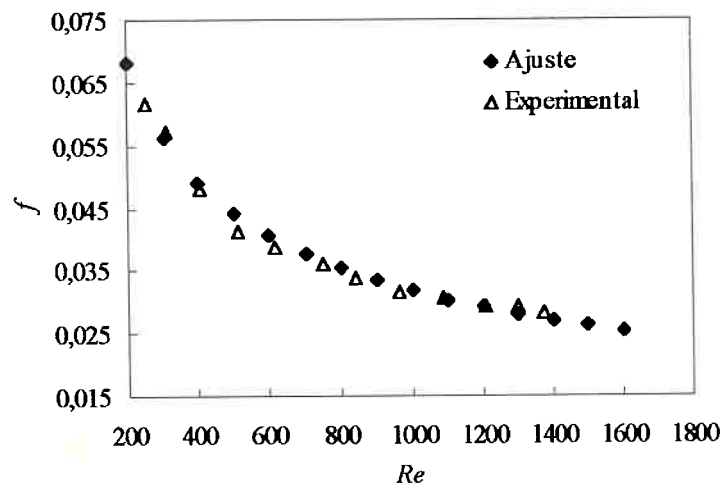


Figura B.16. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,75$; $S_L/D=2,00$)

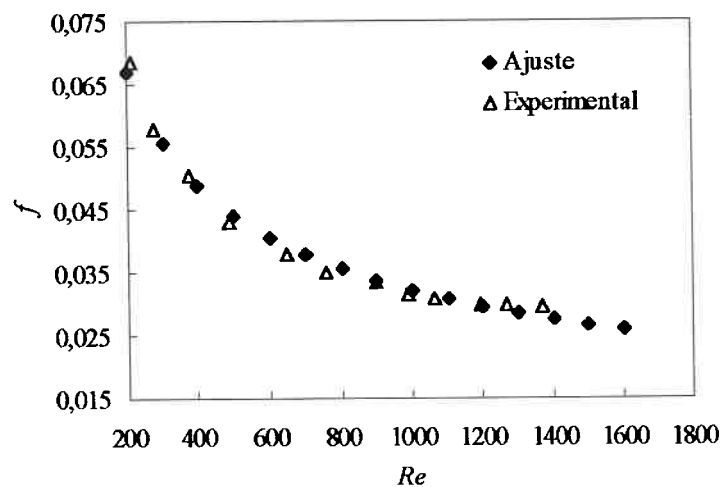


Figura B.17. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,75$; $S_L/D=2,25$)

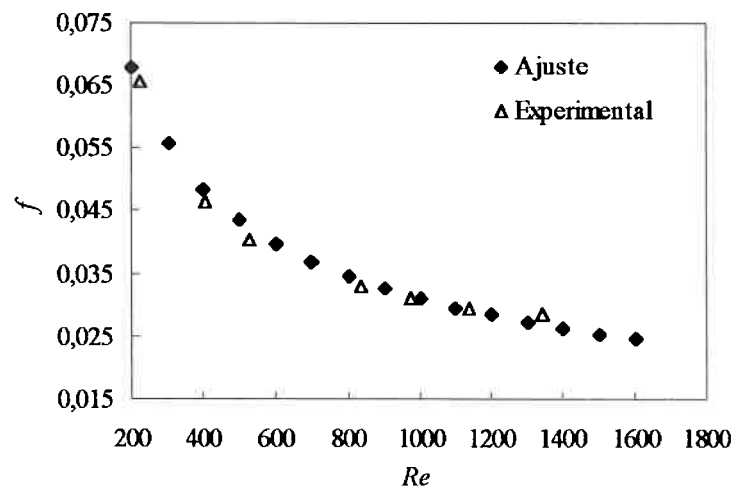


Figura B.18. Fator de atrito versus número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,75$; $S_L/D=2,5$)

ANEXO C

CURVAS DO FATOR DE ATRITO DAS SUPERFÍCIES COM GERADORES DE VÓRTICES

Geradores de vórtices com razão de aspecto $A=2$ e $\beta=45^\circ$.

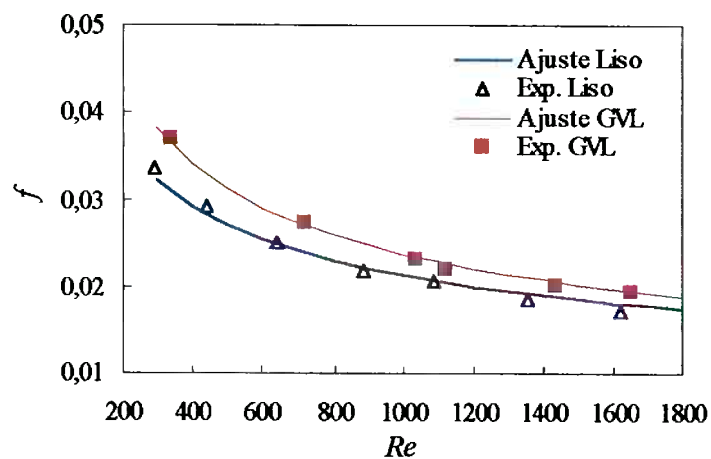


Figura C.1. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,5$; $S_L/D=1,5$) sem e com *GVL* ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

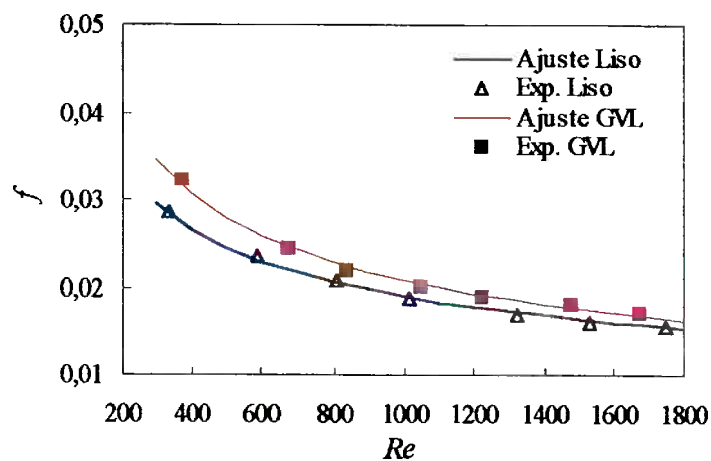


Figura C.2. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,5$; $S_L/D=1,75$) sem e com *GVL* ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

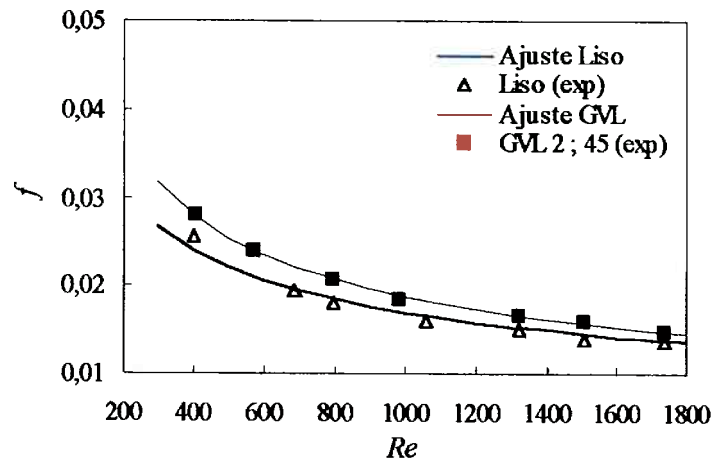


Figura C.3. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,5$; $S_L/D=2,0$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

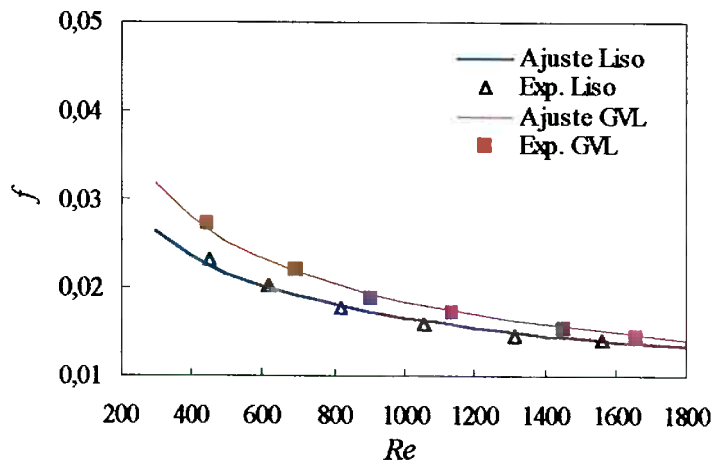


Figura C.4. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,5$; $S_L/D=2,25$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

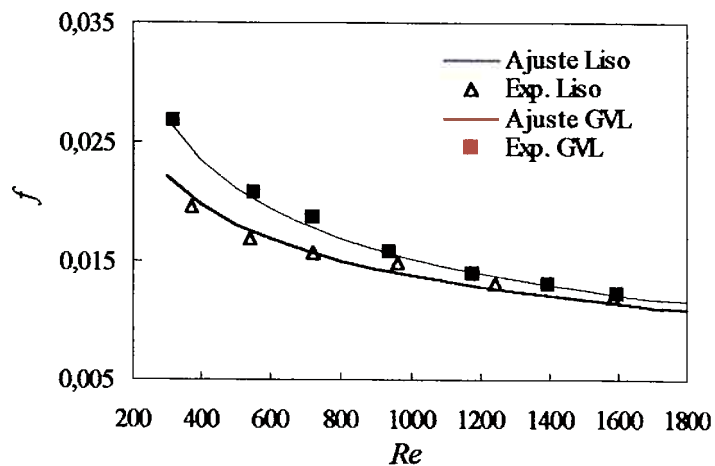


Figura C.5. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,5$; $S_L/D=2,5$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

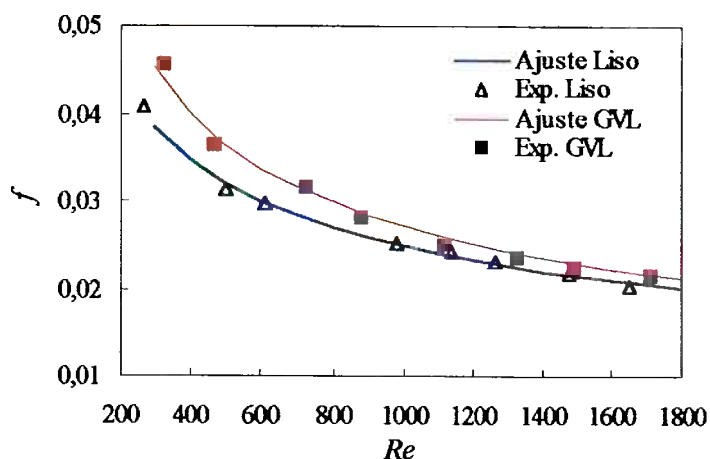


Figura C.6. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,75$; $S_L/D=1,5$) sem e com *GVL* ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

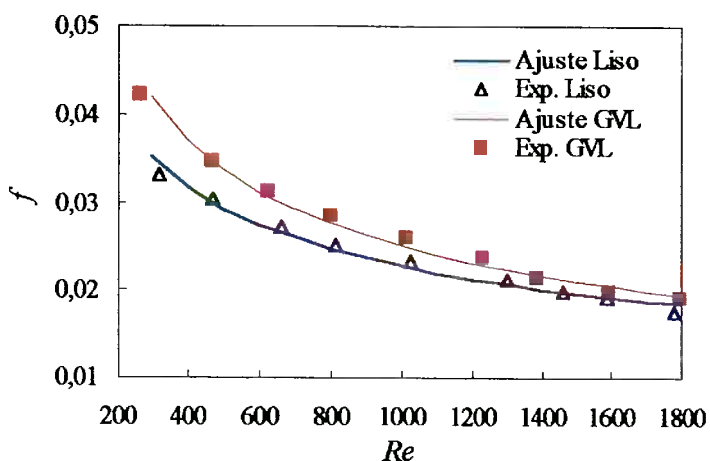


Figura C.7. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,75$; $S_L/D=1,75$) sem e com *GVL* ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

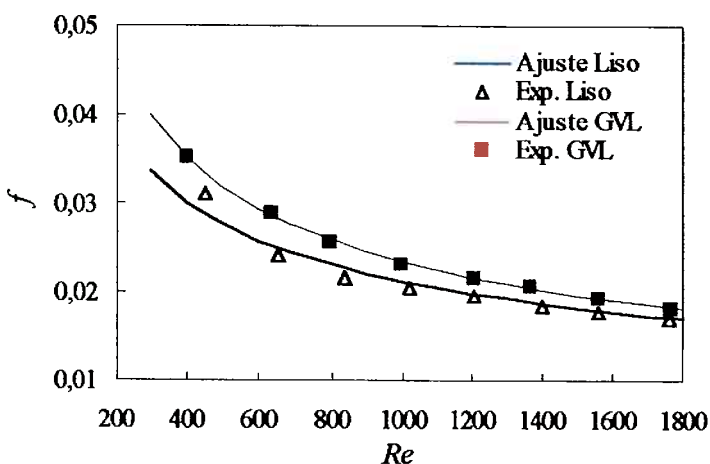


Figura C.8. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,75$; $S_L/D=2,0$) sem e com *GVL* ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

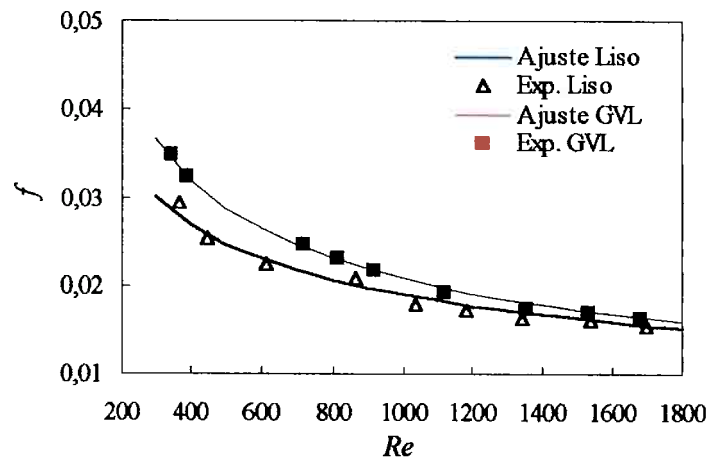


Figura C.9. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,75$; $S_L/D=2,25$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

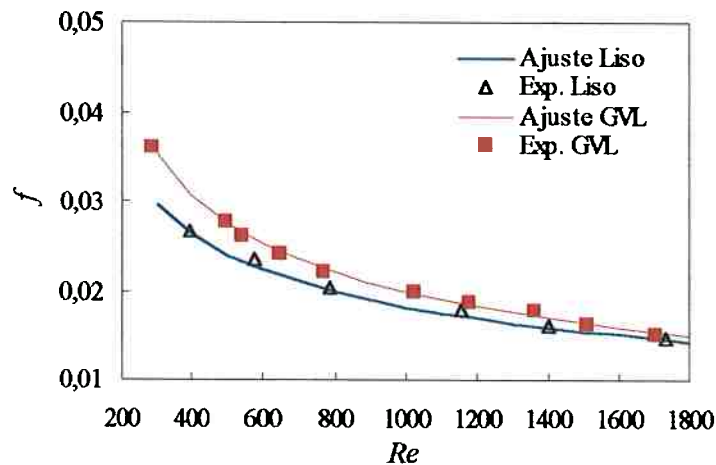


Figura C.10. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,75$; $S_L/D=2,5$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

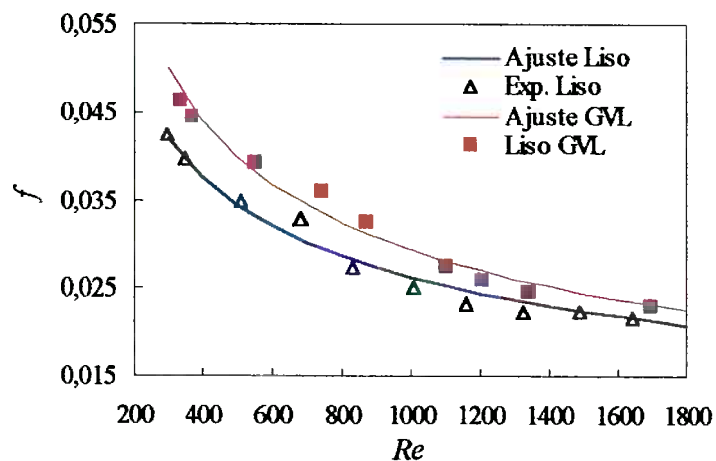


Figura C.11. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,0$; $S_L/D=1,5$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

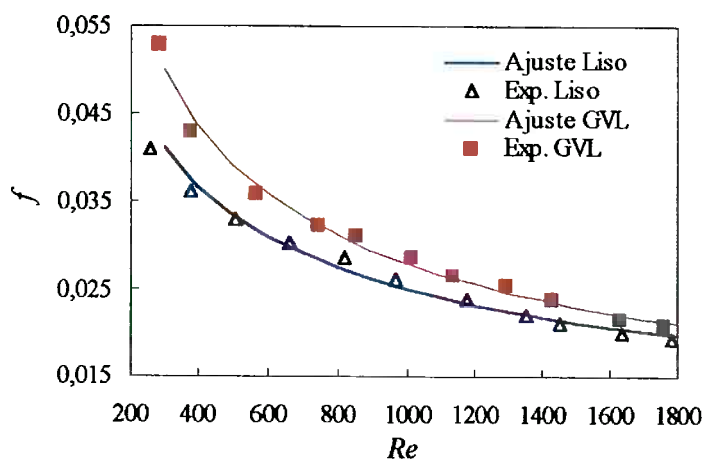


Figura C.12. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,0$; $S_L/D=1,75$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

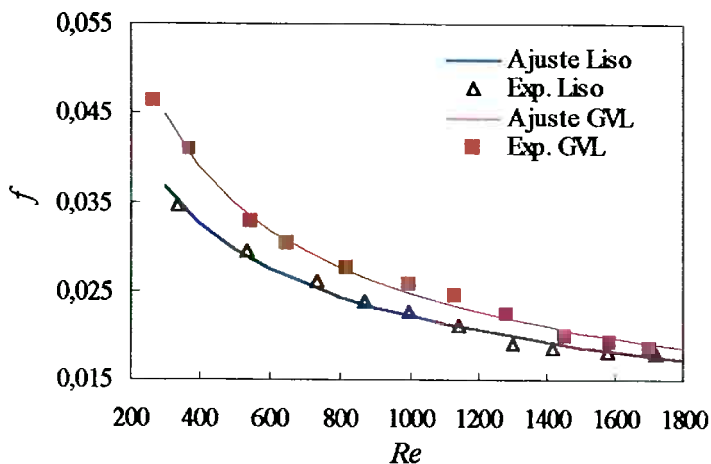


Figura C.13. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,0$; $S_L/D=2,0$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

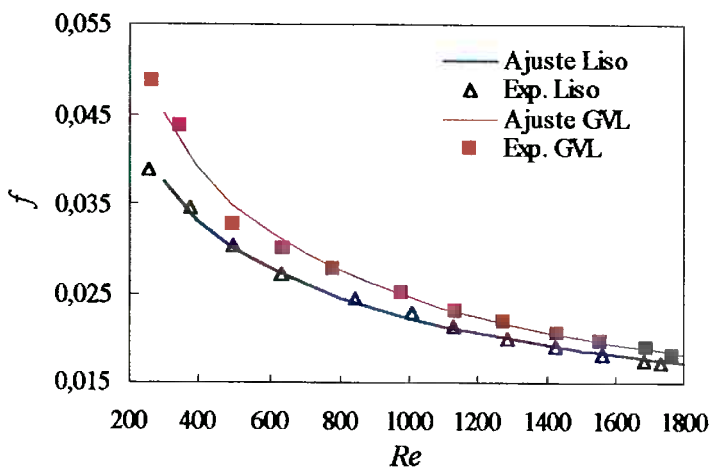


Figura C.14. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,0$; $S_L/D=2,25$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

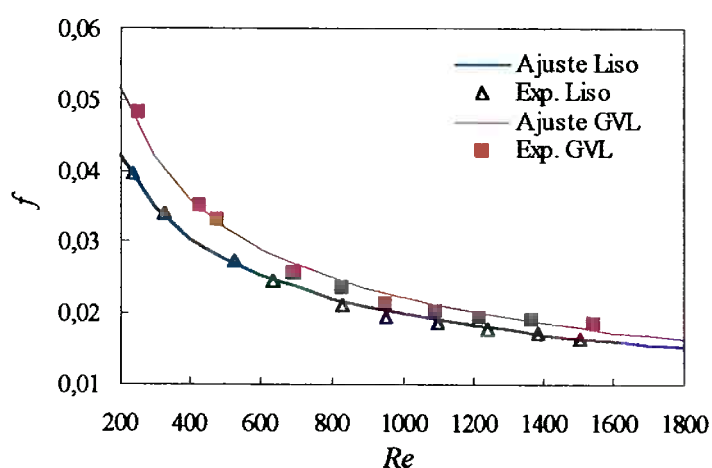


Figura C.15. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,0$; $S_L/D=2,5$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

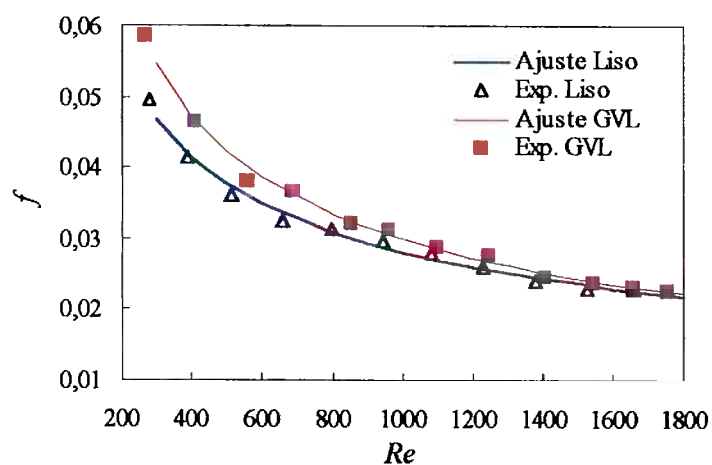


Figura C.16. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,25$; $S_L/D=1,5$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

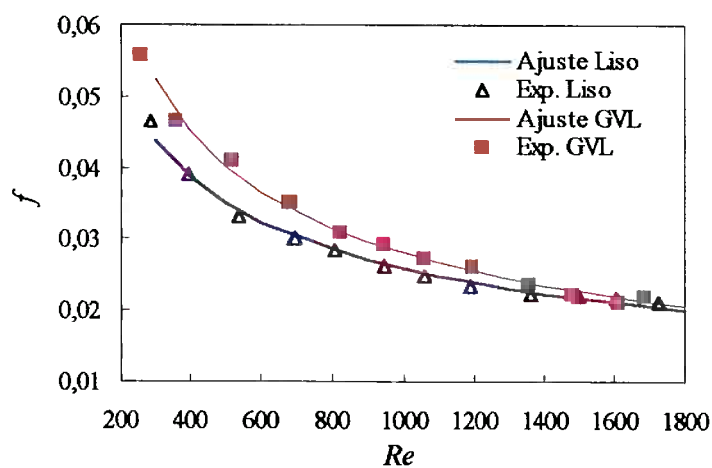


Figura C.17. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,25$; $S_L/D=1,75$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

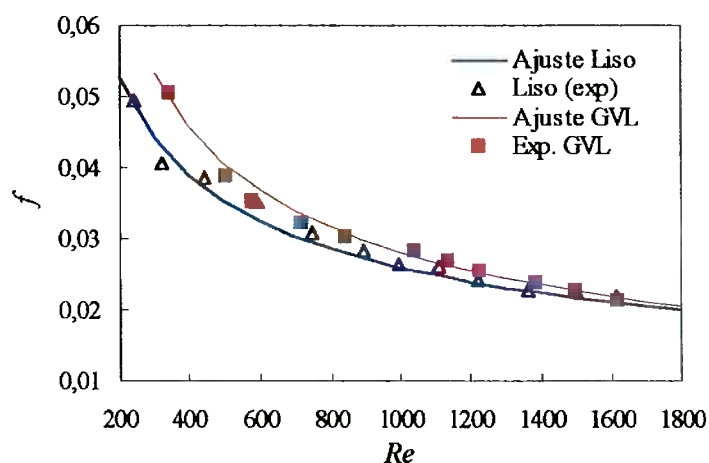


Figura C.18. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,25$; $S_L/D=2,0$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

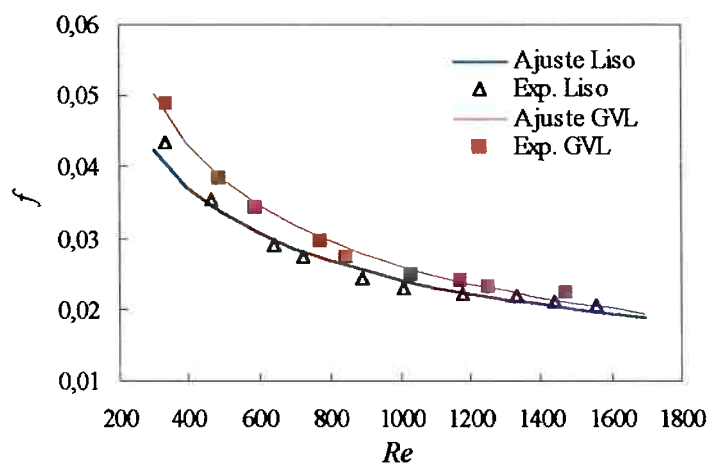


Figura C.19. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,25$; $S_L/D=2,25$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

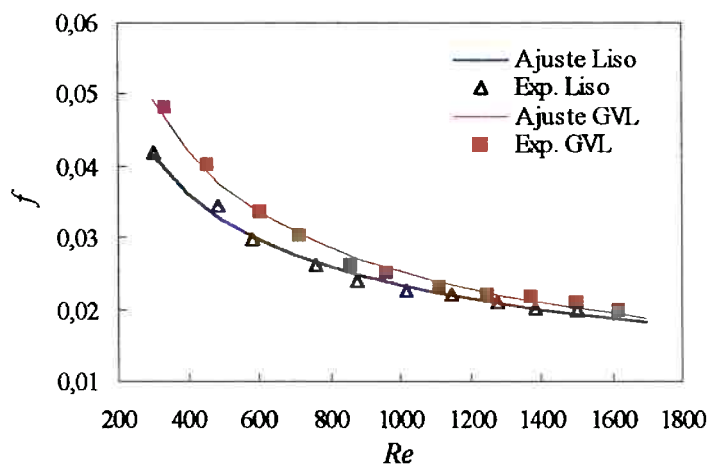


Figura C.20. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,25$; $S_L/D=2,5$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

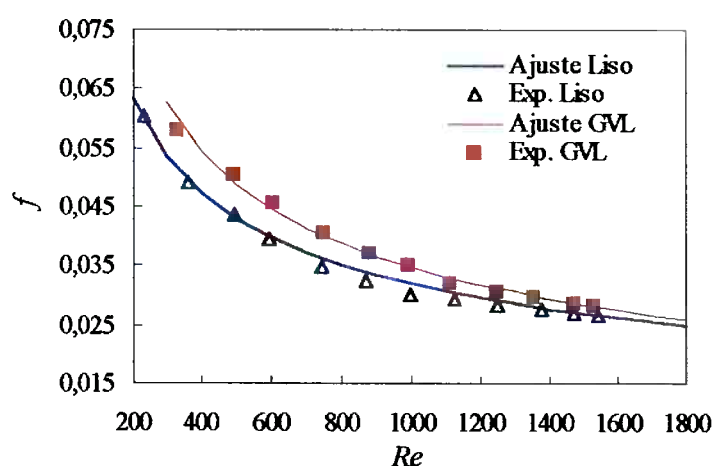


Figura C.21. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,5$; $S_L/D=1,5$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

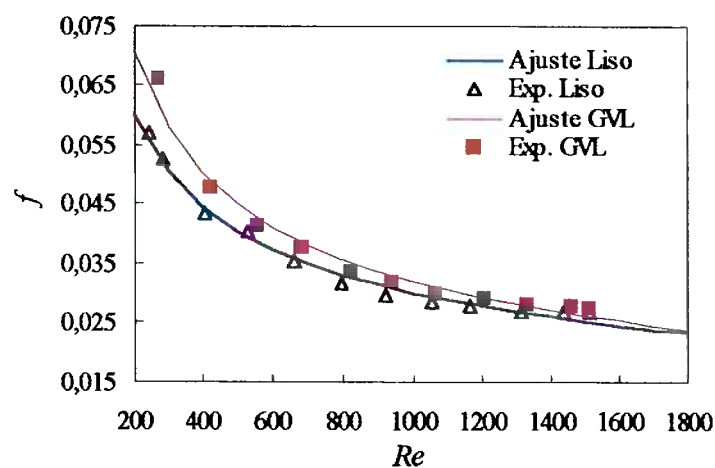


Figura C.22. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,5$; $S_L/D=1,75$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

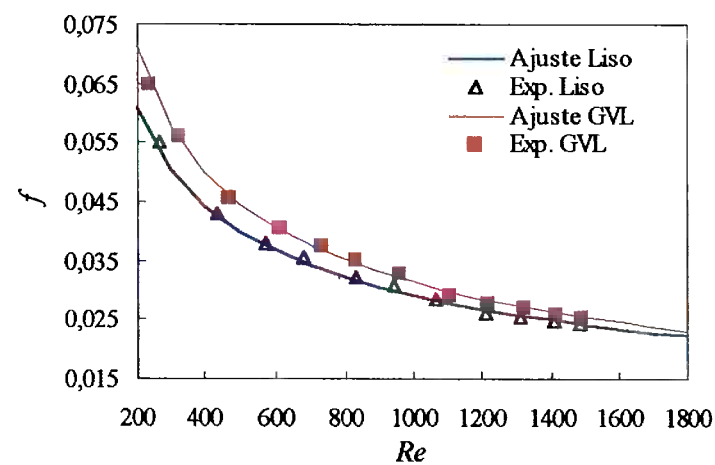


Figura C.23. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,5$; $S_L/D=2,0$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

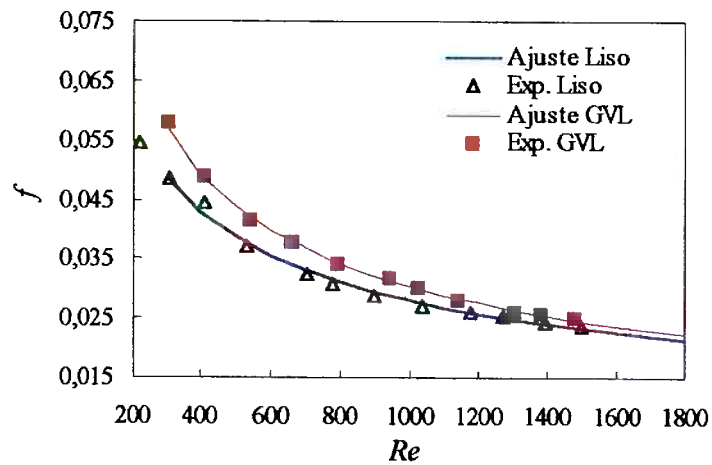


Figura C.24. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,5$; $S_L/D=2,25$) sem e com *GVL* ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

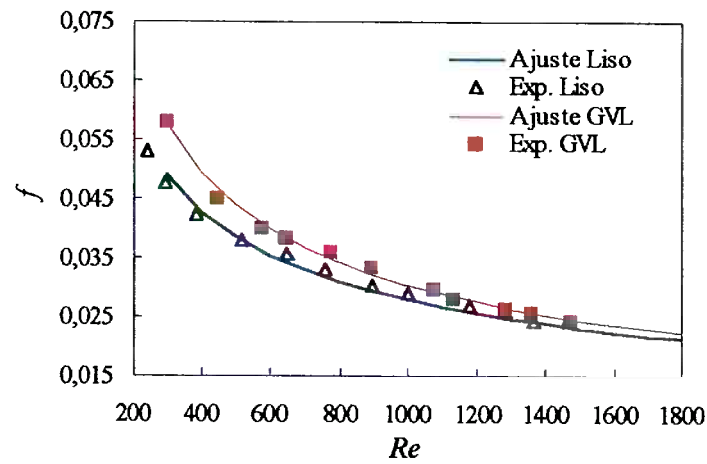


Figura C.25. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,5$; $S_L/D=2,5$) sem e com *GVL* ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

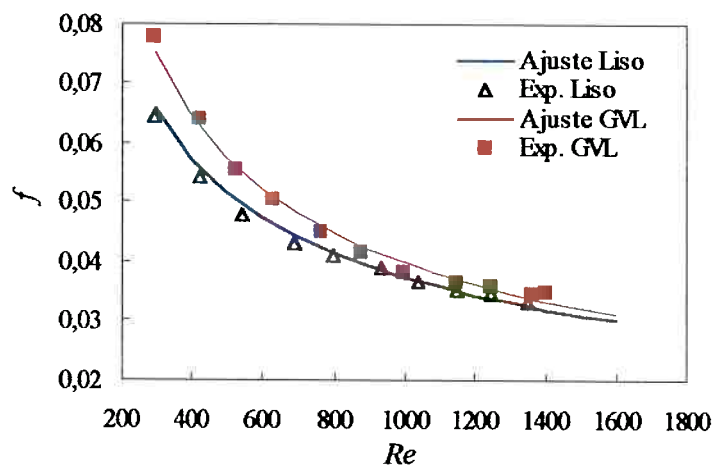


Figura C.26. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,75$; $S_L/D=1,5$) sem e com *GVL* ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

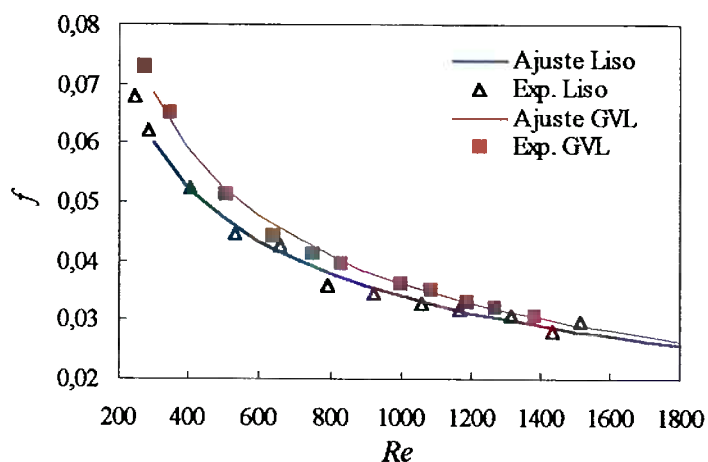


Figura C.27. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,75$; $S_L/D=1,75$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

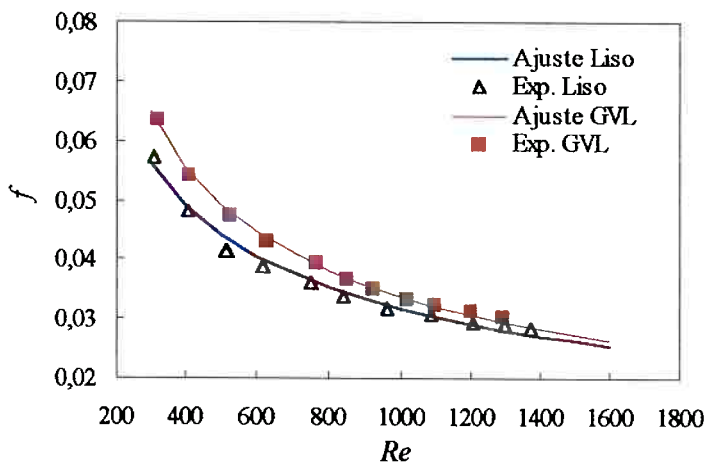


Figura C.28. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,75$; $S_L/D=2,0$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

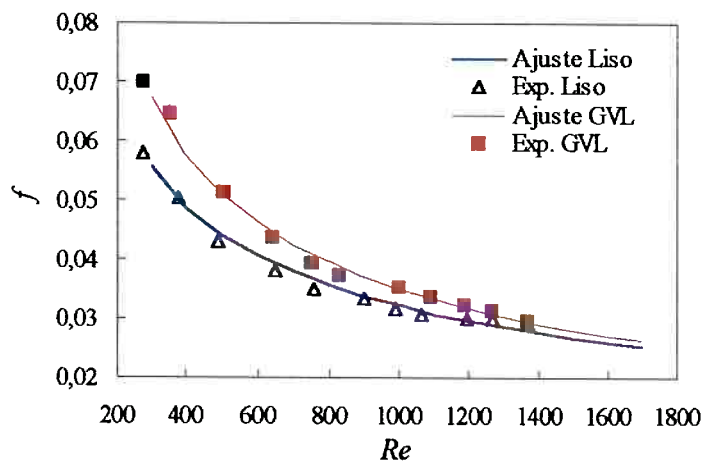


Figura C.29. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,75$; $S_L/D=2,25$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

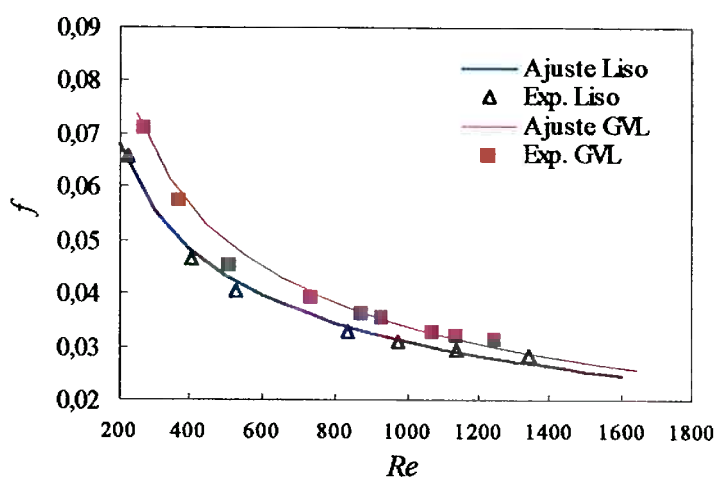


Figura C.30. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,75$; $S_L/D=2,5$) sem e com *GVL* ($A=2$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

Geradores de vórtices com razão de aspecto $A=1$.

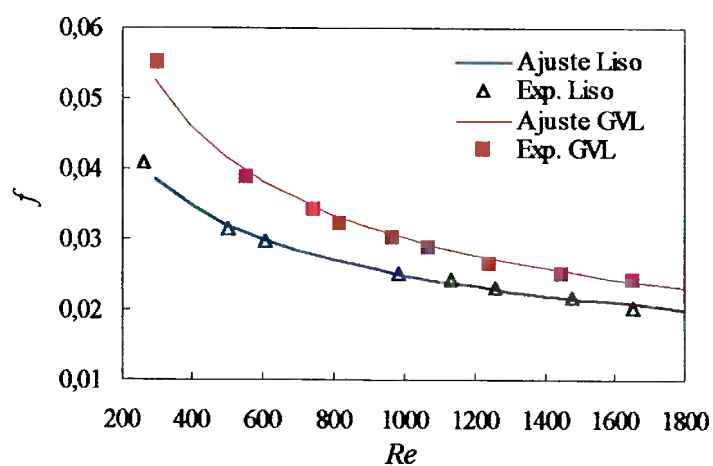


Figura C.31. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,75$; $S_L/D=1,5$) sem e com *GVL* ($A=1$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

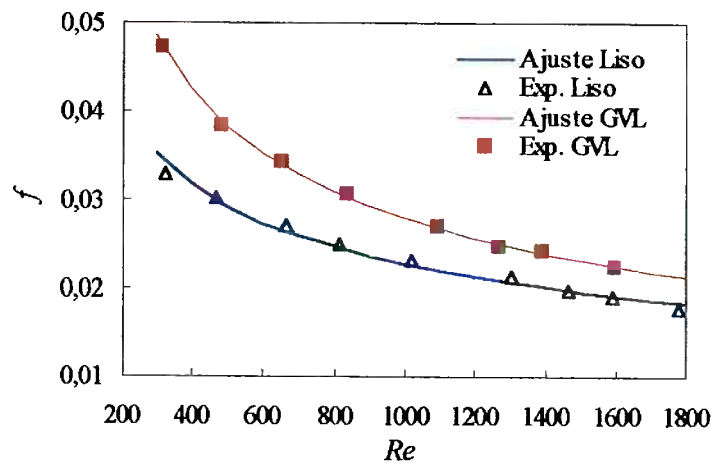


Figura C.32. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,75$; $S_L/D=1,75$) sem e com *GVL* ($A=1$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

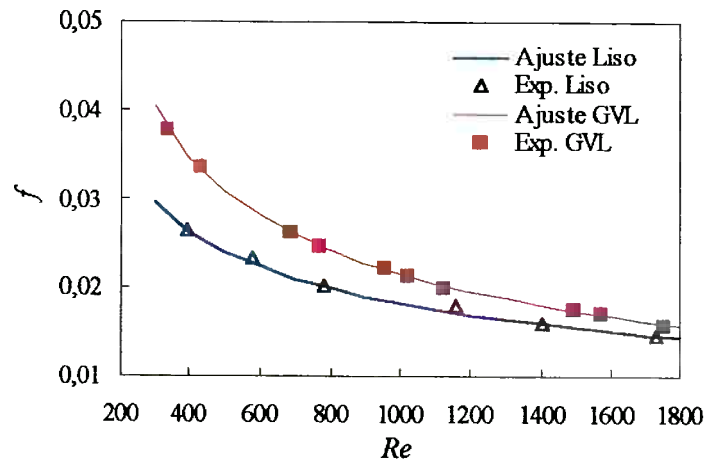


Figura C.33. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,75$; $S_L/D=2,5$) sem e com *GVL* ($A=1$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

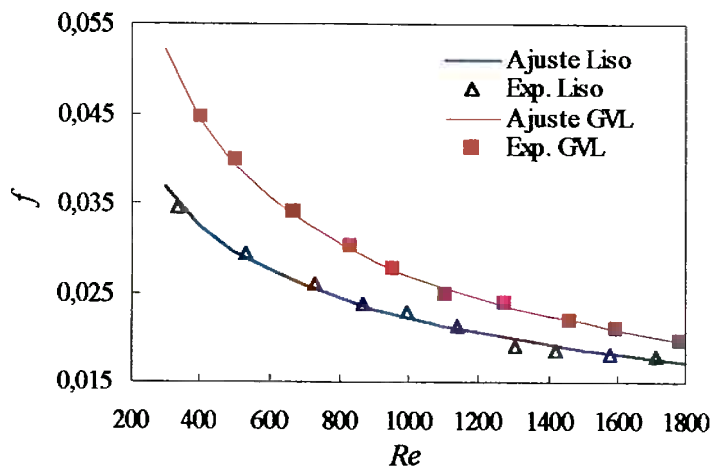


Figura C.34. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,0$; $S_L/D=2,0$) sem e com *GVL* ($A=1$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

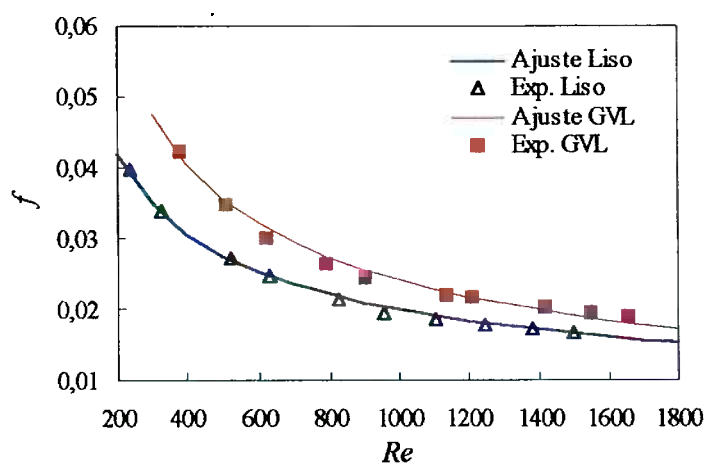


Figura C.35. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,0$; $S_L/D=2,5$) sem e com *GVL* ($A=1$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

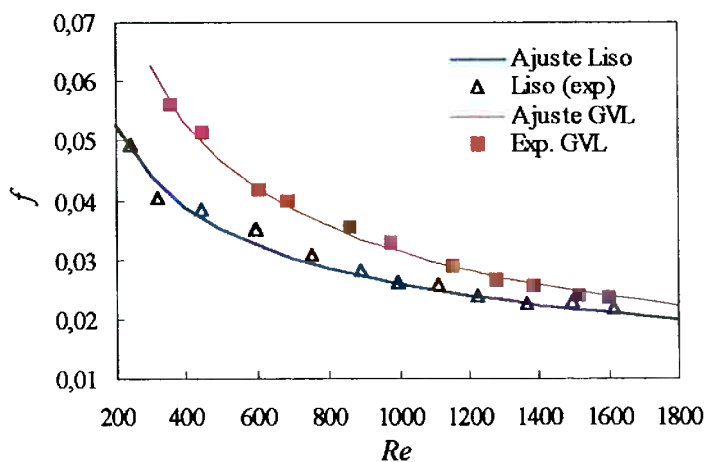


Figura C.36. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,25$; $S_L/D=2,0$) sem e com *GVL* ($A=1$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

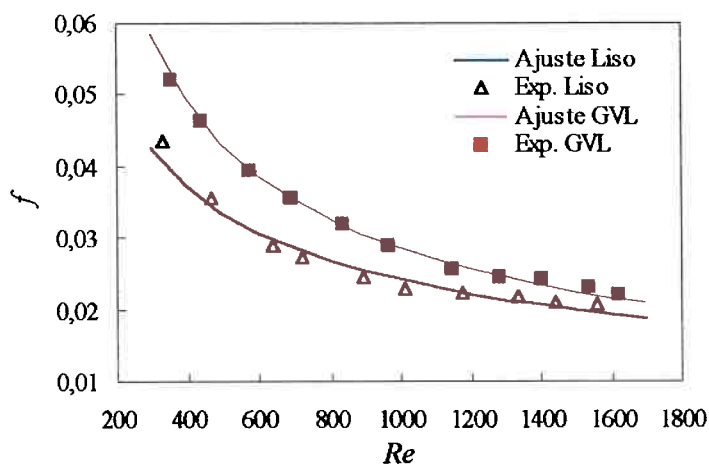


Figura C.37. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,25$; $S_L/D=2,25$) sem e com *GVL* ($A=1$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

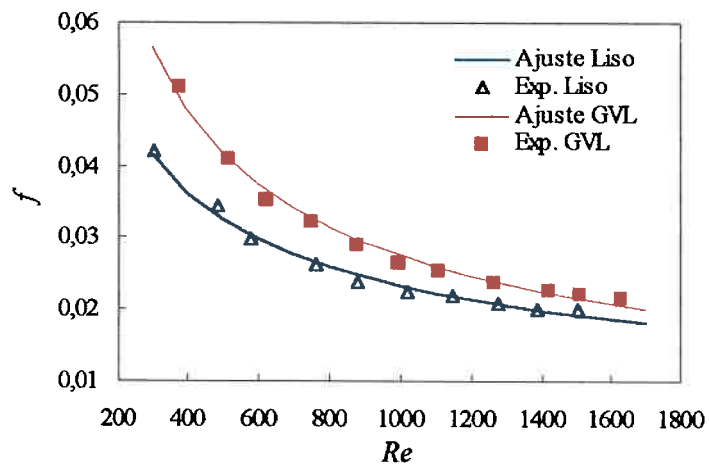


Figura C.38. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,25$; $S_L/D=2,5$) sem e com GVL ($A=1$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

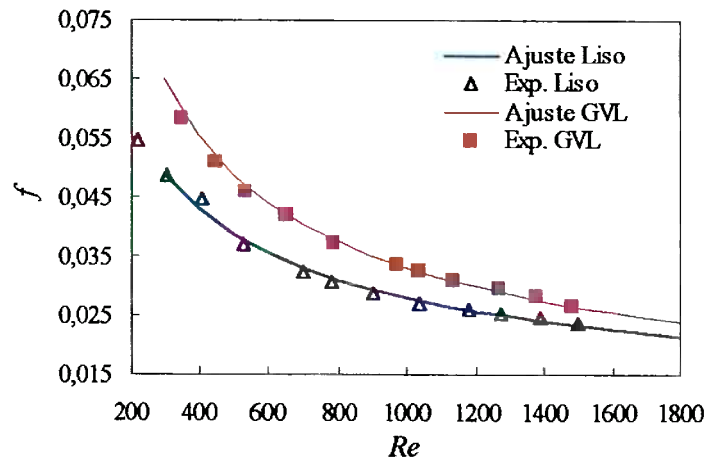


Figura C.39. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,5$; $S_L/D=2,25$) sem e com GVL ($A=1$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

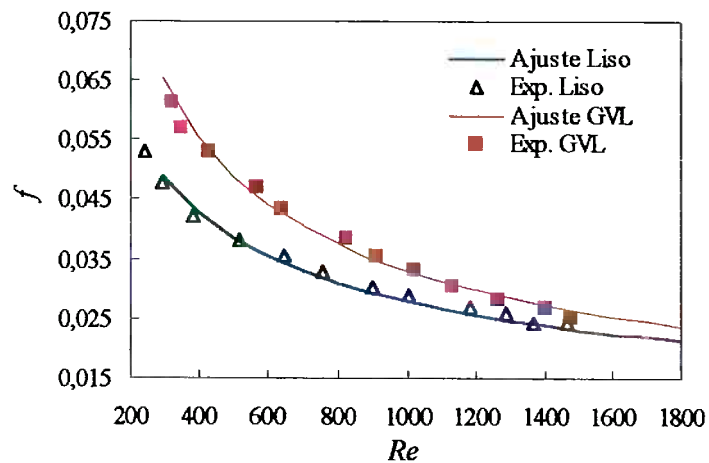


Figura C.40. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,5$; $S_L/D=2,5$) sem e com GVL ($A=1$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

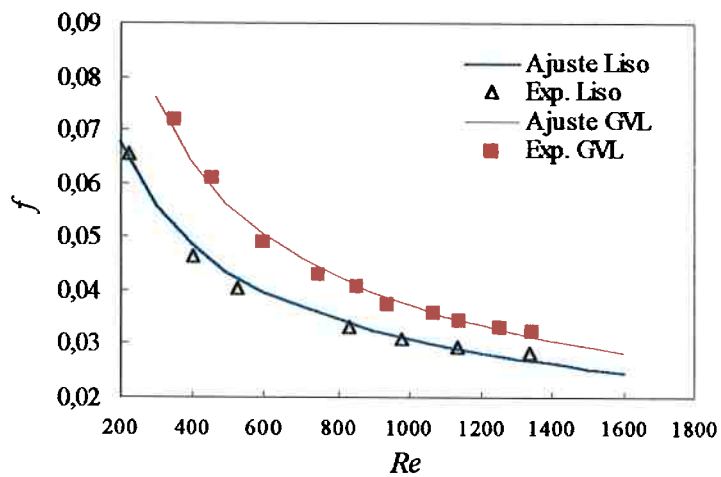


Figura C.41. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,75$; $S_L/D=2,5$) sem e com GVL ($A=1$; $\beta=45^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

Geradores de vórtices com ângulo de ataque $\beta=52,5^\circ$

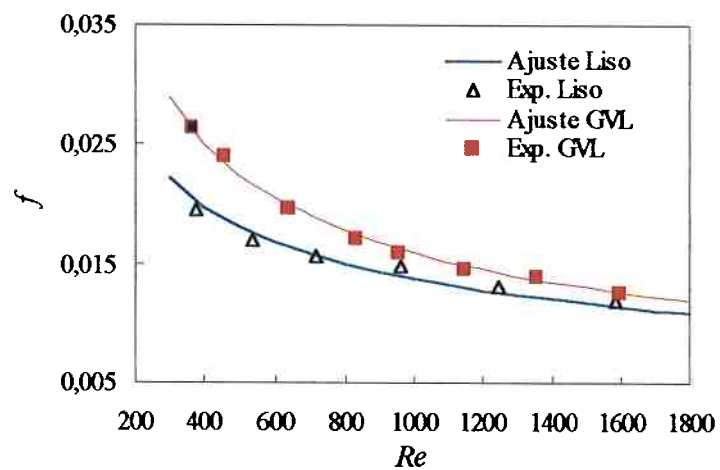


Figura C.42. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,5$; $S_L/D=2,5$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=52,5^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

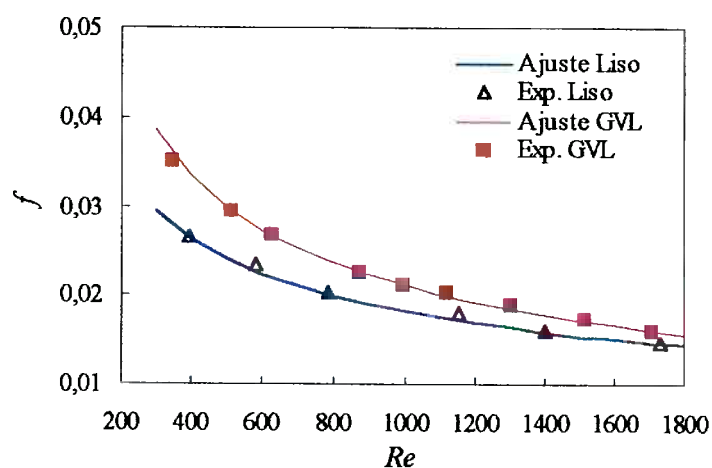


Figura C.43. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=1,75$; $S_L/D=2,5$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=52,5^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

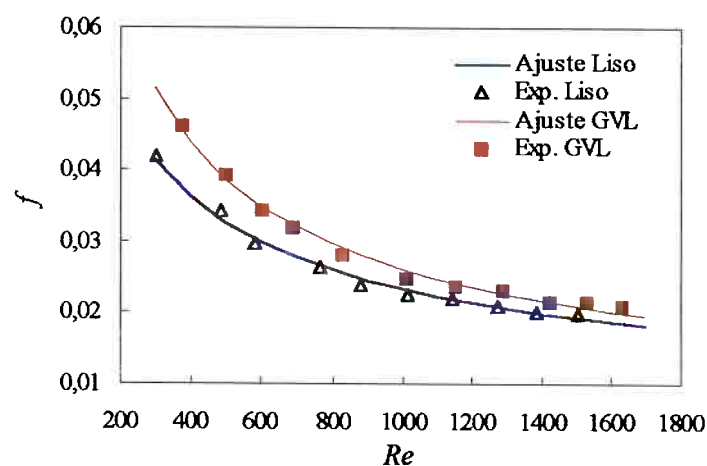


Figura C.44. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,25$; $S_L/D=2,5$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=52,5^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

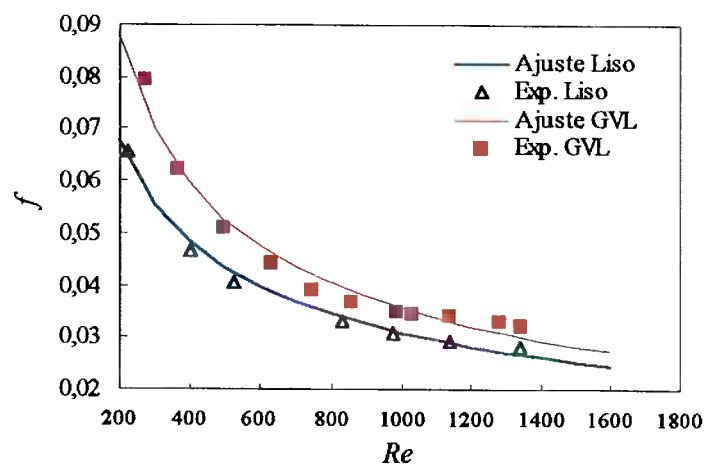


Figura C.45. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,75$; $S_L/D=2,5$) sem e com GVL ($A=2$; $\beta=52,5^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

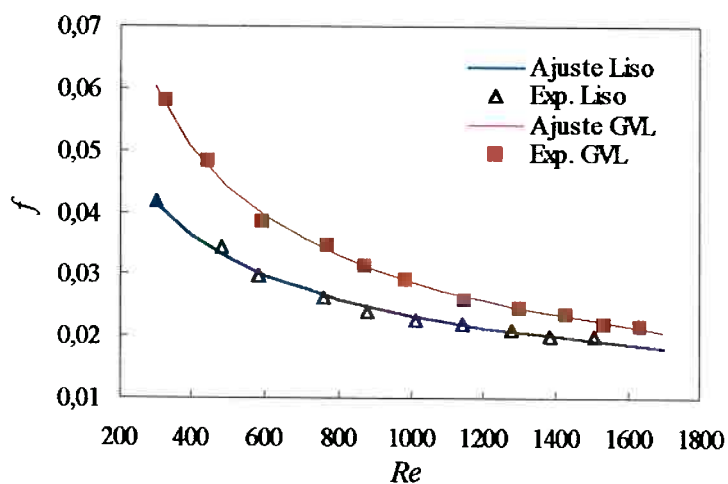


Figura C.46. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,25$; $S_L/D=2,5$) sem e com *GVL* ($A=1$; $\beta=52,5^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

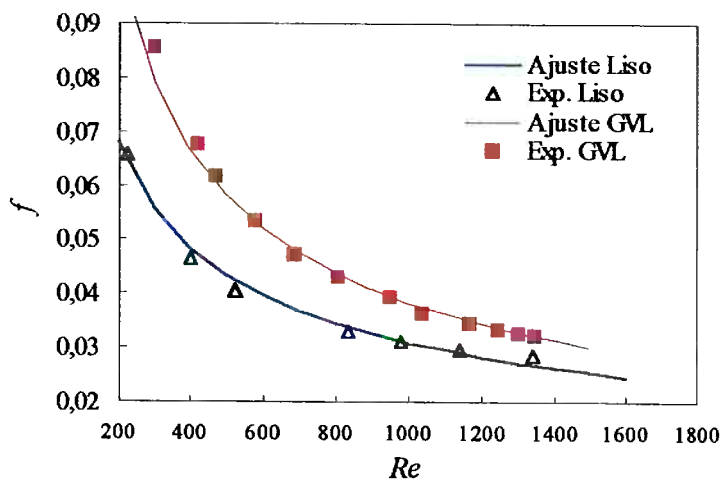


Figura C.47. Fator de atrito vs. número de Reynolds (configuração $S_T/D=2,75$; $S_L/D=2,5$) sem e com *GVL* ($A=1$; $\beta=52,5^\circ$; $s/D=1,0$ e $z_g/D=0,4$)

ANEXO D

**CORRELAÇÕES OBTIDAS PARA O FATOR DE ATRITO EM
TROCADORES DE CALOR TUBO-ALETA COMPACTOS COM DUAS
FILEIRAS DE TUBOS EM ARRANJO ALTERNADO**

$S_H/D=2,75$ S_H/D	Liso	$A=2; \beta=45^\circ$	$A=2; \beta=52,5^\circ$	$A=1; \beta=45^\circ$	$A=1; \beta=52,5^\circ$
1,5	$f = 0,83753 Re^{-0,4663}$ $R^2=0,9935$	$f = 1,5349 Re^{-0,5286}$ $R^2=0,9916$			
1,75	$f = 0,87109 Re^{-0,4692}$ $R^2=0,9878$	$f = 1,4145 Re^{-0,5304}$ $R^2=0,9973$			
2,0	$f = 0,87786 Re^{-0,4737}$ $R^2=0,9921$	$f = 1,40354 Re^{-0,539}$ $R^2=0,9979$			
2,25	$f = 0,8978 Re^{-0,48}$ $R^2=0,9925$	$f = 1,48438 Re^{-0,5425}$ $R^2=0,9953$			$f = 2,3603 Re^{-0,5911}$ $R^2=0,9925$
2,50	$f = 0,90248 Re^{-0,4882}$ $R^2=0,9933$	$f = 1,62889 Re^{-0,5607}$ $R^2=0,9933$	$f = 1,7503 Re^{-0,5637}$ $R^2=0,9811$	$f = 2,2188 Re^{-0,5916}$ $R^2=0,9933$	$f = 2,4229 Re^{-0,6001}$ $R^2=0,9887$
$S_H/D=2,5$ S_H/D	Liso	$A=2; \beta=45^\circ$	$A=1; \beta=45^\circ$		$A=1; \beta=52,5^\circ$
1,5	$f = 0,60223 Re^{-0,4247}$ $R^2=0,9975$	$f = 1,0396 Re^{-0,4921}$ $R^2=0,9936$			
1,75	$f = 0,58684 Re^{-0,4301}$ $R^2=0,9817$	$f = 0,98167 Re^{-0,4956}$ $R^2=0,9972$			
2,0	$f = 0,68242 Re^{-0,4563}$ $R^2=0,9933$	$f = 1,0616 Re^{-0,5099}$ $R^2=0,9971$			
2,25	$f = 0,68482 Re^{-0,4626}$ $R^2=0,994$	$f = 1,16836 Re^{-0,5283}$ $R^2=0,9991$	$f = 1,5603 Re^{-0,5576}$ $R^2=0,9978$		
2,50	$f = 0,69253 Re^{-0,4649}$ $R^2=0,9942$	$f = 1,2088 Re^{-0,5334}$ $R^2=0,9969$	$f = 1,64246 Re^{-0,5656}$ $R^2=0,9938$		

$S_T/D=2,25$ S_L/D	Liso	$A=2; \beta=45^\circ$	$A=2; \beta=52,5^\circ$	$A=1; \beta=45^\circ$	$A=1; \beta=52,5^\circ$
1,5	$R^2=0,9911$	$R^2=0,9944$			
1,75	$R^2=0,9911$	$R^2=0,9949$			
2,0	$R^2=0,9916$	$R^2=0,9916$		$R^2=0,9949$	
2,25	$R^2=0,9878$	$R^2=0,9939$		$R^2=0,9984$	
2,50	$R^2=0,9936$	$R^2=0,9941$	$R^2=0,9931$	$R^2=0,9948$	$R^2=0,998$
$S_T/D=2,0$ S_L/D	Liso	$A=2; \beta=45^\circ$	$A=2; \beta=52,5^\circ$	$A=1; \beta=45^\circ$	$A=1; \beta=52,5^\circ$
1,5	$R^2=0,9734$	$R^2=0,9774$			
1,75	$R^2=0,9914$	$R^2=0,9918$			
2,0	$R^2=0,9935$	$R^2=0,9771$		$R^2=0,9968$	
2,25	$R^2=0,9962$	$R^2=0,9938$			
2,50	$R^2=0,9894$	$R^2=0,978$	$R^2=0,9901$		

$S_H/D=1,75$ S_L/D	Liso	$A=2; \beta=45^\circ$	$A=2; \beta=52,5^\circ$	$A=1; \beta=45^\circ$	$A=1; \beta=52,5^\circ$
1,5	$f = 0,30675 Re^{-0,3634}$ $R^2=0,9972$	$f = 0,51278 Re^{-0,4532}$ $R^2=0,9904$		$f = 0,71648 Re^{-0,4581}$ $R^2=0,9907$	
1,75	$f = 0,28086 Re^{-0,3639}$ $R^2=0,9873$	$f = 0,48602 Re^{-0,4296}$ $R^2=0,9892$		$f = 0,67193 Re^{-0,4605}$ $R^2=0,9977$	
2,0	$f = 0,24349 Re^{-0,3802}$ $R^2=0,9643$	$f = 0,49579 Re^{-0,4418}$ $R^2=0,9992$			
2,25	$f = 0,27036 Re^{-0,3846}$ $R^2=0,9795$	$f = 0,52945 Re^{-0,4682}$ $R^2=0,9946$			
2,50	$f = 0,29441 Re^{-0,4019}$ $R^2=0,9916$	$f = 0,52116 Re^{-0,4682}$ $R^2=0,9958$	$f = 0,67543 Re^{-0,502}$ $R^2=0,9955$	$f = 0,79501 Re^{-0,5224}$ $R^2=0,9994$	
$S_H/D=1,5$ S_L/D	Liso	$A=2; \beta=45^\circ$	$A=2; \beta=52,5^\circ$	$A=1; \beta=45^\circ$	$A=1; \beta=52,5^\circ$
1,5	$f = 0,23006 Re^{-0,343}$ $R^2=0,9791$	$f = 0,36813 Re^{-0,3969}$ $R^2=0,9962$			
1,75	$f = 0,23314 Re^{-0,3627}$ $R^2=0,9953$	$f = 0,38619 Re^{-0,4227}$ $R^2=0,9934$			
2,0	$f = 0,23361 Re^{-0,3797}$ $R^2=0,9705$	$f = 0,3827 Re^{-0,4368}$ $R^2=0,9973$			
2,25	$f = 0,23237 Re^{-0,3815}$ $R^2=0,9828$	$f = 0,41853 Re^{-0,4515}$ $R^2=0,9909$			
2,50	$f = 0,21045 Re^{-0,396}$ $R^2=0,9738$	$f = 0,39888 Re^{-0,471}$ $R^2=0,9911$	$f = 0,48297 Re^{-0,494}$ $R^2=0,9973$		

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANSI/ASME PTC (1985), Measurement uncertainty. Instruments and apparatus.
- Ambrose, D.; Lawreson, I.J.; Sparke, C.H.S. (1975), The vapor pressure of naphthalene. *Journal Chem. Thermodynamics*, v.7, p.1173-1176.
- Bayón, J.J.G. (1996), Análise Experimental da Intensificação da Transferência de Calor através de Geradores de Vórtices utilizando a Técnica de Sublimação de Naftaleno. *Dissertação de Mestrado*, Escola Politécnica da USP.
- Bayón, J.J.G.; Yanagihara, J. I. (1997), Estudio experimental de la intensificación de la transferencia de calor a través de generadores de vórtices. III *Congresso Ibero Americano de Engenharia Mecânica (CIDIM)*.
- Bayón, J.J.G.; Yanagihara, J. I. (1998), Experimental analysis of the heat transfer augmentation and the flow loss by delta winglets in compact heat exchangers with two rows of tubes. *Encontro Nacional de Ciências Térmicas, 7 ENCIT*, vol. 1, pp.568-573.
- Biswas, G.; Chattopadhyay, H. (1992), Heat Transfer in Channel With Built-in Wing-Type Vortex Generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 35, n.4, pp. 803-814.
- Biswas, G.; Deb, P.; Biswas, S. (1994a), Generation of Longitudinal Streamwise Vortices - A Device for improving Heat Exchanger Design. *Transactions of the ASME. Journal of Heat Transfer*, vol. 116, n.2, pp. 588-597.
- Biswas, G., Mitra, N. K., Fiebig, M. (1994b), Heat Transfer Enhancement in Fin-Tube Heat Exchangers by Winglet Type Vortex Generators. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 37, n.2, pp.283-291.
- Brockmeier, U.; Fiebig, M.; Güntermann, T.; Mitra, N.K. (1989), Heat Transfer Enhancement in Fin Plate Heat Exchangers by Wing Type Vortex Generators. *Chemical Engineering & Technology*, vol. 12, n.4, pp. 228-294.

- Brockmeier,U.; Fiebig, M.,Güntermann,T. (1994), Performance Evaluation of a Vortex Generator Heat Transfer Surface and Comparison with different High Performance Surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*,vol. 37, n.2, pp. 283-291.
- Cho,K.; Irvine,T.F.; Karni, J. (1992), Measurement of the diffusion coefficient of naphthalene into air. *International Journal of Heat and Mass Transfer*,v.35, n.4, p.957-966.
- Eckert,E.R.G. (1976), Analogies to heat transfer processes in measurement in heat transfer. *Hemisphere*, New York, p.397-423.
- Fiebig, M.; Brockmeier,U.; Mitra,N.K.; Güntermann,T. (1989), Structure of Velocity and Temperature Fields in Laminar Channel Flows with Longitudinal Vortex Generators. *Numerical Heat Transfer. Part A: Applications*, vol. 15, n.3, pp. 281-302.
- Fiebig, M., Mitra, N.K., Dong, Y. (1990), Simultaneous Heat Transfer Enhancement and Flow Loss Reduction of Fin-Tube. *Heat Transfer - 1990*, vol. 4, pp. 51-56, Hemisphere.
- Fiebig, M.; Kallweit,T.; Mitra, N.; Tiggelbeck, S. (1991), Heat Transfer Enhancement and Drag by Longitudinal Vortex Generators in Channel Flow. *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 4 , n.1, pp. 103-114.
- Fiebig, M., Grosse-Gorgemann, A., Chen, Y., Mitra, N. K. (1995), Conjugate Heat Transfer of a Finned Tube Part A: Heat Transfer Behavior and Occurrence of Heat Transfer Reversal. *Numerical Heat Transfer, Part A*, n. 28, pp. 133-146.
- Fiebig, M., Grosse-Gorgemann, A., Chen, Y., Mitra, N. K. (1995), Conjugate Heat Transfer of a Finned Tube Part B: Heat Transfer Augmentation and Avoidance of Heat Transfer Reversal by Longitudinal Vortex Generators. *Numerical Heat Transfer, Part A*, n. 28, pp. 147-155.

- Gaiser, G., Kottke, V., (1989). Flow Phenomena and Local Heat and Mass Transfer in Corrugates Passages. *Chem. Eng. Technologie*. vol. 12, pp. 400-405.
- Goldstein,R.J.;Cho,H.H. (1995), A review of mass transfer measurements using naphthalene sublimation. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.10, p.416-434.
- Jacobi, A. M., Shah,R. K. (1995), Heat Transfer Surface Enhancement through the Use of Longitudinal Vortices: A Review of Recent Progress. *Exp. Thermal and Fluid Science*, n.11, pp. 295-309.
- Jang, J., Wu, M., Chang, W. (1996), Numerical and Experimental Studies of Three-Dimensional Plate-Fin and Tube Heat Exchangers. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 39, n. 14, pp. 3057-3066.
- Kays, W., London, A. L. (1984), Compact Heat Exchangers. Mcgraw-Hill Book Co., 3rd. edition, New York.
- Kottke, V., Blenke, H., (1978). Meßmethoden Konvektiver Sttofübertragung. *Chemie Ing. Tech.* vol. 41, pp. 81-90.
- Kottke, V., Schmitdt, K.G., (1985). Measurement Techniques in Heat and Mass Transfer, *Hemisphere*, New York.
- Kottke, V., (1982). Techniques for the Visualization of Gas Flows. *Int. Chem. Engineering*. vol. 22, n. 2, pp. 206-216
- Lewis, J.S. (1971), A Heat / Mass Transfer Analogy Applied to Fully Developed Turbulent Flow in an Annulus. *J. Mech. Eng. Sci.*, n. 13, pp. 286-292.
- McQuiston, F. C. (1978), Correlation of Heat, Mass and Momentum Transport Coefficients for Plate-Fin-Tube Heat Transfer Surfaces with Staggered Tubes. *ASHRAE Transactions*, vol. 84, pp. 294-309.

- Nakayama, W., Xu, L. P. (1983), Enhanced Fins for Air-Cooled Heat Exchangers - Heat Transfer and Friction Factor Correlations. *Proc of ASME-JSME Thermal Engineering Conference*, vol. 1, pp. 495-502.
- Rich, D. G. (1973), The Effect of Fin Spacing on the Heat Transfer and Friction Performance of Multi-Row, Smooth Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers. *ASHRAE Transactions*, vol. 79, pp. 137-145.
- Rich, D. G. (1975), The Effect of The Number of Tube Rows on Heat Transfer Performance of Smooth Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers. *ASHRAE Transactions*, vol. 81, pp. 307-317.
- Rodrigues Jr., R. (1996), Análise Computacional da Intensificação de Transferência de Calor em Trocadores de Calor Compactos. *Dissertação de Mestrado*, Escola Politécnica da USP.
- Rodrigues Jr., R.; Yanagihara, J. I. (1997), Simulação numérica da estrutura do escoamento e transferência de calor local em canais com tubos e geradores de vórtices. *III Congresso Ibero Americano de Engenharia Mecânica (CIDIM)*.
- Rosman, E. C., Carajilescov, P., Saboya, F. E. M. (1984), Performance on One- and Two-Row Tube and Plate Fin Heat Exchangers. *J. Heat Transfer*, vol. 106, pp. 627-632.
- Sabanai, H. J. (1996), Intensificação da Transferência Calor através de Geradores de Vórtices em Trocadores de Calor Tubo-Aleta. *Dissertação de Mestrado*, Escola Politécnica da USP.
- Sabanai, H. J.; Yanagihara, J. I. (1997), Utilização de geradores de vórtices para a intensificação da transferência de calor em trocadores de calor compactos. *III Congresso Ibero Americano de Engenharia Mecânica (CIDIM)*.

- Saboya, F. E. M., Sparrow, E. M. (1974), Local and Average Coefficients for One-Row Plate Fin and Tube Heat Exchanger Configurations. *J. Heat Transfer*, vol. 96, pp. 265-272.
- Saboya, F. E. M., Sparrow, E. M. (1976a), Transfer Characteristics of Two-Row Plate Fin and Tube Heat Exchanger Configurations. *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 19, pp. 41-49.
- Saboya, F. E. M., Sparrow, E. M. (1976b), Experiments on a Three-Row Fin and Tube Heat Exchanger. *J. Heat Transfer*, vol. 98, pp. 520-522.
- Sanchez, M., Mitra, N., Fiebig, M. (1989). Numerical Investigation of Three-dimensional Laminar Flows in a Channel with a Built-in Cylinder and Vortex Generators. Proc. Eighth GAMM Conference on Numerical Methods in Fluids Mechanics, pp.484-492.
- Shah, R.K., Webb, R. L. (1982), Compact and Enhanced Heat Exchangers, in *Heat Exchangers: Theory and Practice*, Hemisphere, Washington, D.C., pp. 425-468.
- Shüz, G., Kottke, V., (1992). Local Heat Transfer and Heat Flux Distribution in Finned Tube Heat Exchangers. *Chem. Eng. Technologie*. vol. 15, pp. 417-424
- Simões,J.R. (1995), Programa simplificado para cálculos psicrométricos. *Anais do Encontro Nacional de Modelos de Simulação de ambientes*, p.101-115, Fac. de Arquitetura e Urbanismo da USP .
- Sparrow, E.M., Stahl, T.J., Traub, P. (1984). Heat Transfer Adjacent to the Attached End of a Cylinder in Crossflow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 27, n. 2, pp.233-242.
- Souza Mendes,P.R. (1991), The Naphthalene sublimation technique. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v.4, p.510-523.

- Tiggelbeck, S.; Mitra, N.K.; Fiebig, M. (1992), Flow Structure and Heat Transfer in a Channel with Multiple Longitudinal Vortex Generators. *Exp. Thermal Fluid Sci.*, vol. 5, pp. 425-436.
- Tiggelbeck, S.; Mitra, N.K.; Fiebig, M. (1993), Experimental investigations of heat transfer enhancement and flow losses in a channel with double rows of longitudinal vortex generators.
- Torii, K., Yanagihara, J.I., Nagai, Y. (1991), Heat Transfer Enhancement by Vortex Generators. *Proceedings of the ASME/ JSME Thermal Engineering Conference*, ASME, New York, pp. 77-83.
- Torii, K., Yanagihara, J. I., (1997), A Review on Heat Transfer Enhancement by Longitudinal Vortices", *J. Heat Transfer Society of Japan*, vol. 36, pp. 73-86.
- Valencia, A., Fiebig, M., Mitra, N. K. (1993), Experimental Investigation of Heat Transfer and Flow Losses in a Fin-Tube Heat Exchanger Element with Longitudinal Vortex Generators. *Proc. of Eurotherm - 93*, Bochum.
- Webb, R. L. (1994), Principles of Enhanced Heat Transfer, John Wiley & Sons.
- Yanagihara, J.I.; Torii, K. (1990), Heat Transfer Characteristics of Laminar Boundary Layers in presence of Vortex Generators. In: *International Heat Transfer Conference, 9., Jerusalem, 1990. Proceedings*, Washington, Hemisphere, vol. 6, pp. 323-328.
- Yanagihara, J.I.; Torii, K. (1993), Heat Transfer Augmentation by Longitudinal Vortices Rows. In: *World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluids Mechanics and Thermodynamics, 3., Honolulu, 1993. Experimental Heat Transfer, Fluids Mechanics and Thermodynamics*. Amsterdam, Elsevier, vol. 1, pp. 560-567.
- Yanagihara, J.I.; Torii, K. (1991), Enhancement of Laminar Boundary Layer Heat Transfer by Longitudinal Vortices. In: *International Symposium of Transport Phenomena in*

- Heat and Mass Transfer*, 4., Sidney, 1991. *Transport Phenomena in Heat and Mass Transfer: Proceedings*, Washington, Hemisphere, vol. 2, pp. 942-953.
- Yanagihara, J. I., González B., J.J. (1996), Experimental Study of Heat Transfer Enhancement of Fin-Tube Channels with Vortex Generators using the Naphthalene Sublimation Technique. 6 *ENCIT - Encontro Nacional de Ciências Térmicas*, vol. II, pp. 669-675.
- Yanagihara, J. I., Rodrigues Jr., R. (1996a), Laminar Fluid Flow and Heat Transfer in a Fin-tube heat Exchanger with Vortex Generators, *Proc. 3rd Colloquium on Process Simulation*, pp.27-40.
- Yanagihara, J. I., Rodrigues Jr., R. (1996b), Numerical Study of The Influence of Vortex Generators in Heat Transfer and Flow Losses in Fin-Tube Channels. 6 *ENCIT - Encontro Nacional de Ciências Térmicas*, vol. II, pp. 675-681.
- Yanagihara, J. I., Sabanai, H. J. (1996), Heat Transfer Enhancement in Plate Fin-Tube Heat Exchanger by Longitudinal Vortex Generators. 6 *ENCIT - Encontro Nacional de Ciências Térmicas*, vol. II, pp. 859-865.