

Ana Carolina de Araújo Evangelista dos Santos

**INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS GEOMÉTRICOS NO
DESEMPENHO TERMO-HIDRÁULICO DO LADO DO AR EM
SERPENTINAS**

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para a obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo

São Carlos
2005

Dedico este trabalho aos meus pais,
principais responsáveis pela minha
formação pessoal, e aos meus irmãos,
pelo carinho e apoio constante.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente à Deus.

Em especial ao orientador Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo, não apenas pelo excelente suporte profissional, mas, também, pela formação pessoal, passada através de seus valores e de sua ética.

Ao Conselho Nacional de Pesquisa e Desenvolvimento, CNPq, pela bolsa de mestrado concedida.

Ao técnico do Laboratório de Refrigeração, José Roberto Bogni, pela competência e auxílio na operação do equipamento experimental.

Aos amigos do Laboratório de Refrigeração, os quais, além dos momentos de descontração, proporcionaram constante apoio durante o período de elaboração deste trabalho: Elvio Bugança Stelute, Ênio Bandarra Filho, Evandro Fockink da Silva, João Roberto Bastos Zoghbi Filho e Paulo Eduardo Lopes Barbieri.

Com carinho especial, aos professores Antônio Moreira dos Santos e Benedito di Giácomo, pela amizade e incentivo.

À empresa Elgin, pela doação dos trocadores de calor tubo-aletados utilizados no desenvolvimento da parte experimental deste trabalho.

À minha família e, em especial, à minha prima Elisa Damaso, que me deu seu filho Gustavo como afilhado.

Aos amigos: Adriana Renner, Alberto Del Campo, Alexandra Norato, Carolina Zuim, Fernando Fuentes, Jéferson Straatman, Juliana Nogueira, Gizela Peralta, Marcel Nogueira, Raphael Moreno, Rita Magalhães e Rodrigo Arai, pelo companheirismo e amizade.

SUMÁRIO

RESUMO.....	III
ABSTRACT.....	IV
LISTA DE FIGURAS.....	V
LISTA DE TABELAS.....	VIII
LISTA DE SÍMBOLOS.....	IX
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Introdução.....	1
1.2 Justificativa.....	4
1.3 Objetivos.....	4
CAPÍTULO 2 – FUNDAMENTOS.....	5
2.1 Introdução.....	5
2.2 Análise da Transferência de Calor em um Trocador de Calor.....	5
2.2.1 Coeficiente Global de Transferência de Calor.....	6
2.2.2 Eficiência da Aleta e Efetividade Global da Superfície Aletada.....	8
2.2.3 Método ϵ -NUT.....	13
2.2.4 Método da Diferença Média Logarítmica de Temperaturas.....	16
2.3 Perda de carga no núcleo do trocador.....	20
CAPÍTULO 3 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	23
3.1 Introdução.....	23
3.2 Estado da Arte.....	24
3.3 Correlações de transferência de calor e perda de carga.....	26
3.3.1 Correlações para superfícies corrugadas.....	27
3.3.2 Correlações para superfícies janeladas.....	31
3.4 Efeito da geometria do corpo do trocador no desempenho termo-hidráulico do mesmo.....	34
3.4.1 Efeito do número de fileiras em profundidade.....	34
3.4.2 Efeito do formato da seção transversal e do diâmetro dos tubos.....	43
3.4.3 Efeito da configuração do arranjo de tubos.....	44
3.4.4 Efeitos da circuitação do fluido que escoar no interior dos tubos.....	47
3.5 Efeito da geometria das aletas.....	48
3.5.1 Efeito do espaçamento entre aletas.....	49
3.5.2 Efeito das intensificações nas superfícies das aletas.....	52
3.5.2.1 Características de transferência de calor e perda de carga em uma superfície corrugada.....	52
3.5.2.2 Características de transferência de calor e perda de carga de uma superfície ventilada.....	54
3.5.2.3 Características de transferência de calor e perda de carga de uma superfície recortada.....	55
3.6 Projeto termo-hidráulico de um trocador de calor.....	58
3.7 Metodologia de seleção de superfície.....	59
3.7.1 Métodos de comparação direta baseados nos fatores j e f	60
3.7.1.1 Método de comparação através do fator de otimização da área de escoamento.....	60
3.7.2 Método de comparação da transferência de calor como função da	

potência de bombeamento.....	61
3.7.2.1 Fator de otimização de volume.....	61
3.7.3 Outros métodos de seleção de superfície.....	67
3.7.4 Resumo e conclusões dos métodos de seleção de superfícies.....	69
3.8 Considerações Finais.....	71
CAPÍTULO 4- BANCADA EXPERIMENTAL: DESCRIÇÃO E PROCEDIMENTOS.....	73
4.1 Introdução.....	73
4.2 Bancada Experimental.....	73
4.2.1 Circuito de ar.....	74
4.2.2 Circuito de água.....	76
4.3 Aquisição de dados.....	77
4.4 Procedimento Experimental.....	78
4.5 Tratamento de Resultados.....	79
4.5.1 Determinação de NUT.....	80
4.5.2 Determinação da resistência interna.....	81
4.5.2.1 Determinação da resistência interna para tubos lisos.....	81
4.5.2.2 Determinação da resistência interna para tubos internamente ranhurados.....	82
4.5.3 Determinação da resistência externa.....	83
4.6 Apresentação do desempenho termo-hidráulico do lado do ar.....	83
4.7 Incertezas associadas aos parâmetros medidos e avaliados.....	84
CAPÍTULO 5- RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	86
5.1 Introdução.....	86
5.2 Características das serpentinas ensaiadas.....	87
5.3 Validação dos resultados experimentais.....	89
5.4 Diferença no tratamento dos resultados.....	91
5.5 Efeito da Densidade de Aletas.....	91
5.6 Efeito do Número de Fileiras em Profundidade.....	101
5.7 Efeito da superfície interna dos tubos.....	106
5.8 Efeito da superfície intensificadora das aletas.....	107
5.9 Seleção de superfícies.....	108
5.10 Comparação com correlações da literatura.....	110
5.11 Conclusões.....	113
CAPÍTULO 6- CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	114
6.1 Considerações gerais.....	114
6.2 Conclusões.....	115
6.3 Recomendações para trabalhos futuros.....	116
REFERÊNCIAS.....	117
APÊNDICE A: CORRELAÇÕES.....	120
APÊNDICE B: RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	123
APÊNDICE C: CÁLCULOS DO TRATAMENTO DE RESULTADOS.....	133

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Trocadores de calor com escoamento cruzado. (a) Tubos aletados com ambos os fluidos não misturados. (b) Tubos sem aletas com um fluido misturado e outro não. Incropera e De Witt (1996).....	1
Figura 1.2 – Tipos de trocadores de calor quanto à construção. (a) Tubos concêntricos. (b) Tubo-aletado. (c) Placa-aletado. (d) Casco-e-tubos. Incropera e De Witt (1996).....	2
Figura 2.1 – Representação do circuito térmico para a equação da taxa de transferência de calor, Eq. (2.1). Kays e London (1984).....	7
Figura 2.2 – Geometria tubo-aletada com (a) aleta de placa e (b) aleta circular. Webb (1980).....	8
Figura 2.3 – Superfícies intensificadoras das aletas para gases: (a) corrugadas, (b) janeladas e (c) recortadas.....	9
Figura 2.4 – Condução de calor na superfície de uma aleta retangular.....	10
Figura 2.5 – Região de influência do tubo em aleta de placa retangular, ilustrando o raio equivalente à esta região.....	11
Figura 2.6 – Efetividade ε de um trocador em contracorrente como função de NUT e C_r . Kays e London (1984).....	15
Figura 2.7 – Fator de correção para configuração do escoamento para equação da taxa média logarítmica. Arranjo de escoamento especificado. Kays e London (1984).....	17
Figura 2.8 – Núcleo do trocador de calor para análise da perda de carga. Kays e London (1984).....	21
Figura 3.1 – Configuração esquemática do modelo de um trocador de calor tubo-aletado com aletas tipo placa e duas fileiras de tubos, utilizado por Saboya e Sparrow (1976).....	40
Figura 3.2 – Configurações de tubos em um feixe. (a) Alinhados. (b) Alternados. Incropera e De Witt (1996).....	45
Figura 3.3 – Condições de escoamento para tubos (a) alinhados e (b) alternados. Incropera e De Witt (1996).....	45
Figura 3.4 – Superfícies intensificadas para gases. (a) Aleta ventilada usada em trocadores de calor automotivos. (b) Aleta recortada de trocador tubo-aletado. (c) Placas corrugadas usadas em regeneradores. Webb (1990).....	49
Figura 3.5 – Variáveis geométricas da geometria de uma aleta de placa corrugada. Webb (1980).....	53
Figura 3.6 – Aleta recortada de Forgó. Webb (1980).....	55

Figura 3.7 – Comparação de características de h vs. E/A de diferentes tipos de superfícies. Kays e Crawford (1993).....	57
Figura 3.8 – Volume relativo vs potência de bombeamento relativa para superfícies com escala fixada e transferência de calor constante (NUT constante). Cowell (1990).....	68
Figura 4.1 – Dimensões da placa de bocais.....	75
Figura 4.2 – Desenho esquemático do circuito de ar da bancada experimental. 1-Isolamento 2-Duto de Recirculação, 3-Chaminé, 4-Registro de Descarga, 5-Duto de Descarga, 6-Ventilador Centrífugo, 7-Motor do Ventilador, 8-Variador de Frequência, 9-Duto Flexível, 10-Transdutor Diferencial de Pressão da Placa de Bocais, 11-Transdutor Diferencial de Pressão do Trocador, 12-Tubo de Pitot, 13-Controlador PID, 14-Sensor de Temperatura do PID, 15-Registro de Retorno, 16-Serpentina de Resfriamento, 17-Registro de Admissão, 18-Duto de Admissão, 19-Pleno, 20-Bateria de Resistências da Admissão, 21-Placa Retificadora de Escoamento, 22-Trocador a ser ensaiado, 23-Placa Retificadora de Escoamento a Montante, 24-Placa de Bocais, 25-Placa Retificadora de Escoamento a Jusante, 26-Psicrômetro.....	76
Figura 4.3 – Desenho esquemático do circuito de água quente da bancada experimental. 1-Bomba d'água, 2-Banho Termostático, 3-Válvula de Agulha, 4-Medidor de Vazão, 5-Tubulação de retorno de água, 6-Entrada de água na seção de testes, 7-Saída de água na seção de teste, 8-By-Pass, 9-Tubulação de admissão de água, 10-Trocador a ser ensaiado, 11-Bateria de aquecimento ligada a controlador PID...	77
Figura 4.4 – Características dos tubos de cobre ranhurados presentes nas serpentinas 8, 9 e 10.....	82
Figura 5.1 – Características das superfícies intensificadoras das aletas ensaiadas: (a) corrugadas e (b) janeladas.....	89
Figura 5.2 – Fotos das superfícies intensificadoras das aletas ensaiadas: (a) vista frontal das corrugadas e (b) vista lateral ($D_a=551$ al/m, $E_{ca}=1,74$ mm) e (c) frontal das janeladas.....	89
Figura 5.3 – Comparação dos resultados do desempenho termo-hidráulico do ar de serpentinas idênticas diferindo apenas em relação à superfície interna dos tubos (lisos ou ranhurados).....	90
Figura 5.4 – Efeito da densidade de aletas em relação a Re_{Dh} em serpentinas dotadas de aletas corrugadas. (a) fator j-Colburn modificado; (b) fator de atrito.....	93
Figura 5.5 – Efeito da densidade da aletas em relação a Re_{Dc} em serpentinas dotadas de aletas corrugadas. (a) fator j-Colburn modificado; (b) fator de atrito.....	94
Figura 5.6 – Efeito da densidade da aletas na perda de carga do lado do ar em serpentinas dotadas de aletas corrugadas.....	95
Figura 5.7 – Efeito da densidade da aletas em relação a Re_{Dh} em serpentinas dotadas de aletas janeladas. (a) fator j-Colburn modificado; (b) fator de atrito.....	98
Figura 5.8 – Efeito da densidade de aletas em relação a Re_{Dc} em serpentinas dotadas de aletas janeladas (a) fator j-Colburn modificado; (b) fator de atrito.....	99

Figura 5.9 – Efeito da densidade de aletas na perda de carga do lado do ar em serpentinas dotadas de aletas janeladas.....	100
Figura 5.10 – Efeito do número de fileiras de tubos em relação a Re_{Dh} para serpentinas dotadas de aletas corrugadas. (a) fator j-Colburn modificado; (b) fator de atrito.....	101
Figura 5.11 – Efeito do número de fileiras de tubos em relação à V_{face} para serpentinas dotadas de aletas corrugadas. (a) coeficiente de transferência de calor modificado; (b) perda de carga.....	102
Figura 5.12 – Efeito do número de fileiras de tubos em relação a Re_{Dh} para serpentinas dotadas de aletas janeladas. (a) fator j-Colburn modificado; (b) fator de atrito.....	103
Figura 5.13 – Efeito do número de fileiras de tubos em relação a V_{face} para serpentinas dotadas de aletas janeladas. (a) coeficiente de transferência de calor modificado; (b) perda de carga.....	104
Figura 5.14 – Efeito da superfície interna dos tubos no desempenho global de serpentinas dotadas de aletas corrugadas.....	106
Figura 5.15 – Efeito da superfície intensificadora das aletas nas serpentinas que diferem apenas com relação a esta característica. (a) fator j-Colburn modificado; (b) fator de atrito. Mesmos símbolos correspondem a serpentinas de mesma geometria.....	107
Figura 5.16 – Efeito do tipo de aleta no desempenho das serpentinas 2, 5, 6, 7, 8 e 9 da Tabela 5.1 em termos de $E/A_e \cdot h'_{ar}$ vs. Re_{Dh}	109
Figura 5.17 – Comparação dos dados de j e f com as correlações de Wang et al. (1997) para estes fatores.....	110
Figura 5.18 – Comparação dos dados de j e f com as correlações de Wang et al. (1999-b) para estes fatores.....	111

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Algumas relações ε -NUT.....	16
Tabela 2.2 – Comparação entre os métodos ε -NUT e da diferença média de temperaturas logarítmica para a resolução de problemas típicos.....	19
Tabela 3.1 – Correlações de diferentes autores para trocadores tubo-aletados dotados de aletas corrugadas e arranjo de tubos alternados.....	28
Tabela 3.2 – Banco de dados das correlações empíricas de transferência de calor e perda de carga para o lado do ar para superfícies corrugadas (em zig-zag).....	29
Tabela 3.3 – Método de tratamento de resultados dos dados das correlações empíricas de transferência de calor para o lado do ar para serpentinas dotadas de superfícies corrugadas.....	30
Tabela 3.4 – Correlações de Wang et al. (1999-b) para superfícies janeladas.....	32
Tabela 3.5 – Banco de dados das correlações empíricas de transferência de calor e perda de carga para o lado do ar para superfícies janeladas.....	33
Tabela 3.6 – Método de tratamento de resultados dos dados das correlações empíricas de transferência de calor para o lado do ar para serpentinas dotadas de superfícies janeladas.....	33
Tabela 3.7 – Sumário de métodos usados para comparação do desempenho de superfícies de transferência de calor.....	69
Tabela 4.1 – Relações ε -NUT para serpentinas com duas fileiras de tubos, com circuitos do fluido interno aos tubos paralelos, arranjo de escoamento cruzado e arranjo alternado de tubos, ESDU (2003).....	81
Tabela 4.2 – Dados geométricos dos tubos de cobre ranhurados, fornecidos pela empresa Termomecanica.....	83
Tabela 4.3 – Faixas de valores das incertezas associadas aos parâmetros medidos e ao cálculo dos fatores j' e f , h'_{ar} e V_{face} e $E/(A_e \cdot h'_{ar})$	85
Tabela 5.1 – Descrição da geometria das serpentinas ensaiadas.....	88
Tabela 5.2 – Desvio médio absoluto do desempenho obtido pelas serpentinas 3 e 8; através do emprego da correlação obtida da bancada de ebulição convectiva do Laboratório de Refrigeração da EESC-USP (Eq.(4.2))	90
Tabela 5.3 – Desvio médio absoluto das correlações em relação aos dados experimentais da correlação de Wang et al. (1997) em relação aos resultados das serpentinas 2, 3 e 6.....	111
Tabela 5.4 – Desvio médio absoluto das correlações em relação aos dados experimentais da correlação de Wang et al. (1999-b) em relação aos resultados das serpentinas 5 e 7.....	112

LISTA DE SÍMBOLOS

a	constante de correlação	
A	área superficial em que U é baseado, área de transferência de calor	$[m^2]$
A_c	área de escoamento mínimo	$[m^2]$
A_{fr}	área frontal	$[m^2]$
A_{transv}	área de seção transversal	$[mm^2]$
b	constante de correlação	
c	constante de correlação	
c_p	capacidade calorífica a pressão constante	$[J/kg.K]$
c_v	capacidade calorífica a volume constante	$[J/kg.K]$
C	capacidade térmica	$[W/K]$
d	constante de correlação	
D_a	densidade de aletas	$[aletas/m]$
\bar{D}	difusividade mássica do naftaleno no ar	$[m^2/s]$
D_c	diâmetro do colarinho	$[mm]$
D_e	diâmetro externo	$[mm]$
D_h	diâmetro hidráulico da passagem de escoamento	$\left[\frac{4A_c L_e}{A_e} \right] [mm]$
D_{hi}	diâmetro hidráulico interno dos tubos	$\left[\frac{4A_{c,i} L}{A_i} \right] [mm]$
D_i	diâmetro interno do tubo	$[mm]$
E	potência de bombeamento	$[W]$
E_{ea}	espaçamento entre aletas	$[mm]$
E_D	espaçamento diagonal entre tubos	$[mm]$
E_l	espaçamento longitudinal entre tubos	$[mm]$
E_t	espaçamento transversal entre tubos	$[mm]$
F_G	fator de correção para arranjo de escoamento diferente do contracorrente	
G	velocidade mássica	$[kg/m^2.s]$
h	coeficiente convectivo de transferência de calor	$[W/m^2.K]$
h'	coeficiente convectivo de transferência de calor modificado	$[W/m^2.K]$
h_m	coeficiente de transferência de massa	$[kg/s.m^2]$
H_j	altura da janela da aleta	$[mm]$
i	entalpia	$[kJ/kg]$
k	condutividade térmica	$[W/mK]$
L_e	comprimento do trocador na direção do escoamento do ar	$[mm]$
\dot{m}	vazão mássica	$[kg/s]$
m_{troc}	massa do trocador	$[kg]$

M	parâmetro para cálculo da eficiência da aleta	$\left[\sqrt{\frac{2h}{k\delta}} \right] [\text{m}^{-1}]$
N_a	número de aletas	
N_f	número de fileiras em profundidade	
P	pressão	[kPa]
P_a	passo de aletas	[mm]
P_d	amplitude de ondulação da aleta corrugada	[mm]
P_j	passo da janela da aleta	[mm]
P_o	passo de ondulação da aleta corrugada ou pressão do estado morto	[mm] ou [kPa]
q	taxa de transferência de calor	[W]
r_e	raio do tubo baseado no diâmetro do colarinho	[mm]
R_{eq}	raio equivalente à área de influência do tubo na aleta para cálculo da eficiência da aleta	[mm]
r_h	raio hidráulico da passagem de escoamento	[mm]
R_{tot}	resistência térmica total do trocador	[K/W]
R_e	resistência térmica externa do trocador	[K/W]
R_f	resistência térmica de incrustação do trocador	[K/W]
R_i	resistência térmica interna do trocador	[K/W]
R_p	resistência térmica da parede que separa os fluidos do trocador	[K/W]
s	entropia	[kJ/kg.K]
T	temperatura	[°C ou K]
T_b	temperatura na base da aleta	[°C ou K]
T_o	temperatura do estado morto	[°C ou K]
T_∞	temperatura do meio externo	[°C ou K]
U	coeficiente global de transferência de calor de um trocador	[W/m ² .K]
u	energia interna	[kJ/kg]
v	volume específico	[m ³ /kg]
V	velocidade	[m/s]
V_{ol}	volume total do trocador	[m ³]
X	parâmetro para obtenção de F_G	
X_L	parâmetro para cálculo da eficiência da aleta	[mm]
X_M	parâmetro para cálculo da eficiência da aleta	[mm]
Z	parâmetro para obtenção de F_G	
Letras Gregas		
β	razão entre a área superficial de transferência de calor de um fluido e o volume total do trocador	[m ² /m ³]
ΔP	perda de carga	[kPa]
ΔT	diferença de temperatura	[°C ou K]
σ	razão entre as áreas de escoamento mínimo e a frontal	
δ	espessura da aleta	[mm]
μ	viscosidade dinâmica	[kg/m.s]
η_a	eficiência da aleta	
η_o	eficiência global da superfície aletada	

ϕ	parâmetro de cálculo da eficiência da aleta	
ρ	densidade	[kg/ m ³]
φ	exergia de fluxo	[kJ/kg]
θ	ângulo da corrugação	[graus]

Índices Subscritos

a	referente à aleta
ag	referente à água
ar	referente ao ar
cc	referente ao arranjo em contracorrente
correl	relativo à correlação
e	referente à seção de entrada ou ao lado do fluido externo do trocador
f	referente ao fluido frio
face	referente à área de face, ou frontal, do trocador
i	referente ao lado do fluido interno do trocador de calor
m	média
máx	máximo
mín	mínimo
ml	média logarítmica
p	referente à parede, ou superfície primária
padrão	referente à condições-padrão de temperatura e pressão
q	referente ao fluido quente
s	referente à seção de saída, ou à superfície secundária
t	relativo aos tubos

Adimensionais

C_r	razão entre as capacidades térmicas mínima e máxima de um trocador	$\left[\frac{\rho G(DC)}{\mu} \right]$
ε	efetividade térmica do trocador	$\left[\frac{q_{real}}{q_{máx}} \right]$
f	fator de atrito de Fanning	$\left[\frac{2\rho\Delta P}{G^2} \frac{A_c}{A} \right]$
f_D	fator de atrito de Darcy	$[f_D=4f]$
j	fator de Colburn	$[St Pr^{2/3}]$
j'	fator de Colburn modificado	$[j \cdot \eta_o]$
K_c	coeficiente de contração do escoamento	
K_e	coeficiente de expansão do escoamento	
Nu	número de Nusselt	$\left[\frac{hD_h}{k} \right]$
NUT	número de unidades de transferência	$\left[\frac{UA}{C_{min}} \right]$

Pr	número de Prandtl	$\left[\frac{\nu}{\alpha} \right]$
Re _{DC}	número de Reynolds baseado em uma dimensão característica DC	$\left[\frac{G(DC)}{\mu} \right]$
Sc	número de Schmidt	$\left[\frac{\nu}{D_{AB}} \right]$
Sh	número de Sherwood	$\left[\frac{h_m D_h}{\mathfrak{D}} \right]$
St	número de Stanton	$\left[\frac{Nu}{Re Pr} = \frac{h}{Gc_p} \right]$

RESUMO

SANTOS, A. C. de A. E. dos (2005), *Influência de Parâmetros Geométricos no Desempenho Termo-Hidráulico do Lado do Ar em Serpentinhas*, São Carlos, 144 p., Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

O objetivo da presente pesquisa é analisar o desempenho termo-hidráulico do lado do ar de trocadores de calor tubo-aletados. Uma pesquisa da literatura foi executada em duas áreas diferentes: desempenho termo-hidráulico e seleção de superfície, feita por comparações de desempenho, para otimizar o projeto de trocadores de calor. O impulso principal da pesquisa esteve na avaliação experimental de dez serpentinhas para investigar o efeito dos seguintes parâmetros sobre o desempenho do lado do ar: número de fileiras de tubos, densidade de aletas, superfície interna dos tubos e superfície da aleta (corrugada ou janelada). Os experimentos foram executados com água quente escoando internamente aos tubos em uma bancada de testes equipada com controladores que permitiram o controle exato e a medição das condições do ar e da água. As comparações com dados disponíveis na literatura para condições semelhantes revelaram que as tendências dos resultados presentes são coerentes e adequadas. Os resultados de transferência de calor e perda de carga da presente investigação não são adequadamente correlacionados por equações da literatura, sendo os desvios atribuíveis a diferenças na geometria das aletas. Finalmente, um procedimento de seleção de superfície para as aletas foi testado baseado em uma relação entre o índice de transferência de calor e a potência de bombeando. A superfície que obteve melhor desempenho entre as testadas foi a aleta janelada numa serpentina de quatro fileiras de tubos.

Palavras-chave: serpentinhas, desempenho, termo-hidráulico, ar, aletas corrugadas, aletas janeladas, critérios de seleção de superfície.

ABSTRACT

SANTOS, A. C. de A. E. dos (2005), *Influence of Geometric Parameters on the Air-side Performance of Air Coils*, São Carlos, 144 p., M.Sc. Dissertation – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

The aim of the presente research was to analyze the termo-hidraulic performance of the air side of plate-fin-and-tube heat exchangers. A literature survey has been carried out in two different areas: termo-hidraulic performance and surface selection, done by performance comparisons, to optimize heat exchangers design. The main thrust of the research has been in the experimental evaluation of ten coils in order to investigate the effect of the following parameters over the air side performance: number of tube rows, fin density, tubes internal surface and surface fins (wavy or louvered). Experiments have been carried out with warm water as the tube fluid in a test bench with control capabilities wich allowed the accurate control and measurement of air and water conditions. Comparisons with data available in the literature for similar conditions have revealed that the trends of the present results are consistent and adequate. Heat transfer and pressure drop results of the present investigation are not adequately correlated by equations from literature, deviations being attributable to differences in the geometry of the fins. Finally, a procedure for fin surface selection has been tested based on the ratio between the heat transfer rate and the pumping power. The best performing surface among the ones tested was the louver fin in a four tube row coil.

Keywords: air coil, air-side, performance, termo-hidraulic, wavy fin, louver fin, surface selection.

CAPÍTULO 1- INTRODUÇÃO

1.1 Introdução

Trocadores de calor são equipamentos que promovem a transferência de calor entre dois fluidos a diferentes temperaturas, separados por uma parede sólida. Os diferentes tipos de trocador são classificados em função da sua construção e da configuração do arranjo de escoamento dos fluidos.

No arranjo em paralelo, os fluidos quente e frio entram pela mesma extremidade, escoam no mesmo sentido e deixam o equipamento também pela mesma extremidade. No arranjo em contracorrente, os fluidos entram por extremidades opostas, escoam em sentidos opostos e deixam o equipamento por extremidades opostas. Há também o escoamento cruzado, que ocorre quando um fluido escoia perpendicularmente ao outro. Dentro deste arranjo, há ainda a possibilidade de se ter o fluido misturado ou não-misturado, conforme mostra a Fig. 1.1.

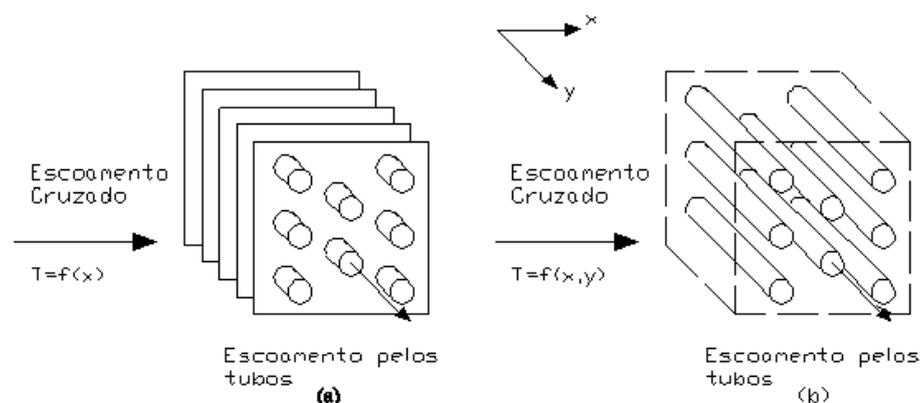


Figura 1.1-Trocadores de calor com escoamento cruzado. (a)Tubos aletados com ambos os fluidos não misturados. (b)Tubos sem aletas com um fluido misturado e outro não. Incropera e De Witt (1996).

Na Fig. 1.1a, o fluido é dito não misturado porque as aletas impedem a movimentação do fluido externo na direção y e a temperatura dele é função apenas da coordenada x , diferentemente da Fig. 1.1b, onde o escoamento do fluido externo é misturado e, portanto, a temperatura dele é função tanto de x quanto de y .

Quanto ao tipo de construção, os trocadores podem ser: tubos-concêntricos, compactos (tubos ou placas aletados), casco-e-tubos, conforme mostra a Fig. 1.2, havendo ainda outros tipos, como por exemplo, o de placas.

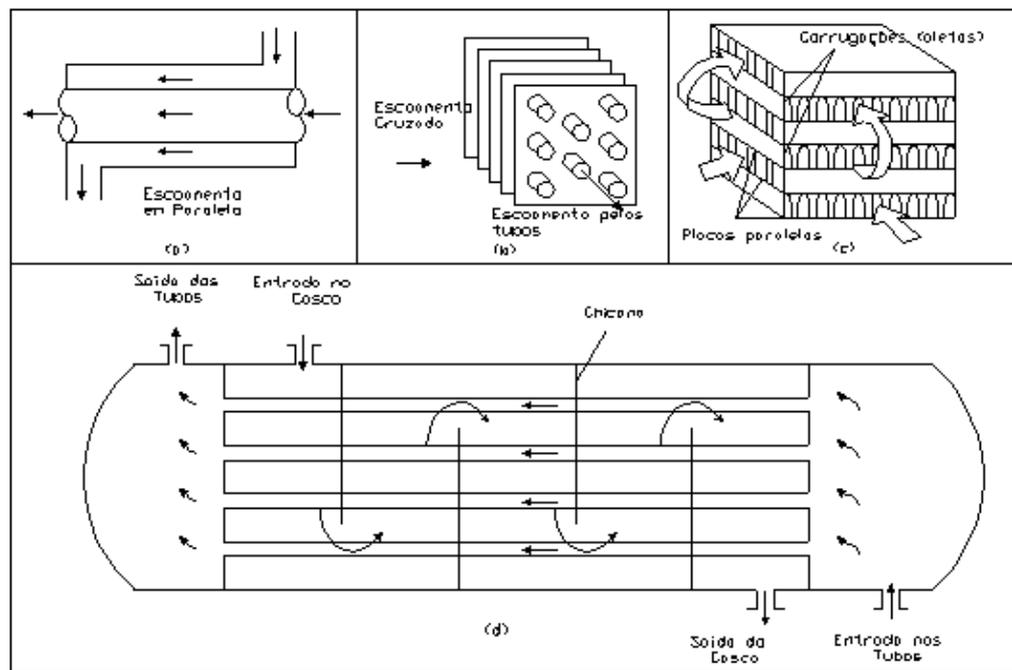


Figura 1.2- Tipos de trocadores de calor quanto à construção. (a) Tubos concêntricos. (b) Tubo-aletado. (c) Placa-aletado. (d) Casco-e-tubos. Incropera e De Witt (1996).

Os trocadores do tipo compacto são utilizados quando pelo menos um dos fluidos é um gás, com o intuito de tornar mais efetiva a taxa de transferência de calor do lado do mesmo, uma vez que este é caracterizado por um baixo coeficiente convectivo. Essa melhora da transferência de calor se dá pelo aumento da área de transferência de calor (área superficial) através do emprego de aletas (superfícies estendidas) com superfícies lisas ou intensificadoras (dotadas de corrugações, janelas ou recortes).

Assim, é de grande interesse, dentro do estudo de trocadores compactos, procurar a otimização da transferência de calor do lado do gás (geralmente o ar), que possui a resistência térmica dominante do trocador (maior), analisando os meios de aumentar o coeficiente de transferência de calor deste lado através de alterações em sua

geometria, sem aumentar significativamente a perda de carga. Como o escoamento do lado do gás em um trocador de calor compacto é muito complexo – e este influencia os mecanismos de transferência de calor e perda de carga – o estudo do desempenho termo-hidráulico de diferentes configurações de trocadores se dá empiricamente, ou por modelagem computacional.

Neste sentido, ensaios experimentais foram realizados no Laboratório de Refrigeração da EESC, com dez condensadores frigoríficos tubo-aletados resfriados a ar, com água quente escoando no interior dos tubos. As serpentinas apresentam certa diversidade de formas construtivas, associadas a parâmetros geométricos tais como superfície das aletas, espaçamento entre aletas, configuração interna dos tubos, número de fileira de tubos, comprimento da aleta (na direção do escoamento do ar) etc, de forma que o presente estudo propõe avaliar experimentalmente o efeito de tais parâmetros sobre o desempenho dos trocadores.

A análise dos efeitos de parâmetros geométricos e de superfícies intensificadoras no desempenho termo-hidráulico foi desenvolvida de acordo com os seguintes aspectos:

- Levantamento bibliográfico de trabalhos experimentais e numéricos envolvendo a avaliação de distintos efeitos como o da geometria, além do levantamento de correlações para determinação do desempenho termo-hidráulico de serpentinas resfriadas a ar com aletas de superfícies intensificadoras (corrugadas e janeladas).
- Levantamento bibliográfico de *critérios de seleção de superfície*, que são técnicas propostas para avaliar distintas superfícies de transferência de calor, experimentalmente ou por modelagem computacional, e determinar quais são ótimas em relação a um determinado parâmetro-objetivo (menor volume total do trocador, menor custo, entre outros).
- Estudo paramétrico-experimental em uma bancada de ensaios capaz de levantar o desempenho deste tipo de trocador, reproduzindo em laboratório as diversas condições de operação a que os sistemas de refrigeração comerciais são submetidos.
- Comparação dos resultados de algumas das correlações com aqueles obtidos nos ensaios.

1.2 Justificativa

A utilização do trocador de calor compacto tipo serpentina pela indústria nacional tem experimentado uma significativa expansão nos últimos anos, especialmente nas aplicações frigoríficas. Embora um número não desprezível de pequenas e médias empresas no país opere na manufatura destes trocadores, nota-se pouca atividade de pesquisa e desenvolvimento. Por outro lado, é nítida a carência de laboratórios de ensaio de seus produtos por parte dessas indústrias. Justifica-se assim, um trabalho que procure adequar a pesquisa nacional ao nível da internacional, investigando certos aspectos básicos de fenomenologia, contribuindo com dados experimentais do desempenho termo-hidráulico do ar em distintas serpentinas.

1.3 Objetivos

A presente pesquisa tem por objetivo principal investigar, através de uma análise experimental, a influência de alguns parâmetros da geometria do trocador no desempenho deste assim como ilustrar um critério de seleção de superfícies de trocadores de calor compactos, envolvendo a otimização do trocador para o dado parâmetro proposto pelos autores do referido critério.

Ainda, foi feita a comparação dos resultados experimentais obtidos utilizando um critério de seleção escolhido, tornando-se possível estabelecer critérios de escolha de um trocador de calor.

CAPÍTULO 2- FUNDAMENTOS

2.1 Introdução

Este capítulo tem o objetivo de apresentar os conceitos básicos envolvidos nos processos de transferência de calor e de perda de carga em trocadores de calor tubo-aletados, dando ênfase aos resfriados a ar, oferecendo assim os subsídios necessários para a compreensão e discussão do levantamento bibliográfico realizado, do procedimento experimental e do tratamento e discussão dos resultados obtidos.

2.2 Análise da Transferência de Calor em um Trocador de Calor

Em um trocador de calor convencional de dois fluidos, os parâmetros relacionados ao desempenho de transferência de calor são: o coeficiente global de transferência de calor, a área superficial (e a efetividade de “transferência” da mesma), as temperaturas terminais dos fluidos, suas capacidades térmicas e o arranjo do escoamento, (diretamente relacionados à efetividade térmica do trocador).

Assim, a análise da transferência de calor em um trocador será dividida em tópicos, relacionados aos parâmetros citados acima através do seguinte organograma:

- 1) Coeficiente global de transferência de calor;
- 2) Eficiência da aleta e da superfície aletada, bem como a intensificação da superfície das mesmas;

3) Método ε -NUT para cálculo da transferência de calor total do trocador.

2.2.1 Coeficiente Global de Transferência de Calor

O coeficiente global U vem da equação da transferência total de calor, que combina as resistências térmicas convectivas e condutivas, responsáveis pela transferência de calor entre os dois fluidos, em uma equação similar à lei de Ohm para uma corrente elétrica. Assim, a recíproca do produto UA (condutância térmica do trocador) é igual à resistência térmica total, R_{tot} , que pode ser considerada como tendo os seguintes componentes:

- um componente convectivo associado ao fluido interno, R_i , incluindo a efetividade térmica da superfície estendida ou aletada da área deste fluido (se houver);
- um componente de condutividade térmica da parede que separa os dois fluidos, R_p (dos tubos ou das placas do trocador);
- um componente resultante de um contato imperfeito entre as superfícies da aleta e da parede sólida R_{cont} , caracterizado pela presença de lacunas, que geralmente são preenchidas pelo ar;
- um componente convectivo associado ao fluido externo, R_e , incluindo a efetividade térmica da superfície estendida ou aletada da área deste fluido (se houver);
- fatores de incrustação para estimar os efeitos do acúmulo de impurezas ou de ferrugem com o uso, em ambos os lados interno e externo, $R_{f,i}$ e $R_{f,e}$.

A maioria dos autores omite os fatores de incrustação e de contato (por serem difíceis de avaliar), obtendo a resistência total do trocador como a soma das resistências térmicas interna, externa e de parede. Um circuito elétrico analógico que expressa esta idéia em um trocador, no qual o fluxo de calor se dá em direção ao fluido externo, está representado a seguir na Fig 2.1.

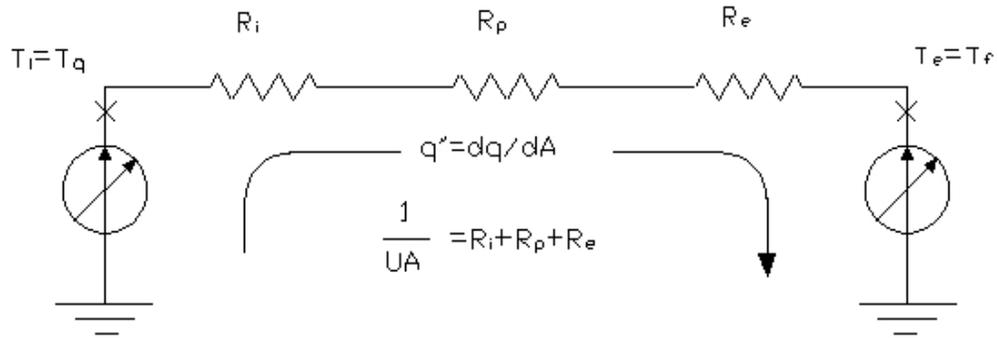


Figura 2.1- Representação do circuito térmico para a equação da taxa de transferência de calor, Eq. (2.1). Kays e London (1984).

A equação para a resistência térmica total, considerando a resistência condutiva em parede cilíndrica, pode ser dada por:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_{o,i} h_i A_i} + \frac{\ln(D_e / D_i)}{A_i k_t} + \frac{1}{\eta_{o,e} h_e A_e} \quad (2.2)$$

É evidente que $U_i A_i = U_e A_e = UA$ e, então, generalizando a Eq. (2.2) pode ser obtida de duas formas, segundo as Eqs. (2.3a) e (2.3b):

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{\eta_{o,i} h_i} + \frac{\ln(D_e / D_i)}{(2k_t \pi L) / A_i} + \frac{1}{(A_e / A_i) \eta_{o,e} h_e} \quad (2.3a)$$

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1}{(A_i / A_e) \eta_{o,i} h_i} + \frac{\ln(D_e / D_i)}{(2k_t \pi L) / A_e} + \frac{1}{\eta_{o,e} h_e} \quad (2.3b)$$

onde U_i é dado por unidade de área superficial do fluido interno e U_e é dado por unidade de área superficial do fluido externo. Os termos $\eta_{o,i}$ e $\eta_{o,e}$ denotam a efetividade térmica da área superficial total A_i e A_e , respectivamente.

Em relação às resistências dos fluidos, o componente da resistência da parede ainda pode ser desprezado. Em um trocador de calor líquido-gás, o componente de resistência do gás é sempre superior à do líquido e é dito como controlador da transferência de calor.

2.2.2 Eficiência da Aleta e Efetividade Global da Superfície Aletada

O emprego de trocadores tubo-aletados é benéfico quando o calor é transferido entre um gás (geralmente o ar) escoando externamente aos tubos e um líquido (ou um fluido em mudança de fase) dentro dos tubos. Quando se utiliza um gás como fluido externo de um trocador tubo-aletado este é denominado trocador tipo “serpentina”. Nestes casos, o coeficiente de transferência de calor do lado do ar pode ser de 10 a 50 vezes menor do que o coeficiente do lado dos tubos (WEBB, 1980). O uso de superfícies aletadas tem função de aumentar a condutância do lado do gás (produto hA), de forma a igualar as resistências térmicas de cada lado do trocador, resultando assim em um trocador otimizado. A superfície estendida do lado do ar é particularmente vantajosa se seu custo por unidade de área for menor do que o da superfície primária. A Fig. 2.2 mostra as duas configurações mais comuns de geometrias tubo-aletadas.

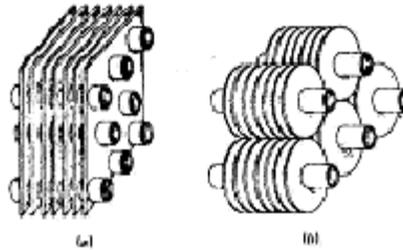


Figura 2.2- Geometria tubo-aletada com (a) aleta de placa e (b) aleta circular. Webb (1980).

Em alguns casos, aletas circulares ou de placas são estampadas em uma lâmina de metal de pequena espessura, e posteriormente são alojadas nos tubos. Com a expansão dos tubos, as aletas aderem a estes, garantindo o contato perfeito entre aletas e tubos.

No processo de fabricação, além da conformação dos furos para a passagem dos tubos e dos colarinhos a elas associados, são conformados distintos dispositivos de intensificação na superfície das aletas. Se a expansão térmica ou a resistência de contato forem relevantes, é feita uma ligação metalúrgica por solda. A Fig. (2.3) ilustra alguns tipos de superfície intensificadoras conformadas nas aletas de serpentinas.

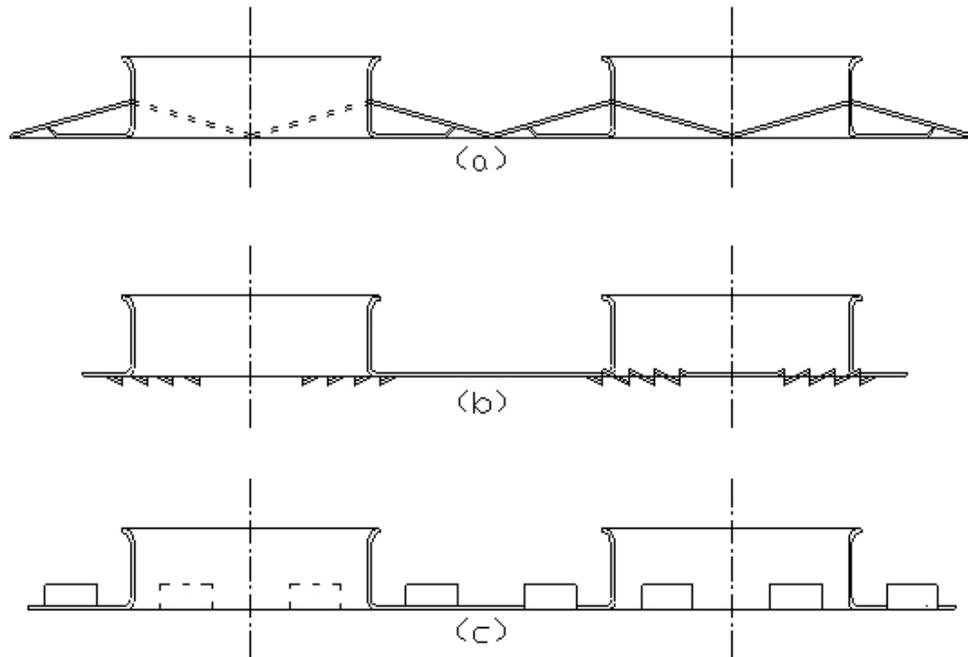


Figura 2.3- Superfícies intensificadoras das aletas para gases: (a) corrugadas, (b) janeladas e (c) recortadas.

Ao longo da aleta ocorrem gradientes de temperatura que se estendem na direção do fluido e implicam que a temperatura superficial da aleta é inferior à da base, reduzindo a efetividade térmica da superfície sólida. Estes gradientes ocorrem porque a aleta apresenta resistência térmica condutiva à transferência de calor da superfície sólida original, no presente caso, os tubos. Assim, a condução de calor na superfície de uma aleta ocorre em direção à sua extremidade, uma vez que o fluxo de calor condutivo ocorre na direção da diminuição de temperatura (Lei de Fourier):

$$q_a = -k_a A_{transv,a} \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} \quad (2.4)$$

A Fig. 2.4 ilustra o sentido da condução de calor na superfície de uma aleta de placa retangular, de seção transversal, $A_{transv,a}$, constante.

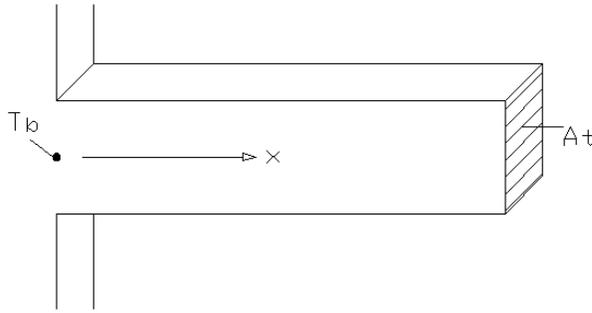


Figura 2.4- Condução de calor na superfície de uma aleta retangular.

Assim, considera-se que toda a aleta esteja à mesma temperatura da sua base, T_b , e introduz-se um fator chamado eficiência da aleta, η_a , definida como a razão entre a taxa de transferência de calor de uma aleta real e a taxa de transferência de calor que existiria se a aleta toda estivesse na temperatura da sua base:

$$\eta_a = \frac{q_a}{h_e A_a (T_b - T_\infty)} \quad (2.5)$$

onde T_b é a temperatura da base da superfície na qual as aletas estão instaladas e T_∞ é a temperatura do fluido externo.

Há várias relações para a eficiência da aleta η_a dependendo de sua geometria. Um método bastante utilizado por distintos autores para o cálculo desta variável em serpentinas dotadas de aletas de placas é o método de aproximação descrito por Schmidt (1949) apud Wang et al. (1997). Este método consiste em aproximar a aleta de placa por uma aleta circular, através das seguintes expressões:

$$\eta_a = \frac{\tanh(Mr_e \phi)}{Mr_e \phi} \quad (2.6)$$

$$M = \sqrt{\frac{2h_e}{k_a \delta}} \quad (2.7)$$

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r_e} - 1 \right) \left[1 + 0,35 \left(\ln \left(\frac{R_{eq}}{r_e} \right) \right) \right] \quad (2.8)$$

onde R_{eq} é o raio equivalente obtido para a aleta circular de área igual à região de influência que cada tubo proporciona na temperatura da porção da aleta de placa original, conforme ilustra a Fig. 2.5.

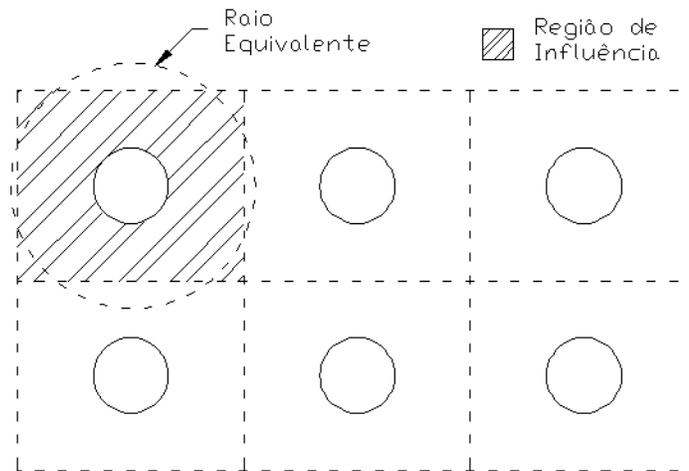


Figura 2.5- Região de influência do tubo em aleta de placa retangular, ilustrando o raio equivalente à esta região.

Este método calcula o raio equivalente de acordo com a disposição dos tubos do trocador, uma vez que o arranjo de tubos altera a região de influência. Assim, para arranjo de tubos alternados tem-se:

$$\frac{R_{eq}}{r_e} = 1,27 \frac{X_m}{r_e} \sqrt{\frac{X_L}{X_m} - 0,3} \quad (2.9)$$

onde $X_m = \frac{E_t}{2}$ (2.10)

e $X_L = \frac{\sqrt{\left(\frac{E_t}{2}\right)^2 + E_l^2}}{2}$ (2.11)

E para arranjo de tubos alinhados (ou trocador com única fileira):

$$\frac{R_{eq}}{r_e} = 1,28 \frac{X_m}{r_e} \sqrt{\frac{X_L}{X_m} - 0,2} \quad (2.12)$$

Então, o calor transferido pela superfície aletada, considerada apenas na área externa, é a soma do calor transferido pela superfície primária – relativa à parede sólida exposta dos tubos – e secundária, relativa às aletas:

$$q = q_p + q_s = q_p + N_a q_a \quad (2.13)$$

onde os subscritos p e s são relativos às áreas primária e secundária e N_a é o número de aletas.

Assim a transferência de calor q fica:

$$q = h_e (T_b - T_\infty) (A_p + \eta_a N_a A_a) \quad (2.14)$$

que é igual a:

$$q = \left[1 - \frac{A_s}{A_e} (1 - \eta_a) \right] h_e A_e (T_b - T_\infty) \quad (2.15)$$

podendo-se definir a variável eficiência global da superfície aletada do lado externo, $\eta_{o,e}$, dada por:

$$\eta_{o,e} = 1 - \frac{A_s}{A_e} (1 - \eta_a) \quad (2.16)$$

2.2.3 Método ε -NUT

A equação da taxa de transferência de calor, Eq. (2.2) descrita anteriormente, deve ser combinada à equação de energia que calcule a perda de entalpia do fluido interno para o fluido externo e assim relacionar as variáveis listadas no início desta discussão.

Essas variáveis são muito numerosas para permitir descrição gráfica imediata da relação entre as mesmas. No entanto, elas podem ser agrupadas em um pequeno número de parâmetros adimensionais que permitam tal representação.

Assim, para definir a efetividade térmica de um trocador de calor, ε , deve-se definir qual a quantidade máxima de transferência de calor que ele pode transferir, $q_{m\acute{a}x}$. Esta taxa poderia, em princípio, ser obtida em um trocador em contracorrente com comprimento infinito. Um dos fluidos, o de capacidade térmica mínima, $C_{m\acute{i}n}$, apresentaria a máxima diferença de temperatura possível, $(T_{q,e}-T_{f,e})$ (uma vez que o comprimento tende ao infinito, a temperatura de saída deste fluido será igual à temperatura de entrada do outro). E pela conservação da energia, tem-se que:

$$q = C_q (T_{q,e} - T_{q,s}) = C_f (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (2.17)$$

Pode-se concluir que o fluido que possui máxima capacidade térmica, certamente não poderia apresentar a máxima diferença de temperatura porque exigiria que o fluido de capacidade térmica mínima apresentasse uma diferença de temperatura ainda maior. Então:

$$q_{m\acute{a}x} = C_{m\acute{i}n} (T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (2.18)$$

Assim, a efetividade da transferência de calor em um trocador é dada por:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{m\acute{a}x}} = \frac{C_q (T_{q,e} - T_{q,s})}{C_{m\acute{i}n} (T_{q,e} - T_{f,e})} = \frac{C_f (T_{f,s} - T_{f,e})}{C_{m\acute{i}n} (T_{q,e} - T_{f,e})} \quad (2.19)$$

onde $C_{m\acute{i}n}$ é a menor entre as capacidades térmicas C_q e C_f .

O parâmetro adimensional denominado número de unidades de transferência de calor, NUT , é dado por:

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (2.20)$$

onde A é a mesma área de transferência de calor utilizada na definição de U . Em trabalhos de projeto, geralmente U pode ser tratado como constante.

A relação entre as capacidades térmicas, C_r , é:

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (2.21)$$

onde C_{\min} e C_{\max} são, respectivamente, a menor e a maior das magnitudes entre C_q e C_f .

No geral, é possível expressar:

$$\varepsilon = f(NUT, C_r, \text{geometria}) \quad (2.22)$$

Estes parâmetros adimensionais não são importantes apenas para permitir uma representação gráfica “compacta”, mas também para entendimento dos seus significados físicos. Então, ε significa a efetividade de um trocador de calor de um ponto de vista termodinâmico e o número de unidades de transferência, NUT , é a expressão adimensional relacionada a razão dos diferenciais de temperatura máximo e médio.

Observando a Fig. 2.6, da efetividade ε em função de NUT para escoamento em contracorrente, nota-se que para uma dada relação de capacidades térmicas – C_r – a efetividade ε tem uma característica assintótica. Quando o NUT é pequeno, a efetividade é pequena, e quando NUT é grande, ε se aproxima assintoticamente do limite imposto pelo arranjo do escoamento e pela razão entre as capacidades térmicas mínima e máxima. A maneira na qual a área de transferência e o coeficiente global de transferência de calor entram na equação do NUT , enfatiza que para obter alto NUT (e então alto ε) requer capital,

espaço e peso para a área de transferência A , ou, em termos de um aumento da potência de bombeamento, para obter menor resistência convectiva para um maior U .

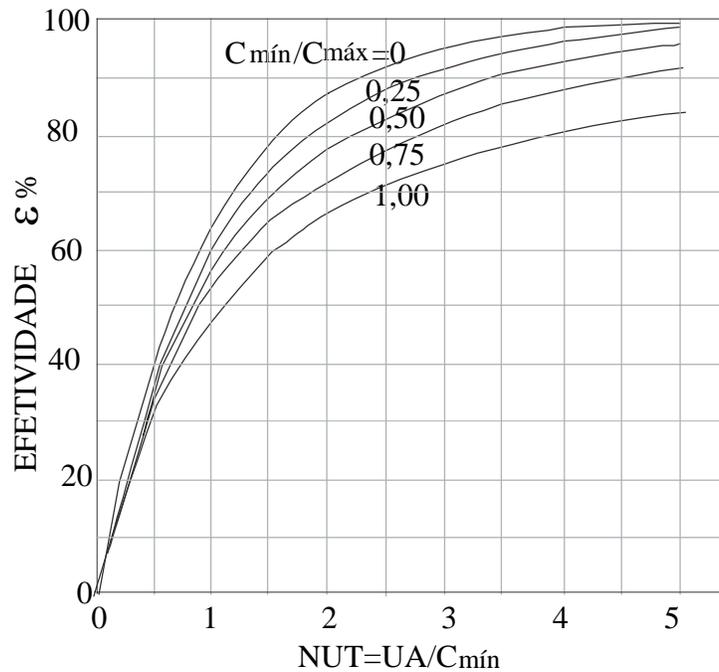


Figura 2.6- Efetividade ε de um trocador em contracorrente como função de NUT e C_r . Kays e London (1984).

A literatura dispõe de relações ε - NUT para diversos tipos de escoamento, e configurações de trocadores.

Há dois casos limites: quando $C_r = 0$ e $C_r = 1$ (valores mínimos e máximo possíveis de se obter). O primeiro caso ocorre quando um dos fluidos está mudando de fase (pois $C_{máx} \rightarrow \infty$), independentemente do arranjo do escoamento e então:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT} \tag{2.23}$$

A Tab. 2.1 ilustra algumas relações ε - NUT para distintos trocadores de calor, em função do arranjo de escoamento.

Tabela 2.1- Algumas relações ε -NUT.

Arranjo do escoamento	Cálculo de ε
Contracorrente em tubos concêntricos	$\varepsilon = \frac{NUT}{1 + NUT}, \text{ se } C_r=1$ $\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NUT(1 - C_r)]}, \text{ se } C_r < 1$
Paralelo em tubos concêntricos	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 + C_r)]}{1 + C_r}$
Casco e tubos: um passe no casco e (2,4,...passe no tubo)	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-NUT(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NUT(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$
Casco e tubos: n passes no casco e (2n, 4n,...passe no tubo)	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$

2.2.4 Método da Diferença Média Logarítmica de Temperaturas

Um método de projeto comumente usado no cálculo de trocadores de calor é o método ε -NUT, anteriormente descrito. O outro, equivalente, é o método da equação da diferença média logarítmica de temperaturas, segundo o qual a transferência de calor assume a forma:

$$q = UAF_G \Delta T_{ml} \tag{2.24}$$

onde q é a taxa global de transferência de calor e ΔT_{ml} é a diferença média de temperatura logarítmica entre os dois fluidos, calculada para o arranjo de escoamento em contracorrente, dada por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{q,s} - T_{f,e}) - (T_{q,e} - T_{f,s})}{\ln(T_{q,s} - T_{f,e}) / (T_{q,e} - T_{f,s})} \tag{2.25}$$

Se o trocador de calor é realmente uma unidade em contracorrente, o fator adimensional F_G é igual a um. Para todos os outros arranjos, F_G será menor que a unidade. Esse fator foi calculado por uma variedade de configurações de escoamento e pode ser apresentado na forma gráfica (Fig. 2.7).

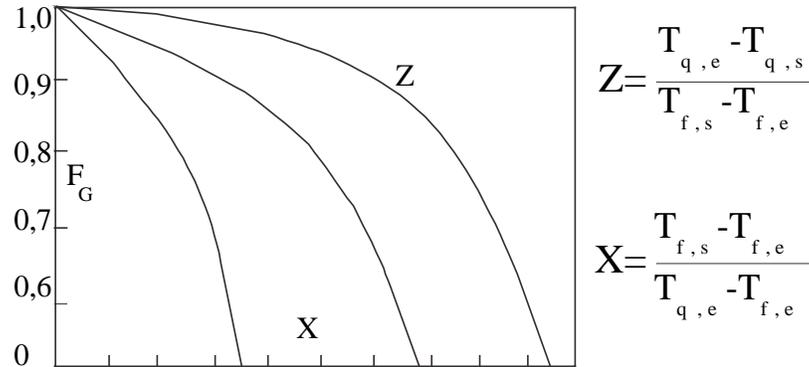


Figura 2.7- Fator de correção para configuração do escoamento para equação da taxa média logarítmica. Arranjo de escoamento especificado. Kays e London (1984).

Para a comparação dos dois métodos, da aproximação ε - NUT e da equação da taxa média logarítmica, Kay e London (1984) fizeram uma correspondência entre estes dois métodos.

Supondo dois trocadores de calor, o de referência com escoamento em contracorrente e o trocador em questão. Os dois operam com o mesmo U , as mesmas temperaturas de entrada dos fluidos, vazões e a área de transferência de calor do trocador com escoamento em contracorrente deve ser tal que os dois trocadores proporcionem o mesmo q . Assim, as ΔT_{ml} serão as mesmas para os dois trocadores e:

$$F_G = \frac{A_{cc}}{A} \leq 1 \tag{2.26}$$

ou

$$F_G = \frac{NUT((cc \text{ para o mesmo } \varepsilon))}{NUT(real)} \tag{2.27}$$

Examinando os parâmetros X e Z da Fig. 2.7 -para a obtenção do fator F_G - levam à conclusão que:

$$X = \varepsilon \text{ para } C_f = C_{\min} \quad (2.28)$$

ou:

$$X = \varepsilon \left(\frac{C_q}{C_f} \right) \text{ para } C_q = C_{\min} \quad (2.29)$$

e:

$$Z = \frac{C_q}{C_f} = C_r = \frac{1}{C_r} \quad (2.30)$$

Fica claro, então, que existe uma correspondência entre esses dois grupos de parâmetros.

As principais vantagens do método ε - NUT são:

- A efetividade é um parâmetro simplesmente definido com significado termodinâmico de um fator de eficiência; ele se basta como variável dependente, sem aparecer diretamente na abscissa ou indiretamente na ordenada.
- O método ε - NUT simplifica a álgebra envolvida e prediz o desempenho de geometrias complexas de diferentes arranjos de escoamentos.
- O argumento mais convincente está relacionado ao fato de facilitar o trabalho de projeto. Para ilustrar, Kays e London (1984) consideraram os dois típicos problemas seguintes:
 - a. Procedimento de “projeto”: dados U , C_f , C_q , e as temperaturas terminais, para determinar a área A necessária.
 - b. Procedimento de “simulação”: dados A , U , C_q , C_f , e $T_{q,e}$ e $T_{f,e}$, para determinar as temperaturas de saída.

Uma comparação detalhada está feita a seguir na Tabela 2.2. Para o primeiro problema, os dois métodos dão uma solução direta, mas o método ε -NUT apresenta uma etapa a menos. O método ε -NUT oferece grandes vantagens com relação ao segundo problema: este método é direto, enquanto que o método da média logarítmica de temperatura envolve sucessivas aproximações.

Tabela 2.2- Comparação entre os métodos ε -NUT e da diferença média de temperaturas logarítmica para a resolução de problemas típicos.

Método ε -NUT	Método da média logarítmica de ΔT
Problema (a)	
1. Calcula ε das temperaturas terminais. Ainda calcula C_r .	1. Calcula X e Z das temperaturas terminais dadas.
2. Usa a curva ε -NUT para o particular arranjo de escoamento e C_r para avaliar NUT.	2. Usa a curva de $F_G(X, Z)$ para o particular arranjo de escoamento para obter F_G .
3. Calcula A de $A = NUT \frac{C_{\min}}{U}$	3. Calcula ΔT_{ml} das temperaturas terminais.
	4. Calcula A de $A = \frac{q}{UF_G \Delta T_{ml}}$
Problema (b)	
1. Calcula NUT das informações dadas. Ainda calcula C_r .	1. Calcula Z de $Z=C_q/C_f$
2. Usa a curva de ε -NUT para o arranjo de escoamento em particular e C_r para avaliar ε .	2. Assume uma temperatura terminal do fluido frio para avaliar $X_{I^{aprox}}$.
3. Calcula q de $q = C_{\min}(T_{q,e} - T_{f,e})\varepsilon$ e as temperaturas terminais de $(T_{f,s} - T_{f,e})C_f = q$ $(T_{q,s} - T_{q,e})C_q = q$	3. Tira F_G da curva.
	4. Avalia $\Delta T_{ml, I^{aprox}}$
	5. Determina $q_{I^{aprox}}$ da equação da equação da média logarítmica de ΔT .
	6. Calcula a temperatura terminal do fluido frio e compara com a assumida no item 2.
	7. Repete até alcançar um valor satisfatório da temperatura terminal do fluido frio.

2.3 Perda de carga no núcleo do trocador

A perda de carga do escoamento de gás na superfície tubo-aletada é constituída de algumas componentes e incorpora:

- os efeitos de atrito, devido ao arrasto viscoso sobre a superfície dos tubos e aletas e ao arrasto de forma nos tubos (pela formação da esteira atrás deste);
- os efeitos de contração e expansão do escoamento nas seções de entrada e saída do trocador;
- os efeitos de aceleração do escoamento, devido à mudança da sua densidade (causada por variações de temperatura).

Sendo assim, a perda de carga total em uma serpentina é fornecida por:

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_{arrasto} + \Delta P_{aceleração} + \Delta P_{contração-expansão} \quad (2.31)$$

onde:

$$\Delta P_{arrasto} = f \frac{G^2}{2} \frac{A_e}{A_c \rho_m} \quad (2.32)$$

$$\Delta P_{aceleração} = G^2 (v_s - v_e) \quad (2.33)$$

$$\Delta P_{contração-expansão} = \frac{G^2}{2} \left[(1 + K_c - \sigma^2) v_e - (1 + K_e - \sigma^2) v_s \right] \quad (2.34)$$

é importante atentar para o fato de que, na Eq. (2.32), f equivale ao coeficiente de atrito (de Fanning) e os coeficientes K_c e K_e estão relacionados, respectivamente, às perdas devido à contração e à expansão do escoamento, enquanto σ é a razão entre as áreas de escoamento mínimo e frontal.

Com isso, o fator de atrito do trocador, denominado fator de atrito aparente por incorporar outros efeitos além do de arrasto, fica:

$$\Delta P = \frac{G^2 v_e}{2} \left[\left(K_c + 1 + \sigma^2 \right) \left(\frac{v_s}{v_e} - 1 \right) + \frac{2(v_s - v_e)}{v_e} + f \frac{A_e}{A_c} \frac{v_m}{v_e} - \left(1 - \sigma^2 - K_e \right) \frac{v_s}{v_e} \right] \quad (2.35)$$

Considerando o escoamento da Fig. 2.8 para aplicações de escoamentos de gases em trocadores de calor, a mudança de pressão da seção 1 para a e de b para 2 é, geralmente, pequena em relação à pressão total, admitindo-se então, que os volumes específicos $v_a \cong v_1 = v_e$ e $v_b \cong v_2 = v_s$.

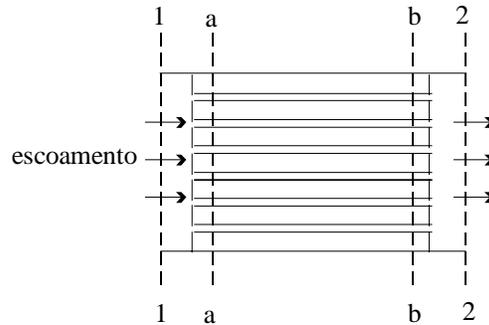


Figura 2.8- Núcleo do trocador de calor para análise da perda de carga. Kays e London (1984).

Segundo Wang et al. (2000), para trocadores tubo-aletados, a perda de carga localizada nas seções de entrada e saída é desprezível e os efeitos de entrada e saída são considerados dentro do fator de atrito f e a equação se torna (K_e e K_c nulos):

$$\Delta P = \frac{G^2 v_e}{2} \left[\left(1 + \sigma^2 \right) \left(\frac{v_s}{v_e} - 1 \right) + f \frac{A_e}{A_c} \frac{v_m}{v_e} \right] \quad (2.36)$$

A velocidade mássica G é baseada na área mínima de escoamento livre, A_c , denotada por:

$$G = \frac{\dot{m}}{A_c} = \frac{\rho V A_{face}}{A_c} = \rho V_{máx} \quad (2.37)$$

Deve-se observar que a Eq. (2.36) é para a perda de carga tomada quando o fluido está sendo aquecido (volume específico é maior na saída), e para o termo de aceleração do fluido devido ao aquecimento poder ser desconsiderado, os dados de atrito devem ser tirados em condição adiabática do escoamento do gás.

Efeitos de perda na entrada e saída do trocador normalmente proporcionam pequena contribuição na perda de carga total no projeto de um trocador de calor usual porque, uma vez que A_e/A_c é elevada, o fator de atrito no núcleo é quem controla a magnitude de ΔP . Conseqüentemente, não é necessária alta acuracidade na avaliação dos coeficientes K_e e K_c .

O fator de atrito, f , é pouco afetado pela variação das propriedades do fluido μ e ρ podendo estas variáveis serem calculadas baseadas na temperatura média entre os valores de entrada e saída do gás.

Alguns autores, como Kim et al. (1997), separam a perda de carga através do trocador em duas componentes: uma relativa ao arrasto de forma nos tubos, f_i , e outra devido ao atrito nas aletas, f_a , resultando na seguinte equação:

$$f = f_a \frac{A_p}{A_e} + f_i \left(1 - \frac{A_p}{A_e} \right) \left(1 - \frac{\delta}{P_a} \right) \quad (2.38)$$

onde o subscrito p denota a superfície primária, δ , a espessura da aleta e P_a o passo de aletas.

CAPÍTULO 3- REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Introdução

O tipo de trocador de calor investigado no presente estudo é de geometria tubo-aletada, com água quente escoando internamente aos tubos e ar externamente. Este tipo de trocador, também denominado de “serpentina”, foi utilizado com o objetivo de estudar o comportamento da transferência de calor e da perda de carga do lado do ar e a água, por sua vez, foi escolhida como fluido do lado dos tubos por ter suas propriedades facilmente determinadas.

Como o coeficiente de transferência de calor por convecção do ar é reduzido, uma das grandes preocupações em relação ao desempenho global deste trocador, como já dito, é diminuir a resistência externa. Com o aumento da vazão de ar, a taxa de transferência de calor se eleva e esta poderia ser a solução. No entanto, a perda de carga tem seu valor elevado em uma proporção muito superior e a potência de bombeamento empregada no escoamento do ar – que é diretamente proporcional à perda de carga – se eleva consideravelmente, implicando em um maior custo de operação deste trocador.

Assim, uma alternativa interessante de intensificar a transferência de calor do lado do ar, sem, no entanto, elevar desnecessariamente a potência de bombeamento, é alcançada por meio da otimização da superfície externa; conferindo a esta uma geometria que proporcione um alto desempenho termo-hidráulico.

Com isso, torna-se importante analisar quais superfícies vão conferir maior desempenho termo-hidráulico, o que geralmente é feito empiricamente. Outra maneira utilizada para realizar tal análise é a investigação feita através da simulação numérica,

ou seja, por modelagem computacional, utilizando-se ferramentas da dinâmica dos fluidos.

Dentro deste contexto, a presente pesquisa bibliográfica propõe revisar estudos importantes pertinentes ao tratamento do ar em trocadores de calor compactos, atentando mais para os resultados e tendências obtidas em estudos anteriores do que para as explicações fenomenológicas e, apresentando, assim, o estado da arte em relação a este tema.

3.2 Estado da Arte

Dentre os inúmeros trabalhos realizados enfocando o tratamento do ar em trocadores de calor, a sua maioria refere-se a investigações paramétrico-experimentais, as quais consistem em verificar como a geometria empregada influencia o desempenho do trocador. Isso foi feito por diversos autores por meio da análise experimental de como cada parâmetro construtivo altera a transferência de calor e a perda de carga, identificando quais variáveis são empiricamente mais relevantes. Muitos destes autores ainda apresentaram equações, geradas através da redução de seus dados, que correlacionam os resultados obtidos dos seus bancos de dados experimentais.

Trabalhos paramétrico-experimentais pioneiros de destaque foram publicados por Rich e Mc Quiston. Os estudos de Rich (1973) e Rich (1975) tinham o intuito de analisar o efeito do número de fileiras alternadas de tubos em profundidade e do espaçamento entre aletas no desempenho termo-hidráulico do ar em serpentinas dotadas de aletas de placas planas. Apesar de serem de caráter empírico, estes trabalhos se destacam pela constante preocupação em buscar uma explicação fenomenológica dos mecanismos locais de transferência de calor e perda de carga aliada aos resultados obtidos, discutindo hipóteses e propondo possibilidades de estudos futuros, que fundamentassem ou questionassem mais suas justificativas. McQuiston (1978) apud Webb (1980) desenvolveu uma correlação simples do fator j -Colburn para bancos de tubos aletados com quatro fileiras alternadas utilizando seus dados e os de Rich (1973).

Outro tipo de investigação experimental foi feito através de trabalhos que mediram a transferência de massa e utilizaram a analogia entre as transferências de calor e de massa para calcular coeficientes locais e médios de transferência de calor. Estes trabalhos dispuseram da técnica de sublimação do naftaleno, como o de Saboya e Sparrow (1976) em modelos que simulavam trocadores tubo-aletados, nos quais foi

possível verificar as capacidades relativas de transferência de massa nas diferentes regiões das aletas, relativas às fileiras de tubo a jusante e a montante ao escoamento do ar.

Com o surgimento das superfícies intensificadoras nas aletas – onde dispositivos tais como corrugações, janelas e recortes proporcionam a geração de escoamentos secundários e a alternância entre crescimento e ruptura da camada limite térmica do escoamento do ar – tornou-se intenso o estudo dos mecanismos de transferência de calor e perda de carga em tais superfícies, principalmente por proporcionarem maior transferência de calor (e perda de carga) em relação às aletas de superfície plana.

Em relação a estes trabalhos, destaca-se o de Goldstein e Sparrow (1976) apud Webb (1980) em canais corrugados, que mostraram a presença dos escoamentos secundários (vórtices de Göertler formados no escoamento do ar sobre a superfície côncava das corrugações) e a sua influência na intensificação da transferência de calor e perda de carga. Ainda relativo às aletas corrugadas, deve-se citar o trabalho de Beecher e Fagan (1987) apud Kim et al. (1997) em distintas serpentinas, cujos dados foram mais tarde correlacionados por Kim et al. (1997) em termos do fator j -Colburn e do fator de atrito nas aletas (este autor assume que a perda de carga em uma serpentina pode ser dividida em dois fatores, um relacionado ao atrito nos tubos e outro, nas aletas).

Outras correlações importantes, de transferência de calor e perda de carga no trocador, foram propostas mais recentemente por Wang et al. (1997) para superfícies corrugadas e Wang et al. (1999-b) para superfícies janeladas. Bastante interessantes, têm-se os estudos de Wang e colaboradores, muito intensos na última década, que lidaram com diversas serpentinas de aletas dotadas de diferentes superfícies, apresentando resultados e correlações para extenso banco de dados.

Em se tratando de intensificação da transferência de calor, deve-se ainda ressaltar a importância do livro texto de Webb (1994), *Principles of Enhanced Heat Transfer*, que apresenta uma classificação interessante dos diversos tipos de dispositivos de intensificação em distintas áreas de aplicação, além dos trocadores resfriados a ar. Este livro ainda faz uma revisão dos diversos *critérios de seleção de superfície* propostos na literatura. Tais critérios são técnicas relativamente simples propostas para avaliar distintas superfícies de transferência de calor (de um lado do trocador apenas) e determinar quais são ótimas em relação a um determinado parâmetro-objetivo (menor volume total do trocador, menor área frontal ou custo, entre outros), podendo solucionar alguma dificuldade de construção e de projeto de um trocador. No presente trabalho,

utilizou-se algumas das referências deste livro para o aprofundamento das metodologias destes critérios, destacando-se a publicação de Shah (1978).

Ainda, experimentos sofisticados têm sido conduzidos para determinar coeficientes locais de transferência de calor em geometrias complexas, sendo empreendidas simulações numéricas de configurações cada vez mais complicadas. No entanto, de principal interesse aqui são as investigações empíricas, que compõe a maioria das publicações estudadas, até para proporcionar subsídios à análise experimental efetuada na bancada de ensaios do presente estudo, que é um dos principais objetivos deste trabalho de mestrado.

3.3 Correlações de transferência de calor e perda de carga

Como o coeficiente convectivo de transferência de calor e a perda de carga do lado do ar em trocadores tubo-aletados são complexas funções da geometria da superfície, propriedades do fluido e condições do escoamento; é freqüente os autores de trabalhos experimentais buscarem equações que correlacionam seus dados experimentais. Geralmente estas correlações são apresentadas como funções do fator *j-Colburn* para transferência de calor e do coeficiente de atrito externo aparente do trocador *f* em relação ao número de Reynolds baseado na velocidade mássica máxima. Então, as correlações de *j* e *f* comumente apresentadas por diversos autores possuem a seguinte forma:

$$j = a \text{Re}^b \quad (3.1)$$

$$f = c \text{Re}^d \quad (3.2)$$

nas quais os coeficientes *a*, *b*, *c* e *d* são constantes a serem determinadas.

O número de Reynolds, no entanto, se baseia em alguma dimensão característica relacionada ao escoamento do ar na superfície externa do trocador e tal dimensão varia de autor para autor. Duas dimensões bastante adotadas são o diâmetro hidráulico e o diâmetro externo dos tubos (incluindo ou não o colarinho associado às aletas) mas outras distintas como o passo longitudinal dos tubos e o espaçamento entre aletas também já foram adotadas. Deve-se atentar, ainda, em qual área está baseada a

velocidade mássica, pois a maioria utiliza a máxima, G , relacionada à área de escoamento mínima conforme a Eq. (2.37), A_c , no entanto, alguns autores utilizam a velocidade mássica baseada na área de face.

As correlações são reduzidas dos dados experimentais obtidos pelos diversos autores com o intuito de associar o desempenho termo-hidráulico às características da geometria das serpentinas investigadas e ao escoamento do ar. Assim, as variáveis significativas são: as do escoamento (Re , Pr), as do banco de tubos (D_e ou D_c , E_t , E_l , N_f e arranjo de tubos) e as da aleta (E_{ea} , P_o , P_d , H_j , P_j). Geralmente muitos agrupamentos distintos destas variáveis para a obtenção de parâmetros adimensionais são testados no desenvolvimento das correlações, sendo escolhidos os grupos finais adimensionais que proporcionam a melhor correlação.

Dessa forma, a literatura dispõe de bastantes correlações para prever o desempenho termo-hidráulico do ar em serpentinas. Porém, é importante ressaltar que tais correlações, apesar de correlacionar com certa precisão o banco de dados que deu origem aos resultados experimentais de cada autor, podem apresentar grandes desvios quando aplicadas a serpentinas de geometrias semelhantes, nas quais se verificam pequenas diferenças na geometria.

Com o intuito de rever algumas correlações propostas para o escoamento do ar em superfícies tubo-aletadas de geometrias distintas, o presente trabalho faz uma revisão de algumas correlações sugeridas para serpentinas dotadas de aletas com superfície corrugada e janelada.

3.3.1 Correlações para superfícies corrugadas

Dentre as correlações para superfícies dotadas de aletas corrugadas, faz-se referência no presente estudo às correlações para arranjo de tubos alternados de Kim et al. (1997), Wang et al. (1997) e Wang et al. (1999-a). Estas correlações são apresentadas Tab. 3.1, as quais foram desenvolvidas a partir dos bancos de dados presentes na Tab. 3.2, cujos tratamentos de resultados se encontram na Tab. 3.3.

Tabela 3.1- Correlações de diferentes autores para trocadores tubo-aletados dotados de aletas corrugadas e arranjo de tubos alternados.

<p>Kim et al. (1997)</p> $j_3 = 0,394 \operatorname{Re}_{De}^{-0,357} \left(\frac{E_t}{E_l} \right)^{-0,272} \left(\frac{E_{ea}}{D_e} \right)^{-0,205} \left(\frac{P_o}{P_d} \right)^{-0,558} \left(\frac{P_d}{E_{ea}} \right)^{-0,133} \quad (\text{para } N_f \geq 3)$ $j_{N_f} = j_3 (0,978 - 0,010 N_f) \quad (\text{para } \operatorname{Re}_{De} \geq 1000, N_f = 1, 2)$ $j_{N_f} = j_3 (1,350 - 0,162 N_f) \quad (\text{para } \operatorname{Re}_{De} < 1000, N_f = 1, 2)$
$f_a = 4,467 \operatorname{Re}_{De}^{-0,423} \left(\frac{E_t}{E_l} \right)^{-1,08} \left(\frac{E_{ea}}{D_e} \right)^{-0,0339} \left(\frac{P_o}{P_d} \right)^{-0,672} \quad (f \text{ é dado pela Eq. (2.38) onde } f_t \text{ é}$ <p>dados por Zukauskas e Ulinskas (Apêndice A))</p>
<p>Wang et al. (1997)</p> $j = \frac{1,201}{[\ln(\operatorname{Re}_{Dc}^\sigma)]^{2,921}}$
$f = \frac{16,67}{[\ln(\operatorname{Re}_{Dc})]^{2,64}} \left(\frac{A_e}{A_p} \right)^{-0,096} N_f^{0,098}$
<p>Wang et al. (1999-a)</p> $j = 0,324 \operatorname{Re}_{DC}^{J1} \left(\frac{P_a}{E_l} \right)^{J2} (\tan \theta)^{J3} \left(\frac{E_t}{E_l} \right)^{J4} N_f^{0,428}$ $J1 = -0,229 + 0,115 \left(\frac{P_a}{D_c} \right)^{0,6} \left(\frac{E_l}{D_h} \right)^{0,54}$ $J2 = -0,251 + \frac{0,232 N_f^{1,37}}{(\ln(\operatorname{Re}_{Dc}) - 2,303)}$ $J3 = -0,439 \left(\frac{P_a}{D_h} \right)^{0,09} \left(\frac{E_l}{E_t} \right)^{-1,75} N_f^{-0,93}$ $J4 = 0,502 (\ln(\operatorname{Re}_{DC}) - 2,54)$
$f = 0,01915 \operatorname{Re}_{DC}^{F1} (\tan \theta)^{F2} \left(\frac{P_a}{E_l} \right)^{F3} \left(\ln \left(\frac{A_e}{A_p} \right) \right)^{-5,35} \left(\frac{D_h}{D_c} \right)^{1,3796} N_f^{-0,0916}$ $F1 = 0,4604 - 0,01336 \left(\frac{P_a}{E_l} \right)^{0,58} \ln \left(\frac{A_e}{A_p} \right) (\tan \theta)^{-1,5}$ $F2 = 3,247 \left(\frac{P_a}{E_l} \right)^{1,4} \ln \left(\frac{A_e}{A_p} \right)$ $F3 = \frac{-20,113}{\ln(\operatorname{Re}_{DC})}$

Tabela 3.2- Banco de dados das correlações empíricas de transferência de calor e perda de carga para o lado do ar para superfícies corrugadas (em zig-zag).

Autores	Kim et al. (1997)	Wang et al. (1997)	Wang et al. (1999-a)
Ensaio experimentais	Dados de Beecher e Fagan (1987) e Wang. et al. (1995), 32 serpentinas para j Dados de Beecher (1968) e Wang et al. (1995), 21 serpentinas para f_a	12 serpentinas	27 serpentinas
Geometria das corrugações	$2,76 \leq P_o \leq 5,5$ e $0,97 \leq P_d \leq 3,18$, para j $4,58 \leq P_o \leq 7,35$ e $0,81 \leq P_d \leq 1,8$, para f_a	$P_o = 4,76$ e $P_d = 1,5$	$P_d = 1,18; 1,32; 1,58$ e 1,68
N_f	1,2,3,e 4, para j 1,2,3, 4 e 8, para f_a	1,2,3 e 4	1,2,4 e 6
D_c (mm)	9,53; 10,3; 12,7, para j 10,3; 10,46; 12,7, para f_a	10,3	8,58; 8,62; 10,38
P_a (mm)	$1,57 \leq E_{ea} \leq 4,09$, para j $4,58 \leq E_{ea} \leq 4,76$, para f_a	1,69; 2,34 e 3,53	$1,21 \leq P_a \leq 3,66$
E_t (mm)	25,4 e 31,8	25,4	25,4
E_l (mm)	19,05; 22 e 27,5, para j 19,05 e 27,5, para f_a	19,05	19,05 e 25,4
Re_{Dc}	$500 \leq Re_{Dc} \leq 6000$, para j $500 \leq Re_{Dc} \leq 9000$, para f_a	$400 \leq Re_{Dc} \leq 8000$	—

Tabela 3.3- Método de tratamento de resultados dos dados das correlações empíricas de transferência de calor para o lado do ar para serpentinas dotadas de superfícies corrugadas.

Autor	Kim et al. (1997)	Wang et al. (1997)	Wang et al. (1999-a)
Cálculo de q	—	Média de ambos os fluidos	—
Cálculo de UA	ΔT_{ml}	ε -NUT	ε -NUT
Tipo de escoamento	—	Correntes cruzadas com ambos os fluidos não misturados	—
h_i	—	Gnielinski (1976)	—
Eficiência da aleta	—	Schmidt (1949)	Schmidt (1949)
Resistência de contato	—	Incluída em h_e	—
Efeitos de entrada e saída	—	Explícitos	Implícitos
Resultados	j e f_a vs Re_{Dc}	j e f vs. Re_{Dc}	j vs. j_{correl} e f vs. f_{correl}

Como pode ser notado, a correlação do fator de atrito de Kim et al. (1997) é apenas relativa às aletas, pois este autor separou o fator de atrito externo em duas parcelas, segundo a Eq. (2.38), uma em relação à superfície exposta dos tubos, f_t , e outra em relação às aletas, f_a , utilizando para o cálculo do fator de f_t a correlação de Zukauskas e Ulinskas (1983) apud Kim et al. (1997), presente no Apêndice A do presente trabalho.

A correlação de transferência de calor de Kim et al. (1997) predisse 92% dos dados de Beecher e Fagan (1987) e Wang et al. (1995), ambos dentro de $\pm 10\%$ de desvio entre os valores experimentais e os obtidos pelas correlações e a correlação do fator de atrito nas aletas desenvolvida por Kim et al. (1997) correlacionou 82% dos dados dentro de $\pm 10\%$ de desvio.

As incertezas associadas à correlação de Wang et al. (1997) variaram de 3,8% a 7,2% para j e de 4,6% a 9,8% para f . As maiores incertezas se deram para os menores valores de números de Reynolds.

A correlação de transferência de calor de Wang et al. (1999-a) correlacionou 95,1% dos dados dentro de $\pm 15\%$ de desvio entre os valores experimentais e os obtidos pelas correlações, com desvio médio absoluto de 6,44% enquanto que a correlação de atrito deste mesmo estudo, 97,3% dos dados dentro de $\pm 15\%$ com 5,01% de desvio médio absoluto.

3.3.2 Correlações para superfícies janeladas

Faz-se referência no presente estudo às correlações de superfícies ventiladas (janeladas) para arranjo de tubos alternados de Wang et al. (1999-b). Estas correlações são apresentadas na Tab. 3.4, as quais foram desenvolvidas a partir dos bancos de dados presentes na Tab. 3.5, cujos tratamentos de resultados se encontram na Tab. 3.6.

Tabela 3.4- Correlações de Wang et al. (1999-b) para superfícies janeladas.

Wang et al. (1999-b)	
<p>Para $Re_{Dc} < 1000$:</p> $j = 14,3117 Re_{Dc}^{J1} \left(\frac{P_a}{D_c}\right)^{J2} \left(\frac{H_j}{P_j}\right)^{J3} \left(\frac{P_a}{E_l}\right)^{J4} \left(\frac{E_l}{E_t}\right)^{-1,724}$ $J1 = -0,991 - 0,1055 \left(\frac{E_l}{E_t}\right)^{3,1} \ln\left(\frac{H_j}{P_j}\right)$ $J2 = -0,7344 + 2,1059 \left(\frac{N_f^{0,55}}{\ln(Re_{Dc}) - 3,2}\right)$ $J3 = 0,08485 \left(\frac{E_t}{E_l}\right)^{-4,4} N_f^{-0,68}$ $J4 = -0,1741 \ln(N_f)$	<p>Para $Re_{Dc} \geq 1000$:</p> $j = 1,1373 Re_{Dc}^{J5} \left(\frac{P_a}{E_l}\right)^{J6} \left(\frac{H_j}{P_j}\right)^{J7} \left(\frac{E_l}{E_t}\right)^{J8} N_f^{0,3545}$ $J5 = -0,6027 + 0,02593 \left(\frac{E_l}{D_h}\right)^{0,52} N_f^{-0,5} \ln\left(\frac{H_j}{P_j}\right)$ $J6 = -0,4776 + 0,40774 \left(\frac{N_f^{0,7}}{\ln(Re_{Dc}) - 4,4}\right)$ $J7 = -0,58655 \left(\frac{P_a}{D_h}\right)^{2,3} \left(\frac{E_t}{E_l}\right)^{-1,6} N_f^{-0,65}$
<p>Para $N_f = 1$:</p> $f = 0,00317 Re_{Dc}^{F1} \left(\frac{P_a}{E_l}\right)^{F2} \left(\frac{D_h}{D_c}\right)^{F3} \left(\frac{H_j}{P_j}\right)^{F4} \left(\ln\left(\frac{A_e}{A_t}\right)\right)^{-6,0483}$ $F1 = 0,1691 + 4,4118 \left(\frac{P_a}{E_l}\right)^{-0,3} \left(\frac{H_j}{P_j}\right)^{-2} \left(\ln\left(\frac{E_l}{E_t}\right)\right) \left(\frac{P_a}{E_t}\right)^3$ $F2 = -2,6642 - 14,3809 \left(\frac{1}{\ln(Re_{Dc})}\right)$ $F3 = -0,6816 \ln\left(\frac{P_a}{E_l}\right)$ $F4 = 6,4668 \left(\frac{P_a}{E_t}\right)^{1,7} \ln\left(\frac{A_e}{A_t}\right)$	
<p>Para $N_f > 1$:</p> $f = 0,06393 Re_{Dc}^{F5} \left(\frac{P_a}{D_c}\right)^{F6} \left(\frac{D_h}{D_c}\right)^{F7} \left(\frac{H_j}{P_j}\right)^{F8} N_f^{F9} (\ln(Re_{Dc}) - 4)^{-1,093}$ $F5 = -0,1395 - 0,0101 \left(\frac{P_a}{E_l}\right)^{0,58} \left(\frac{H_j}{P_j}\right)^{-2} \ln\left(\frac{A_e}{A_p}\right) \left(\frac{E_l}{E_t}\right)^{1,9}$ $F6 = -6,4367 \left(\frac{1}{\ln(Re_{Dc})}\right)$ $F7 = 0,07191 \ln(Re_{Dc})$ $F8 = -2,0585 \left(\frac{P_a}{E_t}\right)^{1,67} \ln(Re_{Dc})$ $F9 = 0,1036 \ln\left(\frac{E_l}{E_t}\right)$	

Tabela 3.5 - Banco de dados das correlações empíricas de transferência de calor e perda de carga para o lado do ar para superfícies janeladas.

Autor	Wang et al. (1999-b)
Ensaaios experimentais	49 serpentinas
Geometria das janelas	$H_j=1,4\text{mm}$ e $P_j=2,4\text{mm}$ (aleta tipo I); $H_j=1,4\text{mm}$ e $P_j=1,7\text{mm}$ (aleta tipo VI) (2 geometrias com janela de re-direcionamento do escoamento) $H_j=0,9\text{mm}$ e $P_j=3,75\text{ mm}$ (aleta tipo II); $H_j=1,07\text{mm}$ e $P_j=2,35\text{mm}$ (aleta tipo III); $H_j=1,07\text{mm}$ e $P_j=2\text{mm}$ (aleta tipo IV); $H_j=0,79\text{mm}$ e $P_j=1,7\text{mm}$ (aleta tipo V);
N_f	1,2,3,4 e 6
D_c (mm)	8,71 e 10,42mm
P_a (mm)	$1,29 \leq P_a \leq 2,08$
E_t (mm)	25,4
E_l (mm)	19,05
Re_{Dc}	$400 \leq Re_{Dc} \leq 8000$

Tabela 3.6 - Método de tratamento de resultados dos dados das correlações empíricas de transferência de calor para o lado do ar para serpentinas dotadas de superfícies janeladas.

Autor	Wang et al. (1999-b)
Cálculo de q	Média entre os fluidos
Cálculo de UA	ϵ -NUT
Tipo de escoamento	Correntes cruzadas com ambos os fluidos não misturados
h_i	Gnielinski (1976)
Eficiência da aleta	Schmidt (1949)
Resistência de contato	Incluída em h_e
Efeitos de entrada e saída	Explícitos
Resultados	j e f vs. Re_{Dc}

As correlações de Wang et al. (1999-b) descreveram 95,5% dos valores de j -Colburn e 90,8% dos de fator de atrito dentro de $\pm 15\%$ de desvio entre os valores experimentais e os obtidos pelas correlações. As correlações de transferência de calor apresentaram desvio médio absoluto de 5,72% e as de atrito, 8,73%.

3.4 Efeito da geometria do corpo do trocador no desempenho termo-hidráulico do mesmo

Um dos aspectos mais importantes no projeto de trocadores tubo-aletados diz respeito aos efeitos que os distintos parâmetros construtivos, tanto da geometria do corpo quanto da geometria das aletas, exercem sobre o desempenho termo-hidráulico do mesmo. Com relação às variáveis da geometria do corpo do trocador, são citados neste estudo: o número de fileiras em profundidade, o formato da seção transversal dos tubos (quando estes diferem do circular), o diâmetro externo de tubos, o arranjo de tubos (disposição destes) e a circuitação do fluido que escoam internamente.

3.4.1 Efeito do número de fileiras em profundidade

O coeficiente convectivo externo de transferência de calor associado a um tubo num feixe (sem aletas) é função da posição relativa do mesmo. O coeficiente de um tubo na primeira fileira é aproximadamente igual àquele em um único tubo em um escoamento cruzado, enquanto os coeficientes de transferência de calor maiores, segundo Incropera e De Witt (1996), estão associados aos tubos localizados nas fileiras posteriores. Para estes autores, os tubos da primeira fileira funcionam como promotores de turbulência para as fileiras à jusante, o que aumenta o coeficiente de transferência de calor na região dos tubos localizados nas fileiras seguintes. Na maioria das configurações, porém, a tendência é ocorrer uma estabilização das condições da transferência de calor a partir de uma certa fileira em profundidade.

Rich (1975) usou geometrias de trocadores de calor dotados de aletas de placas planas, sem colarinho, com densidade de aletas de $D_a=571$ aletas/m, espessura das aletas de $\delta=0,1524$ mm, arranjos de tubos alternados, com $D_e=12,7$ mm, $E_t=31,75$ mm e $E_l=27,5$ mm, para determinar o efeito do número de fileiras de tubos, que variou de 1 a 6, na avaliação do fator j -Colburn. As aletas e tubos eram feitos de cobre sendo que os tubos, depois de alojados nas aletas, foram soldados a estas para minimizar a resistência

térmica de contato. Neste estudo, o coeficiente convectivo médio do ar em cada serpentina foi calculado e a serpentina com quatro fileiras teve os coeficientes de cada uma de suas fileiras calculados, através do cálculo da temperatura do ar deixando cada fileira de tubos (admitindo que o calor perdido pela água nesta fileira era igual ao ganho pelo ar). Rich (1975) correlacionou seus dados com o número de Reynolds baseado no espaçamento longitudinal entre as fileiras de tubos, Re_{EL} , dado por:

$$Re_{EL} = \frac{GE_l}{\mu} \quad (3.3)$$

Para $Re_{EL} > 10^4$, que corresponde a $V_{face} = 3,05 \text{ m/s}$, o fator j-Colburn aumenta discretamente com o número de fileiras, principalmente comparando a serpentina de única fileira com as demais. Já para números de Reynolds menores ($Re_{EL} < 10^4$), a variação do fator j-Colburn exibiu uma tendência contrária, diminuindo com o aumento do número de fileiras. Esta tendência reversa para vazões de ar reduzidas também é confirmada nos resultados individuais do fator j fileira a fileira da serpentina com $N_f = 4$. Rich (1975) denominou esta inversão de tendência em função da vazão de ar por fenômeno de “cross-over”.

Sabe-se que para números de Reynolds reduzidos, um par de vórtices forma-se atrás de um cilindro em escoamento cruzado. Tal vórtice é denominado de “vórtice ferradura”. Com o aumento do número de Reynolds, os vórtices se intensificam até que, a um valor crítico de Reynolds, eles se desprendem do cilindro e se movem à jusante em um padrão assimétrico, causando a mistura eficiente de correntes. Este comportamento também pode ser observado em testes com um cilindro horizontal em escoamento cruzado, nos quais o valor crítico do número de Reynolds aumenta quando as paredes do canal de escoamento, limitado por duas aletas, que contém o cilindro se aproximam.

Para o caso das serpentinas do estudo de Rich (1975), onde o espaçamento entre aletas é muito pequeno em relação ao diâmetro dos tubos ($E_{ca}/D_e = 0,12$), o valor do número de Reynolds crítico deve ser muito maior que para tubos longos. Assim, Rich (1975) acredita que para os valores de velocidade do ar de seu estudo, o padrão de vórtices é estável, o que deve influenciar as características relativas ao coeficiente de transferência de calor das fileiras individuais de uma serpentina com múltiplas fileiras. É razoável esperar que a região da aleta atrás dos tubos seja relativamente inefetiva em relação à transferência de calor para baixas vazões de ar. Uma vez que, neste estudo, o

volume de fluido que escoia para dentro e para fora da esteira é pequeno em relação à corrente principal de escoamento, o ar tende a apresentar a temperatura da aleta nesta região (mais aquecido), o que resulta em uma distribuição de temperatura do ar não-uniforme nas fileiras de tubos a jusante. Então, qualquer fileira, exceto a primeira e a segunda, devido ao arranjo de tubos alternado, vai estar posicionada diretamente atrás de alguma fileira a montante, e dependendo do espaçamento longitudinal de tubos, na região da esteira desta fileira à frente. Com isso, a distribuição de temperatura não uniforme do ar tende a ser ampliada nas fileiras a jusante de arranjos alternados.

A distribuição não-uniforme da temperatura do ar deixando uma fileira depende de dois fatores, ambos função da velocidade do ar. Um é o nível de mistura de ar que ocorre entre as fileiras e o outro é a magnitude da não-uniformidade da temperatura do ar se aproximando de uma fileira a jusante, afetando a diferença entre a temperatura média do ar e a temperatura da água naquela fileira. Quando esta diferença de temperatura é pequena, a não-uniformidade da temperatura do ar vai possuir maior efeito no desempenho do trocador. Como a magnitude dessa diferença de temperatura é função do $NUT=UA/GA_c c_{p,ar}$, quando $C_{ar}=C_{min}$, estes efeitos serão maiores quando a velocidade do ar for reduzida e mais pronunciados na última fileira. Eles ainda serão maiores quando a área superficial a montante é grande. Por esta razão, Rich (1975) acredita que estas tendências devem ocorrer a baixas vazões para serpentinas com densidade de aletas baixa.

McQuiston (1978-a) apud Webb (1980) apresentou a seguinte correlação para o efeito de fileiras de tubos alternados medidos por Rich (1975):

$$\frac{j_m}{j_1} = 1 - \frac{1280N_f}{Re_{El}^{1,2}} \quad (3.4)$$

na qual os subscritos m e l representam, respectivamente, a média de j em um trocador com fileiras múltiplas e ao j para um trocador com apenas uma fileira de tubos.

A Eq. (3.4) mostra que, segundo McQuiston (1978-a) apud Webb (1980), o coeficiente médio de transferência de calor diminui com o aumento do número de fileiras de tubos, independente da vazão de ar; o que não exprime com veracidade o comportamento verificado por Rich (1975) em seus resultados experimentais.

McQuiston (1978-b) apud Webb (1980) desenvolveu uma correlação muito simples para banco de tubos aletados com aletas de placas planas, com quatro fileiras em profundidade e arranjo alternado de tubos:

$$j = \text{Re}_{D_e}^{-0,4} (A_e / A_p) \quad (3.5)$$

na qual A_e/A_p é a relação entre a área superficial total do lado do ar e a área superficial dos tubos expostos, também denominada de área primária.

A correlação mostrada na Eq. (3.5) é resultado dos dados de Rich (1973) e McQuiston (1978-b) apud Webb (1980) para aletas de placas planas em bancos de tubos alternados de diâmetro externo $D_e=12,7\text{mm}$ e $D_e=9,52\text{mm}$.

Arranjos de tubos em linha são mais sensíveis ao efeito do número de fileiras de tubos, do que arranjos de tubos alternados. Para bancos de tubos em linha, Brauer (1962) apud Webb (1980) reportou que tanto a perda de carga quanto a transferência de calor são independentes do número de fileiras de tubos, considerando bancos de tubos com quatro ou mais fileiras de profundidade. Para bancos com $N_f < 4$, a transferência de calor e a perda de carga aumentam com a diminuição do número de fileiras.

Segundo Brauer (1962) apud Webb (1980) e Briggs et al. (1963) apud Webb (1980), em bancos de tubos alternados, a perda de carga por fileira é independente das fileiras, considerando bancos de duas ou mais fileiras em profundidade. Brauer (1962) apud Webb (1980) reportou também, que o coeficiente de transferência de calor se estabilizava a partir da segunda fileira. No entanto, Hufschmidt (1960) apud Webb (1980) e Ward e Young (1959) apud Webb (1980) mostraram que o coeficiente de transferência de calor não se estabiliza antes da terceira ou quarta fileira. Mirkovic (1974) apud Webb (1980) e Neal e Hitchcock (1966) apud Webb (1980) observaram que este coeficiente aumenta até a quinta ou sexta fileira. Neal e Hitchcock (1966) apud Webb (1980) encontraram que o coeficiente de transferência de calor em um tubo na sexta fileira é até 23% maior que em um tubo na segunda fileira, dependendo dos passos transversal e longitudinal dos tubos. Segundo Webb (1980), parece ser de boa concordância que o coeficiente de transferência de calor de um banco de tubos com uma única fileira apresenta valores cerca de 30% menores que o valor assintótico deste coeficiente para um banco com muitas fileiras (como mostrado na Fig. 2.6, para uma certa relação C_r , quanto maior o NUT , ε tende para um dado valor).

A maioria das correlações publicadas geralmente não incorpora efeitos de número de fileiras em profundidade.

Com relação aos testes realizados nos trocadores com arranjo de tubos alternados dotados de aletas de placas corrugadas, número de fileiras variando de 1 a 4 e $P_a=2,34\text{mm}$, Wang et al. (1997) mostraram, em um gráfico de j e f vs Re_{Dc} , que o fator de atrito quase não muda com o número de fileiras, exceto para uma fileira de tubos. A serpentina com uma fileira apresenta menor fator de atrito (10 a 20% inferior às serpentinas com fileiras múltiplas) e isto ocorre porque a serpentina de uma fileira é semelhante ao arranjo em linha. Para os trocadores com 2, 3 e 4 fileiras, os resultados experimentais indicam que o coeficiente de transferência de calor aumenta levemente com a diminuição do número de fileiras para valores de Reynolds – baseado no diâmetro do colarinho – inferiores a 900. Com o aumento do número de Reynolds acima deste valor crítico, o coeficiente de transferência de calor aumenta com o número de fileiras, sendo tal fenômeno semelhante ao “cross-over” descrito por Rich (1975) para aletas planas. O aumento do coeficiente de transferência de calor com o número de fileiras para elevados números de Reynolds ocorre porque os vórtices turbulentos se desprendem dos tubos e causam uma boa mistura de correntes na região da aleta a jusante. Com a diminuição do número de Reynolds, a “turbulência” a jusante tende a diminuir e os vórtices da esteira dos tubos se tornam estáveis; como resultado, o efeito do número de fileiras na transferência de calor é reverso.

O fato das aletas testadas serem corrugadas implica no direcionamento do escoamento do ar pela geometria da corrugação, causando, aparentemente, maior turbulência no escoamento. Eventualmente, o fenômeno de “cross-over” para aleta com geometria corrugada não é tão significativo quanto para a aleta plana.

Wang et al. (1997) encontraram que, para o arranjo de tubos alinhados, o efeito do número de fileiras no fator de atrito aparente não é significativo. No entanto, o efeito do número de fileiras na transferência de calor foi contrário ao do arranjo de tubos alternados, ou seja, para baixos números de Reynolds, o fator j diminui com o aumento do número de fileiras e, entretanto, à medida que o número de Reynolds se eleva, este efeito se torna desprezível. O valor crítico de Reynolds baseado no diâmetro do colarinho – acima do qual o desempenho térmico é independente do número de fileiras – é igual a 2000 (independente do passo de aletas). A explicação dada pelos autores para este fenômeno é que: para baixos Reynolds, a camada limite térmica cresce

gradualmente na aleta com o aumento do número de fileiras. Então, como o gradiente de temperatura na camada limite diminui, conseqüentemente, o coeficiente de transferência de calor diminui com o aumento do número de fileiras. Com o aumento do número de Reynolds, o escoamento principal é controlado e direcionado pela geometria da aleta corrugada. Assim, a espessura da camada limite térmica é quebrada pelo escoamento de ar dentro do canal formado pelas aletas adjacentes. Esta independência do coeficiente de transferência de calor com o número de fileiras de tubos para altas vazões de ar foi também reportada por outros autores.

Wang et al. (1998) mostraram o efeito do número de fileiras na transferência de calor em serpentinas dotadas de aletas janeladas ($L_e=38\text{mm}$, $E_t=25,4\text{mm}$, $E_l=19\text{mm}$, $H_j=1,4\text{mm}$, $P_j=2,4\text{mm}$, $\delta=0,115\text{mm}$, dotadas de janela de re-direcionamento do escoamento). Isso foi mostrado em um gráfico dos fatores j e f vs. Re_{D_c} , com serpentinas de P_a entre 2,05 e 2,08 mm e $D_c=10,42\text{mm}$, para $N_f=1,2,4$ e 6 fileiras de tubos alternados. Para $Re_{D_c}<2000$, o gráfico mostra que o fator j-Colburn diminui com o aumento de N_f , sendo que, a serpentina com 6 fileiras apresenta significativa redução do coeficiente de transferência de calor. Para $Re_{D_c}>2000$, j é relativamente independente do número de fileiras se $N_f>1$. Novamente, este fenômeno é similar ao “cross-over” reportado por Rich (1975) e Wang et al. (1996) apud Wang et al. (1998) para aletas planas.

Excluindo a configuração de única fileira, o fator de atrito é relativamente independente do número de fileiras de tubos, o que é similar aos resultados de Rich (1975) e Wang et al. (1996) apud Wang et al. (1998).

O efeito do número de fileiras no desempenho térmico entre os trocadores com uma e duas fileiras alternadas de tubos dotados de aletas planas e janeladas com $P_a=1,4\text{mm}$ foi mostrado em um gráfico de j vs. Re_{D_c} por um estudo de Yan e Sheen (2000). Mostrou-se que maiores valores de j são atribuídos às aletas janeladas em relação às planas e às serpentinas com maiores números de fileiras de tubos, dentro de uma mesma configuração. Em outro gráfico que mostrava o desempenho hidráulico, de f vs. Re_{D_c} , para serpentinas de aletas planas e janeladas também com $P_a=1,4\text{mm}$ com número de fileiras variando de um a quatro verificou-se que maiores valores de f são atribuídos às aletas janeladas em relação às planas. Entretanto não foi possível observar uma tendência exata em relação ao número de fileiras dentro dos dois tipos de aletas.

Resultados de perda de carga e do coeficiente de transferência de calor do ar em função da velocidade frontal também foram analisados por Yan e Sheen (2000) entre serpentinas com aletas planas e janeladas, $P_a=1,4\text{mm}$, com N_f de 1 a 4 para o gráfico de f vs Re_{D_c} e $N_f=1$ e 2 para o gráfico de j vs Re_{D_c} . Maiores perdas de carga e transferência de calor foram obtidos pelos trocadores com aletas janeladas, como era de se esperar. Maiores perdas de carga foram atribuídas a trocadores com maior número de fileiras de tubos, não havendo, no entanto, efeito significativo desta variável na transferência de calor.

A analogia entre a transferência de calor e massa em conjunto com a técnica de sublimação do naftaleno, foram usados por Saboya e Sparrow (1976) para investigar as capacidades de transferência de massa e os mecanismos desta transferência em trocadores de calor tubo-aletados com placas e duas fileiras de tubos.

Coefficientes locais e médios, assim como capacidades relativas de transferência de cada região da aleta, associadas à primeira e à segunda fileiras em relação à taxa total de transferência da mesma, foram determinados pela medição da massa transferida em um sistema análogo ao trocador, que consistia de um par de placas de naftaleno – simulando as aletas – com uma certa disposição de discos espaçadores – simulando os tubos – modelando assim uma típica passagem de escoamento de um trocador de calor, como mostra a Fig. 3.1 a seguir.

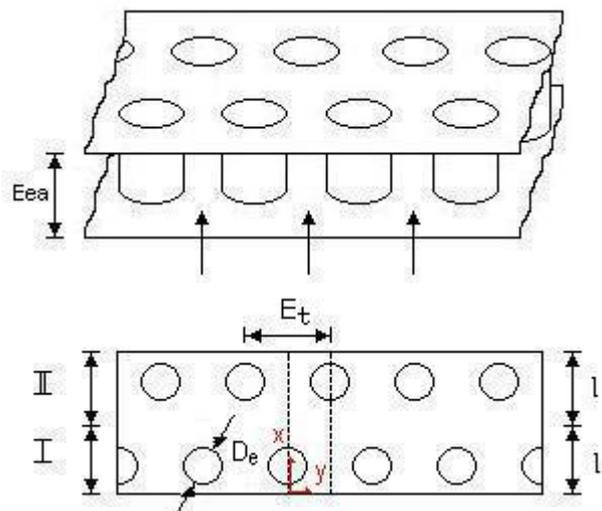


Figura 3.1- Configuração esquemática do modelo de um trocador de calor tubo-aletado com aletas tipo placa e duas fileiras de tubos, utilizado por Saboya e Sparrow (1976).

As medições locais foram realizadas com um apalpador de precisão, com divisão mínima de escala de 0,001mm, para determinar a espessura da placa de naftaleno em diferentes coordenadas da região tracejada da Fig.3.1. Este foi usado em conjunto com uma tabela de coordenadas que pôde ser colocada sobre a placa para medir as coordenadas x,y com precisão. Para as medições de coeficientes globais de transferência de massa, foi utilizada uma balança de alta precisão.

As diferenças locais de elevação da superfície da placa de naftaleno eram medidas antes e depois de cada rodada de teste, onde, neste, o ar era aspirado para escoar através do trocador de calor modelado, e seus valores foram corrigidos para três efeitos:

- a convecção natural da sublimação durante o período em que as condições de contorno estavam sendo medidas;
- a convecção natural da sublimação durante o período de preparação dos testes;
- as mudanças de elevação devido ao processo de remover e reposicionar a placa de naftaleno na tabela de coordenadas.

A acuracidade das correções foi verificada por um balanço de massa e apresentou valores bastante satisfatórios.

Os resultados foram apresentados na forma adimensional através dos números de Sherwood local e médio, Sh e \overline{Sh} , para facilitar suas conversões para os números de Nusselt. Uma vez que o número de Sherwood representa a mesma função para a transferência de massa que o número de Nusselt para a transferência de calor, têm-se as relações resultantes da analogia entre transferência de calor e massa (a concentração de naftaleno uniforme é a condição de contorno, equivalente à temperatura superficial constante para a transferência de calor):

$$Nu = \left(\frac{Pr}{Sc} \right)^n Sh \quad (3.6)$$

$$\overline{Nu} = \left(\frac{Pr}{Sc} \right)^m \overline{Sh} \quad (3.7)$$

onde n e m são sempre 1/3 ou 0,4 e o adimensional Sc para o sistema ar-naftaleno vale 2,5.

Lembrando que o número de Sherwood é dado por:

$$Sh = \frac{h_m D_h}{D} \quad (3.8)$$

na qual D é o coeficiente de difusão mássica do naftaleno no ar.

Através de medições locais, que testaram o escoamento do ar para dois valores de número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico, 1089 e 211, foram encontrados diferentes mecanismos de transferência de massa nas porções da aleta relativas à primeira e à segunda fileiras de tubos. Para a porção associada à primeira fileira, os fatores responsáveis pelos altos coeficientes de transferência de massa foram o desenvolvimento das camadas limites na porção dianteira do canal (com diminuição do coeficiente na direção do escoamento), juntamente com o sistema de vórtices que se desenvolve em frente aos tubos e que, com valores crescentes de números de Reynolds, é varrido ao redor das laterais (ganhando importância na transferência de massa). Já para a porção associada à segunda fileira, como as camadas limites que se desenvolvem à montante da primeira fileira coalescem antes de atingir as vizinhanças da segunda, o sistema de vórtices é o único responsável pelos altos coeficientes de transferência. Ainda, as camadas limites desprendidas dos tubos da primeira fileira vão formar uma região de esteira a jusante dos tubos e acabar afetando os coeficientes de transferência da parte inicial da aleta relativa à segunda fileira, no sentido de sua diminuição. Além disso, para altos valores de Reynolds, o sistema de vórtices gerado em frente aos tubos da primeira fileira pode ainda ser operativo para a segunda fileira, mas em um campo de escoamento muito mais conturbado. Coeficientes baixos de transferência foram encontrados na parte da aleta que fica a jusante dos tubos das duas fileiras, particularmente na esteira dos tubos.

Deve-se notar que a velocidade de aproximação da segunda fileira é maior que a da primeira. Em função disso, a distribuição local de Sh desta região possui picos maiores, em maior número e que persistem por mais tempo a jusante do escoamento. Assim, os vórtices gerados pelos tubos da segunda fileira são mais fortes e têm uma função mais importante do que os gerados pela primeira.

Comparando a distribuição do coeficiente de transferência de massa local em relação ao número de Reynolds do escoamento, foi confirmada a influência da velocidade na transferência causada pelos vórtices formados devido à presença dos tubos, sendo que para $Re_{Dh}=211$, os picos da distribuição de Sh devido a eles ocorreram em menor frequência, apresentaram menor magnitude e foram rapidamente dissipados, diferentemente do que ocorre para $Re_{Dh}=1089$. Ou seja, para baixos valores de Reynolds, a distribuição do número de Sherwood é substancialmente menor.

Foram determinadas ainda, as capacidades relativas de transferência de massa das duas porções da aleta relativas à primeira e à segunda fileiras, dividindo a taxa média de transferência de cada porção pela taxa total (soma das duas). Notando-se que para baixos valores de Reynolds, a região compreendida pela primeira fileira de tubos foi responsável por quase dois terços da massa total transferida pelo sistema (uma vez que a camada limite na parte frontal da aleta domina a transferência). Com o aumento do número de Reynolds, a tendência é a de se formar uma paridade entre as duas regiões, sendo que o sistema de vórtices associado à segunda fileira faz aumentar tanto a taxa de transferência desta região, quase igualando as capacidades de transferência das duas fileiras. Isso mostra mais uma vez a importância do sistema de vórtices com o aumento do número de Reynolds e, em especial, do sistema de vórtices da segunda fileira, que é mais efetivo.

Os resultados apresentados por Saboya e Sparrow (1976) levam, então, a um questionamento do método de cálculo da eficiência da aleta. O procedimento normal assume que o coeficiente de transferência de calor externo, h_e , é uniforme ao longo da superfície da aleta e aproxima o mecanismo de condução para unidimensional na direção radial, transformando a aleta em circular através da determinação de um diâmetro equivalente que proporcione mesma área de influência do tubo. Como foi mostrado pelos pesquisadores, o coeficiente de transferência de massa (e assim o de transferência de calor) apresenta grandes variações de acordo com a região, devendo ser estudado se a condução deve ser tratada como bidimensional.

3.4.2 Efeito do formato da seção transversal e do diâmetro dos tubos

O tipo de tubos mais utilizado é o de seção transversal circular, mas alguns autores utilizaram tubos com seções diferentes. Kays e London (1984) apresentaram dados para superfícies tubo-aletadas com aletas recortadas e tubos achatados,

comumente usadas em radiadores automotivos. Pelo fato de a maior parcela da perda de carga ser causada pelo arrasto de forma dos tubos (devido ao diferencial de pressão na região da esteira atrás dos mesmos), esta é reduzida em tubos achatados. O uso de tubos ovais mostrou significantes vantagens no desempenho termo-hidráulico, como mostrado por Brauer (1964) apud Webb (1980) através da comparação entre configurações tubo-aletadas (com aletas circulares), de geometrias bem próximas, com tubos circulares e ovais. Os tubos ovais proporcionaram uma melhora de 15% em transferência de calor e uma diminuição de 18% na perda de carga. Esta vantagem no desempenho se deve à menor força de arrasto e à menor região de esteira na aleta a jusante do tubo.

No entanto, deve-se lembrar que estes tubos – tanto o de seção transversal oval quanto o de seção transversal achatada – não resistem às condições de altas pressões como os tubos circulares e sua aplicação acaba sendo limitada.

Quanto ao efeito de usar tubos com menor diâmetro para a mesma configuração de aleta, Wang et al. (1998) o fez em serpentinas com aletas janeladas ($L_e=38\text{mm}$, $E_t=25,4\text{mm}$, $E_f=19\text{mm}$, $H_j=1,4\text{mm}$, $P_j=2,4\text{mm}$, $\delta=0,115\text{mm}$) para configurações de uma e quatro fileiras de tubos, através de um gráfico que relaciona h_e , $\eta_{o,e}h_eA_e$ e ΔP versus V_{face} . Para as configurações com quatro fileiras de tubos, a configuração com menor diâmetro de colarinho ($D_c=8,71\text{mm}$) apresenta maiores coeficientes de transferência de calor, h_e , que as de maior diâmetro ($D_c=10,42\text{mm}$). Este incremento na transferência de calor é mais pronunciado para $V_{face}<1,5\text{m/s}$. Isto ocorre porque a região de esteira do tubo, que reduz significativamente a transferência de calor na aleta a jusante, é maior para tubos mais largos. Como a serpentina de uma fileira não tem área de aleta a jusante, ela não sofre este tipo de influência do tamanho do tubo e não há melhora no coeficiente de transferência de calor. Para serpentinas com fileiras múltiplas, com o aumento da velocidade, a turbulência a jusante deve causar boa mistura e a intensificação causada pelo menor tubo tende a diminuir. Como é esperado que a configuração de tubo de menor diâmetro apresente menor eficiência de aleta, devido ao maior comprimento de aleta, foi feita uma comparação de dados de $\eta_{o,e}h_eA_e$ entre as mesmas serpentinas de 1 e 4 fileiras, com $D_c=8,71$ e $10,42\text{mm}$. Resultados similares aos do coeficiente de transferência de calor devido ao uso de tubos de menor diâmetro foram novamente mostrados, sendo que a configuração com menor diâmetro apresenta perda de carga de cerca de 10% menor, para as serpentinas com 1 e 4 fileiras.

3.4.3 Efeito da configuração do arranjo de tubos

As fileiras de tubos podem se encontrar alinhadas ou alternadas em relação à direção do escoamento do fluido que cruza os tubos, como mostra a Fig. 3.2, de um banco de tubos sem aletas. Este arranjo é caracterizado pelo diâmetro dos tubos, D_e , e pelos passos transversal, E_t , e longitudinal, E_l , medidos entre os centros dos tubos. As condições do escoamento do interior de um feixe de tubos sem aletas são dominadas pelos efeitos de separação da camada limite e por interações das esteiras formadas atrás dos tubos, que acabam por influenciar a transferência de calor convectiva.

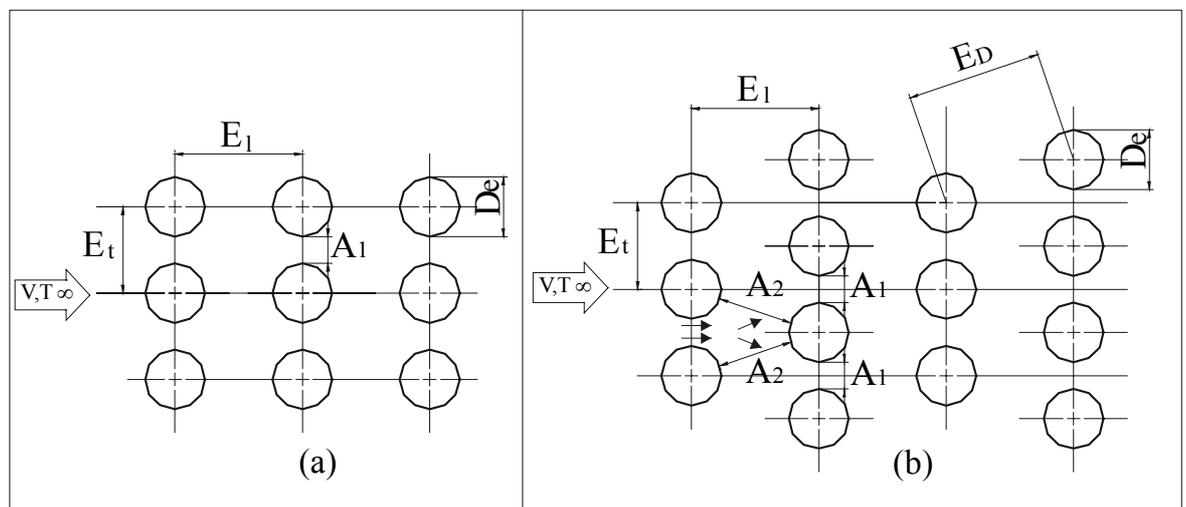


Figura 3.2- Configurações de tubos em um feixe. (a) Alinhados. (b) Alternados. Incropera e De Witt (1996).

O escoamento ao redor do tubo da primeira fileira de uma matriz tubular corresponde àquele em um tubo isolado em escoamento transversal. Contudo, nas fileiras subsequentes, o escoamento depende fortemente das dimensões da configuração da matriz tubular, como pode ser visto na Fig. 3.3.

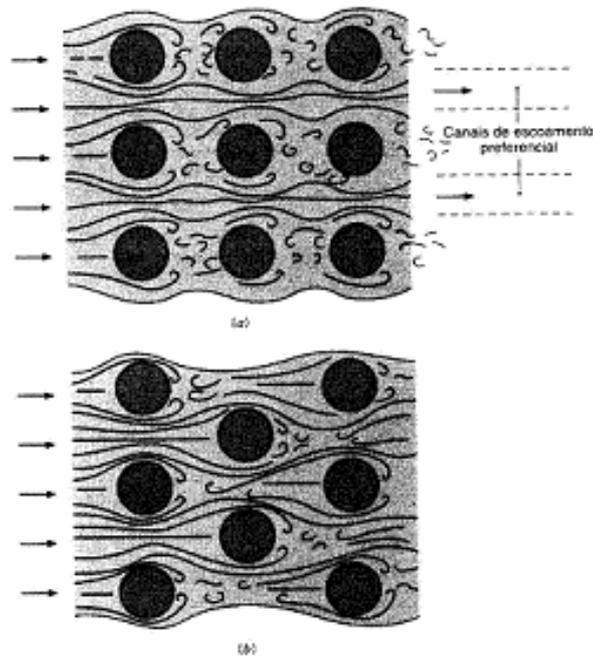


Figura 3.3- Condições de escoamento para tubos (a) alinhados e (b) alternados. Incropera e De Witt (1996).

Na configuração de arranjo de tubos em linha, os tubos à jusante da primeira fileira encontram-se no interior das esteiras turbulentas dos tubos à montante, de modo que, para valores moderados de E_t , os coeficientes de transferência por convecção associados às fileiras à jusante são incrementados pela turbulência do escoamento. No geral, segundo Incropera e De Witt (1996), neste tipo de configuração, o coeficiente convectivo aumenta com o aumento do número da fileira, até, aproximadamente, a quinta. No entanto, para pequenos valores de E_t/E_l , as fileiras à montante protegem as fileiras à jusante da maior parte do escoamento, afetando de forma adversa a transferência de calor, ou seja, haverá um escoamento preferencial através de canais localizados entre os tubos e, grande parte da superfície dos tubos não fica exposta ao escoamento principal. Por isso, Incropera e De Witt (1996) recomendam para o arranjo de tubos alinhados que $E_t/E_l > 0,7$.

Para o arranjo alternado, porém, a trajetória do escoamento principal é mais sinuosa e uma porção maior da área superficial dos tubos à jusante permanece nesta trajetória, intensificando a transferência de calor. Então, o aumento da transferência de calor é fornecido pelo escoamento mais sinuoso de um arranjo alternado, particularmente para baixos valores de Reynolds ($Re_{De} < 100$).

Considerando uma dada geometria tubo-aletada, os arranjos de tubos em linha ou alternados diferem substancialmente no desempenho. Para a mesma geometria das

aletas, o arranjo de tubos em linha confere menor transferência de calor e atrito. Talvez a diferença mais importante esteja na razão St/f , que é maior para bancos de tubos alternados. Dessa forma, o arranjo de tubos alternados produz não só uma maior transferência de calor, mas também uma maior relação de transferência de calor por perda de carga. Estas conclusões têm suporte nos trabalhos de configurações tubo-aletadas com aletas planas circulares de Brauer (1964) apud Webb (1980) e Weierman et al. (1975) apud Webb (1980) para aletas espirais.

Brauer (1964) apud Webb (1980) observou os padrões de escoamento em geometrias tubo-aletadas com arranjo de tubos em linha e alternados. Para arranjo de tubos alinhados, ele verificou que há maior área superficial dentro do escoamento de baixa velocidade (esteiras formadas atrás dos tubos), o que resulta em menor coeficiente de transferência de calor médio na área externa do trocador. Entre as extremidades das aletas circulares, no entanto, existe um forte escoamento. Devido à pobre mistura destas duas correntes dentro do arranjo de tubos alinhados, a esteira é rapidamente aquecida e sua temperatura misturada é maior que a da corrente com alta velocidade. Então, a diferença de temperatura real entre a superfície e a esteira é muito menor que a indicada pela DMTL global, baseada na temperatura externa. Weierman (1975) et al. apud Webb (1980) mostraram que esta reduzida DMTL da esteira é o fator determinante para o baixo desempenho do arranjo de tubos alinhados. Em contraponto, no arranjo de tubos alternados, a temperatura das ondas é misturada depois de cada fileira de tubos, o que é benéfico para a transferência de calor.

3.4.4 Efeitos da circulação do fluido que escoar no interior dos tubos

Foram feitas algumas medições bastante detalhadas sobre o escoamento local do ar, a fim de se entender as características de transferência de calor em banco de tubos. Estas incluem efeitos de fileira a fileira, padrões de escoamento e variações locais do coeficiente de transferência de calor sobre a aleta circular.

Os resultados de Neal e Hitchcock (1966) apud Webb (1980) são representativos dos resultados de outros estudos, revelando coeficientes de transferência de calor não-uniformes, tanto em torno da aleta como fileira a fileira. Eles usaram dois únicos tubos instrumentados e aquecidos nas fileiras 2 e 6 de uma serpentina, medindo o coeficiente local de transferência de calor do ar para configurações de tubos alternados com três passos longitudinais de tubos distintos, sendo um deles o denominado passo de

equivelocidade, ou seja, o passo de tubos proporciona área do escoamento transversal aos tubos igual à soma das duas áreas de escoamento diagonal. Os resultados mais importantes, para o caso do passo de equivelocidade, foram:

1. Transferência de calor muito maior na área a montante da aleta do que na área a jusante. Na aleta ocorreram coeficientes convectivos máximos de 70 a 90° adiante do ponto de estagnação.
2. O coeficiente de transferência de calor próximo à extremidade da aleta é maior do que perto da base da mesma, exceto no ponto de estagnação do tubo.
3. O fluxo de calor é radial somente perto da parte frontal da aleta. No geral, esta transferência de calor ocorre em direção à frente do tubo, especialmente com a aproximação da extremidade da aleta.
4. O valor medido da eficiência da aleta foi menor do que o calculado assumindo coeficiente de transferência de calor uniforme e fluxo de calor radial.
5. O coeficiente médio de transferência de calor da superfície externa foi 23% maior para a sexta fileira do que para a segunda. No entanto, outros passos de tubos estudados mostraram menores coeficientes para a sexta fileira.

3.5 Efeito da geometria das aletas

O grau de intensificação de transferência de calor do lado do ar de um trocador de calor tubo-aletado depende dos seguintes fatores:

1. Espaçamento entre aletas, E_{ea} (inversamente proporcional à densidade de aletas, D_a).
2. Eficiência da aleta empregada, η_a .
3. Uso de configurações especiais de aletas (superfícies intensificadoras).

Freqüentes tentativas para aumentar a transferência de calor nos gases são relacionadas às superfícies estendidas, empregando uma superfície aletada diferente da plana – considerada tecnologia antiga – a fim de promover um maior coeficiente de transferência de calor, e diminuir a área superficial requerida. Assim, as aletas podem apresentar essa intensificação através da presença de corrugações ou interrupções (janelas ou recortes) em sua geometria.

Como o escoamento do lado do gás é muito complexo, o desenvolvimento da superfície estendida do lado externo é tratado como uma arte empírica e a indústria tem feito progressos no desenvolvimento de configurações de superfícies que apresentam

coeficientes de transferência de calor de 50-100% maiores que o das aletas planas. A indústria de ar-condicionado utiliza largamente superfícies estendidas resfriadas a ar, mas os catálogos dos fabricantes de serpentinas geralmente fornecem as características de transferência de calor na forma do coeficiente global do trocador, não podendo este, no entanto, ser facilmente convertido no coeficiente de transferência de calor do lado do ar.

A Fig. 3.4 ilustra alguns dos diferentes tipos de aletas com superfícies intensificadoras.

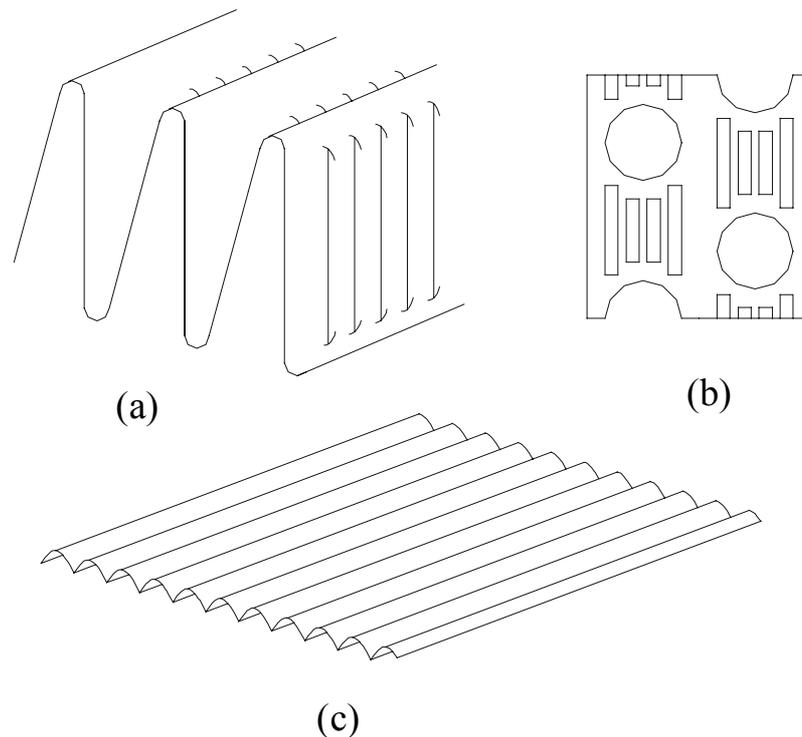


Figura 3.4- Superfícies intensificadas para gases. (a) Aleta ventilada usada em trocadores de calor automotivos. (b) Aleta recortada de trocador tubo-aletado. (c) Placas corrugadas usadas em regeneradores. Webb (1994).

O número possível de configurações de superfícies, quando são consideradas todas as variações possíveis na geometria da aleta, é realmente grande. Assim, é necessário, o entendimento das características dessas superfícies para cada aplicação particular, para que elas possam ser racionalmente escolhidas ou projetadas.

3.5.1 Efeito do espaçamento entre aletas

Observando a Eq. (2.3a), pode-se notar que o aumento na densidade de aletas (maior número de aletas por metro) aumenta a condutância externa $h_e A_e$, devido ao

aumento da relação A_e/A_i . Assim, o uso de aletas planas espaçadas mais estreitamente, vai aumentar o coeficiente de transferência de calor, h_e .

De maneira geral, o espaçamento entre aletas depende de dois fatores:

1. A área de superfície estendida necessária para aumentar a condutância do lado do gás, relativa à condutância do lado do líquido.
2. Condições de incrustação esperadas do lado externo, que para aplicações comerciais usam valores dentro do intervalo de 100-700 aletas/m (Webb, 1980).

Rich (1973) desenvolveu uma correlação para o espaçamento entre aletas para uma serpentina com aletas de placas planas, com quatro fileiras de tubos em profundidade. Os tubos apresentavam diâmetro externo $D_e=12,7\text{mm}$, espaçados equilateralmente por $E_D=32\text{mm}$ entre seus centros ($E_t=25,4\text{mm}$ e $E_l=19,05\text{mm}$). Os tubos, depois de ajustados nas aletas, eram expandidos para garantir uma boa união e minimizar a resistência térmica de contato. Todas as aletas apresentavam espessura de $\delta=0,15\text{mm}$ e os testes foram feitos em oito serpentinas com diferentes densidades de aletas, que variavam de 115 a 811 aletas/m. Além disso, Rich (1973) testou um banco de tubos expostos (0 aleta/m).

Rich (1973) correlacionou os dados de todas as serpentinas ensaiadas em um gráfico de curvas de j e f vs Re_{Dh} . No entanto, suas correlações de transferência de calor e atrito nas aletas foram obtidas em função do número de Reynolds baseado no espaçamento longitudinal entre as fileiras de tubos, Re_{EL} , propondo que o efeito do espaçamento entre as aletas poderia ser correlacionado por esta variável.

As correlações propostas foram:

$$f_a = 1,70 Re_{EL}^{-0,5} \quad (39 \text{ aletas/m} < D_a < 551 \text{ aletas/m}) \quad (3.9)$$

$$j = 0,195 Re_{EL}^{-0,35} \quad (118 \text{ aletas/m} < D_a < 787 \text{ aletas/m}) \quad (3.10)$$

A correlação da transferência de calor não apresenta efeito da densidade de aletas, pois é função apenas da velocidade e independe do espaçamento entre aletas. A correlação de atrito assume que a perda de carga total é a soma da força de arrasto em um banco de tubos expostos com o atrito causado pelas aletas. Assim, f_a é a componente do atrito resultante apenas das aletas, definido como:

$$f_a = \frac{\Delta P_{tot} - \Delta P_p}{G^2 A_s / 2 A_c \rho} \quad (3.11)$$

onde o termo ΔP_p se refere à perda de carga causada pela superfície primária, que é o banco de tubos expostos, sem aletas. Esta correlação mostra que f_a também independe do espaçamento entre aletas para a maioria das geometrias testadas, só não correlacionando a serpentina com maior densidades de aletas, $D_a=811$ aletas/m, que apresentou diferente coeficiente angular da curva do fator de atrito nas aletas em relação a Re_{Dh} , para baixas vazões de ar. Com o uso do número de Reynolds baseado em uma dimensão medida na direção do escoamento, Rich (1973) sugere que o escoamento deve ser caracterizado por uma alternância entre uma onda de crescimento e uma de destruição da camada limite, com a passagem do escoamento através de cada fileira de tubo.

Wang et al. (1997) colocaram em um gráfico dados de j e f vs. Re_{Dc} para 3 serpentinas com duas fileiras de tubos e passo de aletas de 3,53mm, 2,34mm e 1,69mm. Pode ser visto que o coeficiente de transferência de calor é praticamente independente do passo de aletas. Esta independência também foi reportada por Rich (1975) e Wang et al. (1996) apud Wang et al. (1997). Rich (1975) usou características diferentes, incluindo espaçamento longitudinal e diâmetro hidráulico. A independência do coeficiente de transferência de calor em relação ao passo de aletas também foi reportada por Chang et al. (1995) apud Wang et al. (1997).

Wang et al. (1998) analisaram o efeito do passo de aletas no desempenho termo-hidráulico de serpentinas com aletas janeladas ($L_e=38$ mm, $E_t=25,4$ mm, $E_l=19$ mm, $H_j=1,4$ mm, $P_j=2,4$ mm, $\delta=0,115$ mm) através de um gráfico com $P_a=1,29\sim 2,08$ mm, $N_f=4$ e $D_c=10,42$ mm, mostrando que o efeito do passo de aletas é bem pequeno para $Re_{Dc}>1000$. Para $Re_{Dc}<1000$, o fator j diminui com a diminuição do passo de aletas, o que pode estar relacionado ao efeito do canal de escoamento. Para os resultados do fator de atrito, o efeito do passo de aletas é novamente muito pequeno quando comparado com este efeito na aleta plana (a aleta plana apresenta um detectável fenômeno de “cross-over” vs. Re). Estes resultados estão de acordo com os resultados de Chang et al. (1995) apud Wang et al. (1998).

Com relação ao efeito do passo de aletas, que variavam entre os valores de 1,4; 1,69 e 2 mm, nos trocadores de aletas planas e janeladas com duas fileiras, Yan e Sheen (2000) mostraram que os fatores j e f aumentaram com a diminuição do passo de aletas no caso de aletas planas, mas no caso das aletas janeladas só o f aumentou com esta diminuição, não havendo uma tendência determinada no caso das aletas janeladas. A perda de carga, assim como o fator de atrito, diminui com o aumento do passo de aletas.

3.5.2 Efeito das intensificações nas superfícies das aletas

Uma maneira de aumentar o coeficiente de transferência de calor do ar é utilizar aletas com intensificações em sua superfície, que acabam atuando como promotores de turbulência. A dificuldade reside no fato de que, em um escoamento turbulento, a resistência à transferência de calor é mais elevada na subcamada laminar da camada limite fluidodinâmica; sendo que promotores de turbulência só afetam esta subcamada de modo secundário. A chave para aumentar eficientemente a transferência de calor seria, então, destruir esta subcamada.

A rugosidade da superfície diminui a espessura da subcamada laminar, sendo que, uma superfície considerada “totalmente rugosa” é aquela na qual esta subcamada é completamente destruída. Assim, qualquer tipo de acabamento da superfície que leve a uma superfície totalmente rugosa fornece uma maneira eficiente para obter alto desempenho térmico.

Outra opção bem utilizada é conferir entalhes ou cavidades (janelas) nas aletas. Neste caso, a separação da camada limite é induzida à montante da janela com uma certa quantidade de desprendimento de vorticidade e uma nova camada limite é induzida a se formar. Um esquema comum em superfícies aletadas é cortar as aletas em intervalos freqüentes e, então, curvar o material da aleta para dentro da corrente de escoamento, construindo uma superfície ventilada. Outro modo é empregar uma superfície corrugada para que o fluido seja forçado a mudar de direção em intervalos freqüentes, novamente com indução da separação da camada limite. Aberturas feitas nas aletas promovem outra maneira de interromper o crescimento da camada limite, apesar de haver desvantagem em remover área superficial de transferência de calor. Todos estes métodos podem ser utilizados em superfícies placa-aletadas ou tubo-aletadas.

3.5.2.1 Características de transferência de calor e perda de carga em uma superfície corrugada

Uma superfície corrugada (do inglês “wavy”) consiste na superfície de uma aleta com uma configuração de onda bidimensional, que pode ter formato de onda levemente arredondado (aleta ondulada) ou em zig-zag (aleta corrugada mais comum). Sparrow e Hossfeld (1984) apud Kim et al. (1997) reportaram que arredondar as bordas das corrugações diminui o coeficiente de transferência de calor e o fator de atrito em um canal corrugado. Então a configuração da corrugação em zig-zag parece render coeficientes de atrito maiores que a em ondas leves, no entanto a razão j/f é bem maior na configuração ondulada.

A Fig. 3.5 mostra uma típica aleta corrugada, que consiste de uma aleta com dimensões básicas E_{ea} , δ , L_e ; e variáveis adicionais resultantes da configuração da superfície da onda (P_o , P_d e formato da onda).

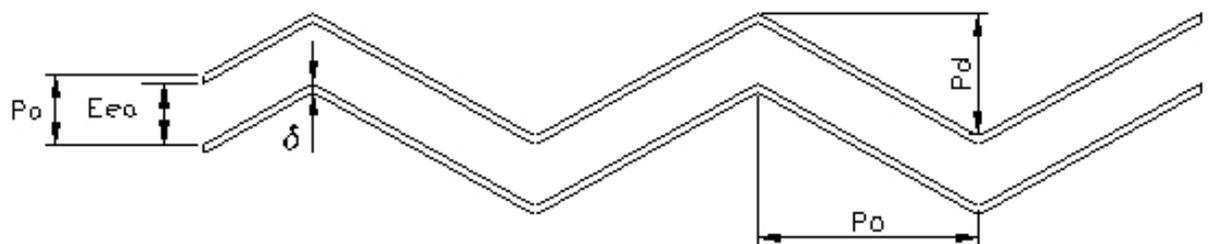


Figura 3.5- Variáveis geométricas de uma aleta de placa corrugada. Webb (1980).

Quando a profundidade da corrugação é muito pequena, ela pode atuar como uma rugosidade da superfície ao invés de alterar a direção do escoamento principal. Segundo Webb (1994), a rugosidade superficial não é uma maneira efetiva de aumentar a transferência de calor quando baixos números de Reynolds estão envolvidos.

Goldstein e Sparrow (1976) apud Webb (1980) mediram a distribuição local do número de Sherwood em um modelo que simulava uma serpentina com duas fileiras de tubos, 606 aletas/m, 8,53 mm de diâmetro externo e aletas de placas corrugadas. Goldstein e Sparrow (1976) apud Webb (1980) usaram uma técnica de transferência de massa (sublimação do naftaleno) para medir coeficientes locais e médios de transferência de massa em seu modelo tubo-aletado, sendo que para um número de Reynolds em torno de 1000 (baseado no espaçamento entre aletas) eles verificaram uma

intensificação de 45% no coeficiente médio de transferência de massa (número de Sherwood médio) em relação à serpentina de igual geometria exceto pela aleta plana. Estes autores justificaram esta intensificação devido à presença dos vórtices de Göertler, que se formam quando o ar passa pela superfície côncava das corrugações. Estes são pares de vórtices que possuem rotação contrária e produzem um escoamento padrão tipo saca-rolha. Goldstein e Sparrow (1976) apud Webb (1980) mais tarde desenvolveram medições do Sh local nesses canais corrugados, mas sem os tubos. Seus dados mostraram a existência clara destes vórtices em forma de saca-rolha, estreitamente espaçados. A presença dos vórtices de Göertler foi confirmada ainda em estudos posteriores como o de Ali e Ramadhyani (1992) apud Kim et al. (1997), em seus estudos de visualização de escoamento.

O canal corrugado é, então, conhecido por aumentar a transferência de calor através de vórtices formados pela superfície côncava da corrugação, assim como vórtices que se desprendem dos picos das corrugações. Particularmente para baixos números de Reynolds, vórtices que se desprendem dos picos são importantes para a intensificação da transferência de calor. Em pequenos espaçamentos entre aletas estes vórtices podem não se formar, como mostrado por Ali e Ramadhyani (1992) apud Kim et al. (1997). Estes explicam que, em pequenos espaçamentos entre aletas, a vorticidade gerada nas paredes do canal corrugado é difundida suficientemente rápido para impedir a formação de um vórtice concentrado que se desprenda da aleta. Isso pode explicar o superdimensionamento do fator j -Colburn para os trocadores com pequeno E_{ea} , através da correlação de Kim et al. (1997) em seu estudo, o que ocorre para baixos números de Reynolds.

3.5.2.2 Características de transferência de calor e perda de carga de uma superfície ventilada

Yan e Sheen (2000) avaliaram o efeito do número de fileiras no desempenho termo-hidráulico entre os trocadores com uma e duas fileiras de tubos circulares dotados de aletas planas e janeladas através de um gráfico de j e f vs. Re_{Dc} . Mostrou-se que maiores valores de j e f são atribuídos às aletas janeladas em relação às planas.

Wang et al. (1999-b) também coloram em um gráfico, os resultados de f vs. Re_{Dc} para todas as seis geometrias de aletas janeladas investigadas em distintas serpentinas (vide Tab. 3.5). Para $Re_{Dc}=6000$, a aleta tipo IV apresentou fator de atrito duas vezes

maior que a de tipo II. No geral, a aleta janelada tipo II apresentou menores fatores de atrito devido ao menor ângulo de janela ($13,5^\circ$), mostrando que este é um fator que influencia seu desempenho.

3.5.2.3 Características de transferência de calor e perda de carga de uma superfície recortada

A configuração tubo-aletada com aleta recortada – onde há a presença de sulcos – da Fig. 3.6 foi projetada para render maiores coeficientes de transferência de calor, através da alternância do crescimento e destruição da camada limite.

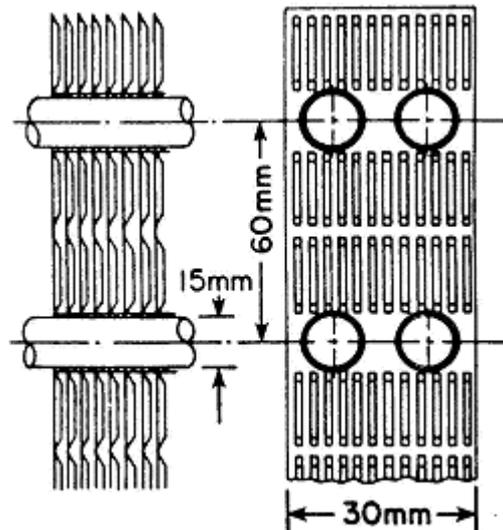


Figura 3.6- Aleta recortada de Forgó. Webb (1980).

Este conceito foi desenvolvido por Forgó (1974) apud Webb (1980) para a configuração tubo-aletada criada apresentava 275 aletas/m e o comprimento do recorte para crescimento/destruição da camada limite era 2mm.

Kovacs (1963) apud Webb (1980) testou uma variação desta configuração com tubos achatados de cobre e aletas de aço. Ele avaliou que esta aleta apresentou valores de $(h\eta_o)_e$ 50% superiores aos valores das aletas planas. O uso de aço como o material da aleta proporcionou um valor de $(h\eta_o)_e$ menor do que o que seria obtido se o material empregado fosse alumínio.

Kays e Crawford (1993) compararam duas superfícies placa-aletadas, uma com aletas planas e outra com aletas recortadas, mas com características distintas, em gráficos de j vs. Re_{Dh} e f vs. Re_{Dh} . Para qualquer valor de número de Reynolds, a

superfície recortada apresentou valores maiores de j e de f . Uma vez que todos são parâmetros adimensionais, as diferenças são causadas pela geometria e não pelas dimensões.

Examinando as razões para tais diferenças em um gráfico, obtido por Kays e Crawford (1993), de h em função de E/A usando propriedades do ar a 300K e 1 atm com diâmetro hidráulico comum (de 1,54mm) pode-se perceber que, para uma mesma potência de bombeamento, a superfície com aleta interrompida apresenta maior coeficiente de transferência de calor, ou seja, desempenha uma melhor taxa de transferência de calor com menor potência de bombeamento, logo, com menor velocidade.

Uma consequência desse comportamento é que as superfícies com aletas interrompidas tendem a operar com valores baixos de velocidade, as quais podem ser obtidas usando uma área de escoamento grande e então, uma grande área frontal, que pode ser desvantajoso em alguma aplicação particular.

Para aplicações com gases, a superfície com aleta recortada parece representar uma ótima configuração de superfície. Essa virtude relativa a outras configurações de superfície aletada é devido ao fato de que o escoamento não é desviado de um certo ângulo, pois tais desvios causam maiores pressões na superfície, o que resulta em altos e desnecessários coeficientes de atrito.

Kays e Crawford (1993) mostraram, em um gráfico de h vs E/A , no qual prevalecem condições plenamente desenvolvidas, que, para uma superfície recortada, o coeficiente de transferência de calor na região laminar se torna constante (número de Nusselt constante para escoamento completamente desenvolvido). O gráfico de h vs. E/A para esta superfície é o mostrado na Fig. 3.7, no qual são ilustradas ambas as regiões, laminar e turbulenta. Nota-se também nesta figura, as características de uma superfície com aleta plana, que tende a apresentar formato de uma linha reta em coordenadas logarítmicas.

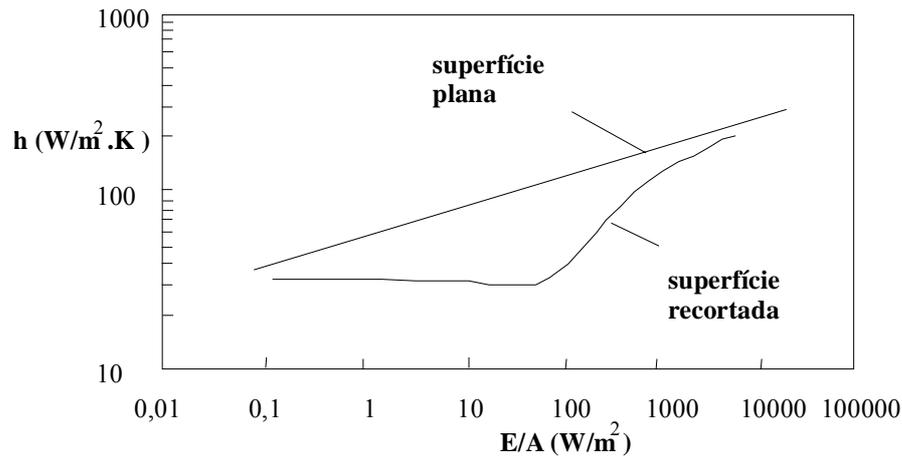


Figura 3.7- Comparação de características de h vs. E/A de diferentes tipos de superfícies. Kays e Crawford (1993).

Diferentes superfícies com aletas recortadas e outras superfícies de alto desempenho, devem apresentar características similares. Mas o ponto mais significativo da análise de Kays e Crawford (1993) é que diminuem as diferenças entre superfícies com aletas recortadas e com aletas lisas em ambas as extremidades de alto e baixo Reynolds do gráfico da Fig. 3.7. A superfície com aleta recortada e qualquer outra de alto desempenho mostram significativa vantagem apenas sobre valores limitados de condições de operação (apesar de a vantagem ser muito acentuada). O intervalo de número de Reynolds (baseado no diâmetro hidráulico) no qual estas superfícies se sobressaem é de aproximadamente 400 a 15000 e, em outras palavras, é o intervalo de um pouco antes da transição para um pouco acima da transição do escoamento, sendo verificado que estes são valores de variação de Re_{Dh} típicos da maioria das aplicações com escoamentos de gases.

Outro fator que força as condições de operação em direção à extremidade de baixo Re_{Dh} é o pequeno diâmetro hidráulico. Se a densidade de área superficial é aumentada (maior área por unidade de volume), o diâmetro hidráulico, inevitavelmente, é diminuído. Então trocadores de calor extremamente compactos tendem a operar nesta região. Adicionalmente, superfícies interrompidas com passagem de escoamento muito pequenas podem ser mais caras para manufaturar e, ainda, adquirirão incrustações mais facilmente.

3.6 Projeto de um trocador de calor

O projeto de um trocador de calor é consideravelmente mais complexo do que o de cálculo das características de transferência de calor e perda de carga, uma vez que é necessário selecionar de antemão o tipo de trocador e a geometria das superfícies antes de desenvolver a análise térmica. O cálculo de um trocador de calor envolve dois problemas básicos:

1. Problema de simulação: tipo, tamanho, geometria da superfície são especificados. As condições de operação (vazões, condições de entrada do fluido, fatores de incrustação etc.) também são especificadas. O objetivo é calcular a taxa de transferência de calor e a perda de carga para cada corrente de fluido.
2. Problema de dimensionamento: este problema envolve o cálculo do tamanho requerido para o trocador devido às especificações de operação (vazões, condições de entrada dos fluidos e perda de carga admissível).

Estabelecido o tipo de trocador de calor, o projetista pode desenvolver as análises térmica e hidráulica do mesmo. Porém, um simples cálculo não determina diretamente o projeto “ótimo” porque diferentes velocidades dos fluidos e geometrias de superfícies de transferência de calor vão originar resultados diferentes. Para isto *técnicas de otimização do trocador* foram propostas na literatura. Estas são técnicas de otimização do desempenho global do trocador de calor e envolvem— como no problema de dimensionamento de um trocador — uma série de variáveis que influenciam o desempenho global do mesmo, como: o arranjo do escoamento, condições operacionais e de projeto, restrições de projeto, as superfícies de transferência de calor dos dois lados, as resistências térmicas da parede que separa os fluidos, a interna e a externa etc.

Assim, a metodologia para obter o projeto ótimo de um trocador de calor é complexa, não pela aritmética envolvida, mas pelas decisões que devem ser tomadas, não sendo objeto da presente pesquisa.

Há, no entanto, os denominados *critérios de seleção de superfície*, que são metodologias propostas para selecionar, dentre superfícies com configurações geométricas distintas, uma ou mais superfícies ótimas (de apenas um dos lados do trocador) de acordo com a aplicação do trocador e com o objetivo de projeto que se deseja alcançar. Estes critérios são interessantes para trocadores tubo-aletados, porque consideram apenas as características de desempenho termo-hidráulico de um dos lados

do trocador (com resistência térmica dominante), sendo tão simples e diretos quanto possível, porém significativos.

Neste contexto, o intuito do item a seguir é proporcionar um entendimento do processo de seleção de superfícies, além de um sumário de alguns dos critérios da literatura.

3.7 Metodologia de seleção de superfície

Os critérios de seleção de superfície tomam por base apenas as características j e f em função do número de Reynolds das distintas superfícies a serem comparadas, dependendo de considerações qualitativas e quantitativas. As considerações qualitativas incluem o julgamento e a experiência do projetista, a disponibilidade das superfícies, a facilidade de fabricação, a necessidade de manutenção, o custo, a confiança, entre outros. As considerações quantitativas incluem a comparação do desempenho termo-hidráulico de superfícies de trocadores de calor com alguns parâmetros simples. Deve-se salientar que a superfície selecionada com melhor desempenho diz respeito a apenas um dos lados do trocador de calor e quando esta for incorporada a um trocador, pode haver outros critérios – não necessariamente relacionados às características da superfície – que sejam impostos para otimizar o trocador para uma dada aplicação. Ou seja, uma superfície ótima não implica necessariamente em um trocador de calor ótimo. Isto ocorre porque a seleção da superfície do outro fluido e outros critérios de projeto afetam o desempenho global do trocador de calor. Como já foi dito, não há métodos simplificados que considerem a seleção de superfícies dos dois fluidos de um trocador de calor dentro das restrições impostas pelo projeto e alcancem um projeto ótimo. Assim, não há necessidade de uma seleção “rigorosa” de uma superfície individual.

Uma grande variedade de métodos de seleção foi proposta na literatura para comparar superfícies de trocadores de calor e outros dispositivos de transferência de calor. Estes métodos, segundo Shah (1978), podem ser caracterizados em quatro tipos básicos:

1. comparações diretas baseadas nos fatores j -Colburn e f ;
2. comparação da taxa de transferência de calor como função da potência de bombeamento;
3. métodos de comparação direta “misturado”, de interpretação relativamente complexa e aplicações restritas;

4. comparação em relação a uma superfície de referência.

Uma das características de superfícies muito compactas, como é o caso do presente estudo, é o fato de o formato resultante do trocador de calor ser um tanto atípico, com grande área frontal e comprimento de escoamento reduzido. Então, um critério importante é determinar qual das superfícies compactas vai requerer uma área frontal mínima. Como a perda de carga geralmente é um fator controlador do lado do gás de um trocador compacto, outro critério importante seria verificar qual destas superfícies vai transferir o calor requerido dentro da potência de bombeamento e do volume mínimo especificados (a área superficial que vai proporcionar a taxa de transferência de calor imposta está diretamente relacionada ao volume do trocador). Então, duas superfícies atrativas para o projeto de trocadores de calor compactos serão as que apresentarem: (i) menores exigências de área frontal; e (ii) menores exigências de volume. Com esta finalidade, as superfícies são avaliadas com base em fatores de otimização da área e do volume.

Se o projetista tiver um critério diferente e o desempenho de uma superfície de referência estiver disponível, pode-se calcular a razão entre o desempenho da particular superfície e daquela de referência e fazer as comparações sugeridas por Bergles et al. (1974) apud Shah (1978).

3.7.1 Métodos de comparação direta baseados nos fatores j e f

Neste tópico, destaca-se o critério de seleção proposto por London apud Shah (1978), denominado pelo próprio autor de fator de otimização de área.

3.7.1.1 Método de comparação através do fator de otimização da área de escoamento

London (1964) apud Shah (1978) definiu o fator de otimização da área como j/f , para taxa de transferência de calor e perda de carga fixas, mostrando que:

$$\frac{j}{f} = \frac{Nu Pr^{-1/3}}{f Re} = \frac{1}{A_c^2} \left(\frac{Pr^{2/3} NUT m^2}{2\rho \Delta P} \right) \quad (3.12)$$

onde f é o fator de atrito aparente de Fanning, que inclui apenas o arrasto de forma e o arrasto de atrito superficial, não levando em consideração os efeitos de aceleração e de entrada e saída do trocador.

A segunda igualdade da equação anterior mostra a importância de j/f ser inversamente proporcional ao quadrado da área mínima de escoamento, sendo o termo entre parênteses constante. Uma superfície com alto valor j/f é interessante, porque exige menor área mínima de escoamento. Os adimensionais j e f independem da escala, ou seja, do diâmetro hidráulico do trocador.

Em um gráfico de j/f vs. Re_{Dh} (com condições de transferência de calor a temperatura superficial constante) para escoamento laminar plenamente desenvolvido de um fluido Newtoniano através de passagens de geometrias distintas, Shah (1978) comparou duas superfícies distintas: um duto triangular equilátero e placas paralelas (deve-se salientar que a Eq. (3.12) não inclui a efetividade da superfície, η_o , no cálculo de NUT). O duto triangular equilátero apresentou $j/f=0,265$ enquanto que as placas paralelas, 0,390. Isso indica que as placas paralelas têm 47% $(0,390/0,265-1)$ maior j/f relativo ao duto triangular, e conseqüentemente, 18% $(1-1/\sqrt{1,47})$ menor área mínima de escoamento requerida e, segundo este autor, menor área frontal. A porosidade $(\sigma=A_c/A_{fr})$ do trocador deve ser considerada para transformar esta vantagem de área de escoamento mínima na redução da área frontal.

Deve-se notar que, na comparação do fator de otimização da área de escoamento livre, estimativa alguma da área total de transferência de calor ou do volume pode ser inserida, o que é possível através do fator de otimização do volume.

3.7.2 Método de comparação da transferência de calor como função da potência de bombeamento

Aqui destacam-se os critérios de seleção de London e Ferguson (1946) apud Shah (1978), Kays e London (1950) apud Shah (1978), Cox e Jallouk (1973) e Kays e Crawford (1993).

3.7.2.1 Método de comparação através do fator de otimização do volume

Dois tipos de comparação do fator de otimização do volume são sugeridos por Shah (1978), onde o subscrito *padrão* é usado para indicar que condições-padrão de

temperatura e pressão são selecionadas arbitrariamente de acordo com a aplicação do trocador para o cálculo das propriedades dos fluidos:

1. $h_{padrão}$ vs. $(E/A)_{padrão}$, utilizado para comparar superfícies com mesmo D_h ;
2. $\eta_0 h_{padrão} \beta$ vs. $(E/A)_{padrão} \beta$, utilizado para comparar superfícies com D_h distintos (β é a densidade de área superficial de transferência de calor, ou seja, a razão entre a área superficial de um dos lados e o volume total do trocador).

A potência de transferência de calor por unidade de diferença de temperatura e de área (coeficiente convectivo) e a potência de bombeamento por unidade de área superficial de transferência de calor são dadas, respectivamente, pelas seguintes expressões:

$$h = \frac{c_p \mu}{Pr^{2/3}} \frac{1}{D_h} j Re_{Dh} \quad (3.13)$$

$$\frac{E}{A} = \frac{1}{2} \frac{\mu^3}{\rho^2} \frac{1}{D_h^3} f Re_{Dh}^3 \quad (3.14)$$

A excelência de uma superfície particular em relação ao volume do núcleo é caracterizada pelos valores elevados de h vs E/A , como sugerido por London e Ferguson (1949) apud Shah (1978).

Shah (1978) comparou novamente o duto triangular equilátero com as placas paralelas em termos de $h_{padrão}$ vs. $(E/A)_{padrão}$ para escoamento plenamente desenvolvido e temperatura de parede constante. O duto triangular equilátero apresentou $h_{padrão,HI}=216,9$ W/(m²K) enquanto as placas paralelas, 574,6 W/(m²K) (sendo constantes estes valores, para qualquer valor de potência de bombeamento por área superficial). Isso indica que o trocador de placas paralelas têm 62% (1-216,9/574,6) menor área superficial de transferência de calor relativa ao trocador de duto triangular e, do item 3.7.1.1, 18% (1-1/ $\sqrt{1,47}$) menor área mínima de escoamento requerida, como visto anteriormente. Se ambos os trocadores forem projetados para iguais potências de bombeamento por área superficial de transferência de calor e vazão do gás, o trocador de placas paralelas terá ainda 62% menos de perda de carga. No entanto, deve-se ressaltar que estes efeitos separados do fator de otimização da área de escoamento livre

e do volume não são cumulativos. Se as vantagens acima descritas em A , V_{ol} e ΔP ocorrem simultaneamente, a área livre de escoamento requerida pelas placas paralelas deve ser maior que a resultante da Eq. (3.12), pois a perda de carga reduzida implica em uma maior área de escoamento mínimo.

Um gráfico de $h_{padr\tilde{a}o}$ vs. $(E/A)_{padr\tilde{a}o}$, para diâmetro hidráulico fixo de diferentes superfícies, mostra claramente o efeito do formato da passagem do escoamento, Shah (1978).

Das Eqs. (3.13) e (3.14) fica evidente que o desempenho dimensional de h vs E/A depende da escala da geometria da superfície, ou seja, do diâmetro hidráulico. Então, este método de comparação revela o incentivo do melhor desempenho (menor área superficial requerida) através do uso de uma superfície com menor D_h (isso ainda resulta em uma superfície mais compacta). Por isso, o gráfico de $h_{padr\tilde{a}o}$ vs $(E/A)_{padr\tilde{a}o}$ é recomendado por Shah (1978) para a seleção de uma superfície para nova aplicação na qual não haja restrições do sistema e de fabricação.

Considerando um fator de otimização em relação à área superficial de transferência de calor (ou ao volume do núcleo do trocador ou à massa do núcleo do trocador), as Eqs. (3.13) e (3.14) e um gráfico de h vs E/A são suficientes para fazer tal análise. A seleção de uma superfície que apresente maior h para um dado valor de E/A (para valores dados das propriedades dos fluidos c_p , μ , Pr , ρ e um valor específico de D_h) implica menor área de transferência de calor.

Segundo Kays e London (1950) apud Shah (1978), um gráfico de $h\beta$ vs $(E/A)\beta$ proporciona um método de seleção para geometrias de superfícies que implica em um volume reduzido e sempre núcleos com pequena massa (curvas com altos valores de $h\beta$).

Segundo Cox e Jallouk (1973), a comparação do desempenho real de várias superfícies de transferência de calor, para dados de j e f conhecidos, pode ser feita por um gráfico de $\eta_o h_{padr\tilde{a}o}\beta$ vs. $(E/A)_{padr\tilde{a}o}\beta$. A variável $\eta_o h_{padr\tilde{a}o}\beta$ representa a taxa de transferência de calor por unidade de diferença de temperatura e de volume do trocador e $(E/A)_{padr\tilde{a}o}\beta$ representa a potência de bombeamento por unidade de volume. Deve-se observar que este gráfico é diferente do de $h_{padr\tilde{a}o}$ vs $(E/A)_{padr\tilde{a}o}$, recomendado por Kays e London apud Shah (1978), pois inclui a eficiência global da superfície aletada, η_o , efeito importante para aplicações de trocadores de calor compactos. As variáveis descritas anteriormente, para um dado número de superfícies, são avaliadas pelas

seguintes equações quando as propriedades do fluido são determinadas para algumas condições padrão:

$$\eta_o h_{\text{padrão}} \beta = \frac{c_p \mu}{\text{Pr}^{2/3}} \eta_o \frac{4\sigma}{D_h^2} j \text{Re}_{Dh} \quad (3.15)$$

$$(E/A)_{\text{padrão}} \beta = \frac{\mu^3}{2\rho^2} \frac{4\sigma}{D_h^4} f \text{Re}_{Dh}^3 \quad (3.16)$$

Valores elevados de $\eta_o h_{\text{padrão}} \beta$ para dado valor de $(E/A)_{\text{padrão}} \beta$, caracterizam uma superfície com excelência em relação ao volume requerido do trocador de calor (volume reduzido). Cox e Jallouk (1973) descreveram, então, métodos para selecionar a superfície de um trocador de calor através de curvas do desempenho de superfícies distintas baseadas no volume total do trocador, bem como na unidade de área de transferência de calor, utilizando gráficos de $\eta_o h_{\text{padrão}}$ vs $(E/A)_{\text{padrão}}$ para selecionar superfícies com pequena exigência de área de transferência de calor (este método se assemelha ao sugerido por London e Ferguson (1946) apud Shah (1978), incluindo, porém, a efetividade da superfície aletada).

Segundo Kays e Crawford (1993), em uma dada aplicação, a razão $(E/A)/h$ ou o valor máximo permissível de $(E/A)/h$ é uma função essencialmente termodinâmica e independe das propriedades dos fluidos, vazões e configuração da superfície. Este critério foi utilizado no presente trabalho para selecionar uma melhor superfície externa dentro de algumas geometrias de trocadores ensaiadas.

Estes pesquisadores consideraram uma análise exergética do escoamento permanente ao longo de um trocador de calor. Exergia é o trabalho máximo reversível (útil) que um sistema pode realizar interagindo com o ambiente até que ambos estejam em equilíbrio (estado morto). O estado morto ocorre quando o sistema se encontra em equilíbrio em relação ao ambiente, à temperatura T_0 e pressão P_0 deste.

Se o fluido é aquecido em regime permanente, aumenta seu potencial termodinâmico para produzir “trabalho útil”. Nessas condições, a exergia de fluxo, ψ , é definida como:

$$\psi = i - T_0 s \quad (3.17)$$

onde i e s são a entalpia e a entropia do fluido, respectivamente.

$$\Delta\psi = \psi_s - \psi_e = (i_s - T_0 s_s) - (i_e - T_0 s_e) = (i_s - i_e) - T_0 (s_s - s_e) \quad (3.18)$$

Para um fluido compressível com volume constante:

$$i = u + Pv \quad (3.19)$$

$$i_s - i_e = c_v (T_s - T_e) + \frac{P_s - P_e}{\rho} \quad (3.20)$$

Deve-se ressaltar aqui que a Eq. 3.19 é questionável, uma vez que, se o fluido é incompressível, $c_p = c_v = c$ e a variação de entalpia seria igual à variação de energia interna, e então, o último termo da equação anterior não deveria existir. Em todo caso, Kays e Crawford assumem apenas que ρ (e assim, o volume) é constante.

$$s_s - s_e = c_p \ln\left(\frac{T_s}{T_e}\right) \quad (3.21)$$

Então

$$\Delta\psi = c_v (T_s - T_e) + \frac{P_s - P_e}{\rho} - T_0 c_p \ln\left(\frac{T_s}{T_e}\right) \quad (3.22)$$

Considerado o caso extremo onde $\Delta\psi=0$, mesmo se $T_s > T_e$, tudo o que se obtém com o aquecimento do fluido, perde-se através da energia mecânica necessária para superar a perda de carga. Então a perda de carga para este caso limite é:

$$\left(\frac{\Delta P}{\rho}\right)_{\Delta\psi=0} = \frac{P_e - P_s}{\rho} = c_v (T_s - T_e) - T_0 c_p \ln\left(\frac{T_s}{T_e}\right) \quad (3.23)$$

Para um projeto “real”, deve-se ter um valor para ΔP muito menor do que o valor dado pela Eq. (3.23); Kays e Crawford (1993) definiram F como um fator que

representa a fração de potencial de trabalho por calor transferido (exergia) a ser repostado no sistema como trabalho de bombeamento. Este F varia com a aplicação, dependendo do critério de otimização, mas tem valor típico entre 0,01 e 0,02. Então, segundo estes autores, o trabalho específico máximo do escoamento ($\Delta P/\rho$) em um trocador de calor deve ser:

$$\frac{\Delta P}{\rho} = F \left[c_v (T_s - T_e) - T_0 c_p \ln \left(\frac{T_s}{T_e} \right) \right] \quad (3.24)$$

Considerando que E/A é a potência de bombeamento por unidade de área superficial, definida por:

$$(E/A) = \frac{\dot{m}}{A} \frac{\Delta P}{\rho} \quad (3.25)$$

onde A é a área superficial de transferência de calor, enquanto a taxa de transferência de calor é expressa por:

$$q = \eta_o h A \Delta T = h' A \Delta T \quad (3.26)$$

onde ΔT é a diferença média de temperatura, do fluido para a parede, que, no caso do presente estudo, será considerada igual à diferença de temperaturas logaritma entre o ar e a água, ΔT_{ln} . Então:

$$h' = \frac{q}{A \Delta T_{ln}} \quad (3.27)$$

mas, se ΔP for pequena, pela Eq. (3.19):

$$q = \dot{m}(i_s - i_e) = \dot{m} c_p (T_s - T_e) \quad (3.28)$$

Então

$$h' = \frac{\dot{m} c_p (T_s - T_e)}{A \Delta T_{\ln}} \quad (3.29)$$

Combinando as equações (3.24), (3.25) e (3.29):

$$\frac{(E/A)}{h'} = F \Delta T_{\ln} \left[\frac{c_v}{c_p} - \frac{T_0 \ln(T_s/T_e)}{T_s - T_e} \right] \quad (3.30)$$

onde as temperaturas devem ser avaliadas em escala absoluta.

Nota-se que $(E/A)/h'$ é função apenas das temperaturas e não depende das propriedades do fluido ou das características do trocador de calor.

3.7.3 Outros métodos de seleção de superfície

Há ainda outros métodos de seleção de superfície, denominados por Shah (1978) como: métodos de comparação direta misturados (que envolvem várias comparações para selecionar superfícies com mais de um objetivo de projeto) e métodos de comparação com uma superfície de referência, que serão tratados brevemente.

Cowell (1990), em um de seus métodos de seleção, considerou como variáveis A_{fr} , V_{ol} , E e D_h . Nesse método, Cowell (1990) realizou diferentes comparações entre as mesmas superfícies, as quais apresentam, como restrição, a mesma taxa de transferência de calor. Assim, Cowell (1990) fixava duas das quatro variáveis descritas e fazia comparações dos méritos relativos das superfícies, uma em relação à outra, como ilustra a Fig. 3.8, para diâmetro hidráulico fixado.

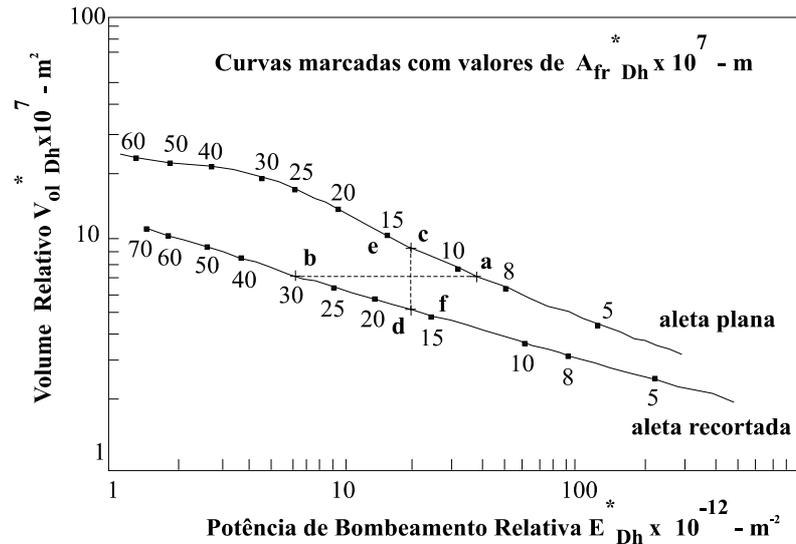


Figura 3.8- Volume relativo vs potência de bombeamento relativa para superfícies com escala fixada e transferência de calor constante (NUT constante). Cowell (1990).

Pode ser notado que, para o mesmo volume total (por exemplo, $V_{ol}^* D_h = 7.10^{-7} m^2$) a superfície com aleta plana apresenta uma potência de bombeamento cerca de $38/6,4=5,9$ vezes maior que a de aleta recortada, mas área frontal inferior de um fator de $9/30=0,3$ (pontos *a* e *b* na Fig. 3.8). Para as duas superfícies desenvolverem a mesma transferência de calor requerida com a mesma potência de bombeamento (por exemplo, para $E^*_{Dh} = 20.10^{12} m^{-2}$) os volumes totais deverão apresentar a relação de $9,4:5=1,9:1$ com razão entre as áreas frontais de $14:17=1:1,2$ (pontos *c* e *d* na Fig. 3.8). Para a mesma área frontal (por exemplo, $A_{fr}^* D_h = 15.10^{-7} m^2$), os volumes do trocador de calor deverão apresentar a razão de $10,6:4,7=2,2:1$, a relação entre as potências de bombeamento fica $16:24=2:3$ (pontos *e* e *f* na Fig.3.8). Percebe-se que as duas superfícies têm méritos relativamente diferentes quando operadas dentro de limites diferentes e as curvas levantadas nesse molde permitem fácil identificação destes méritos relativos.

Em relação às comparações com uma superfície de referência, a equação da função-objetivo é escrita na forma de razões entre as superfícies analisadas em relação à uma superfície de referência. Apesar de não ser necessário, ela é simples porque os termos das propriedades físicas, avaliadas nas mesmas condições, se cancelam.

Bergles et al. (1974) apud Shah (1978) desenvolveram alguns critérios usando uma superfície de referência, fixando duas variáveis (dentre a geometria básica, a vazão mássica, a perda de carga, a potência de bombeamento e a taxa de transferência de

calor) para a obtenção de aumento da transferência de calor ou redução da potência de bombeamento ou redução do tamanho do trocador.

3.7.4 Resumo e conclusões dos métodos de seleção de superfícies

Apesar da grande diversidade de métodos de comparação, cada um tem suas limitações. Por exemplo: o fator de “excelência de área” compara apenas superfícies com perda de carga fixada e NUT constante, e apresenta resultados em relação à área de escoamento mínimo, e não à área frontal, que é o que se restringe normalmente. A comparação de “excelência de volume” de London e Ferguson (1946) apud Shah (1978) requer que o diâmetro hidráulico seja fixado e, ainda, necessita a seleção de uma série de propriedades do fluido. O uso de uma superfície de referência requer adequada escolha da mesma e, às vezes, há também a necessidade de uma seleção de propriedades representativas do fluido. No entanto, estes critérios são válidos para estabelecer um ranking de superfícies para uma dada aplicação.

Shah (1978) reviu 30 critérios de seleção diferentes, e, dentre os métodos avaliados por este autor, há muitos métodos que sofrem de complexidade ou de uma falta de clareza em interpretação. Um sumário de métodos de seleção de superfície feito por Shah (1978) se encontra na Tabela 3.7 a seguir.

Tabela 3.7- Sumário de métodos usados para comparação do desempenho de superfícies de transferência de calor.

Referência	Métodos de Comparação/ Gráficos	Comentários
Comparação Direta de j e f		
Norris (1939)	$\eta=j/(f/2)$ vs. Re_{Dh}	A eficiência ideal $\eta=1$ é baseada na Analogia de Reynolds na qual f consiste apenas no atrito na parte externa e $Pr=1$. Para a maioria das superfícies $\eta < 100\%$.
London (1964)	j/f vs. Re_{Dh}	Este método é o fator de otimização da área discutido por Shah (1978).
Bergwerk (1964)	$1/j, (f/j)^{1/2}$ e $(f/j^3)^{1/2}$ vs. $(f/j)^{1/2} Re_{Dh}$	As ordenadas destes gráficos são proporcionais ao caminho do escoamento, área mínima de escoamento livre e área de transferência de calor, respectivamente. A abscissa é proporcional a NUT.
Comparação da Transferência de Calor em Função da Potência de Bombeamento		
Colburn (1942)	$(h/c_p)Pr^{2/3}$ vs. $(E/A) \rho^2$	Como as propriedades do fluido e o D_h são considerados constantes neste método, um gráfico de $h_{padrão}$ vs. $(E/A)_{padrão}$ podem ser uma aproximação mais direta.

London e Ferguson (1946)	$h_{\text{padrão}} \text{ vs. } (E/A)_{\text{padrão}}$	Este método é o fator de otimização do volume discutido por Shah. O D_h é mantido constante neste método.
Kays e London (1950)	$h_{\text{padrão}\beta} \text{ vs. } (E/A)_{\text{padrão}\beta}$	Este método é similar ao anterior, mas para superfícies com diferentes valores de D_h e também é discutido por Shah.
Jenssen (1960)	$h \text{ vs. } J = \Delta P / (\Delta T_{\text{fluido}} / \Delta T_{\text{ml}}) = \Delta P / NUT = \rho c_p (E/A) / h$	O fator J de comparação de Jenssen é uma medida da potência de bombeamento por unidade de área para obter o coeficiente de transferência de calor requerido. Este autor, no entanto, acredita que $h \text{ vs. } E/A$ tem um maior significado físico.
Dahlgren e Jenssen (1970)	$hM_h = h(4Pr^{2/3} / \mu c_p) \text{ vs. } JM_j = J(32\rho / \mu^2 Pr^{2/3})$	Este é o gráfico de Jenssen (anterior) modificado para levar em consideração as propriedades do fluido. É o mesmo que um gráfico de $jRe_{Dh} / r_h \text{ vs. } (fRe_{Dh}^3 / jRe_{Dh}) / r_h^2$, e está claramente relacionado ao gráfico de $h \text{ vs. } E/A$.
Smith (1966)	$(Pr^{2/3} NUT)(mD_h / A\mu) \text{ vs. } (2\rho\Delta P D_h^2 / \mu^2)(m D_h / A\mu)$	É o mesmo que $jRe \text{ vs. } fRe_{Dh}^3$. O gráfico dimensional de $h_{\text{padrão}} \text{ vs. } (E/A)_{\text{padrão}}$ é o mesmo que o de $jRe_{Dh} \text{ vs. } fRe_{Dh}^3$ com D_h constante e com as propriedades do fluido propriamente incorporadas.
Cox e Jallouk (1973)	$\eta_o h_{\text{padrão}} \text{ vs. } (E/A)_{\text{padrão}} \text{ vs. } G$ $\eta_o h_{\text{padrão}\beta} \text{ vs. } (E/A)_{\text{padrão}\beta} \text{ vs. } G$	Estes métodos de comparação são similares aos de London e Ferguson e Kays e London respectivamente, exceto para o efeito da eficiência global da superfície aletada que é incorporada e dois gráficos são feitos para cada comparação.
Cox e Jallouk (1973)	$\eta_o h \text{ e } \eta_o h\beta \text{ vs. } (E/A)\beta \text{ vs. } E / (A\eta_o h)$	Estas comparações indicam área e volume requeridos como função da energia gasta para transferir calor, $(E/A) / \eta_o h$.
Métodos de Comparação Misturados		
Hobson e Weber (1957)	$h \text{ vs. } Re_{Dh}; h \text{ vs. } G;$ $hA \text{ vs. } G; hA/V_{ol} \text{ vs. } G;$ $\Delta P \text{ vs. } G;$ $hA/\Delta P \text{ vs. } G$	Estes gráficos promovem a comparação entre as características de transferência de calor e perda de carga individualmente. Eles não proporcionam uma comparação direta de transferência de calor relativa às características do atrito.
Eckert e Irvine (1956)	$f/\sigma^2 \eta_o St \text{ vs. } \sigma Re_{Dh}$ $fRe_{Dh}^2 / \eta_o St D_h^2 \text{ vs. } (\eta_o St Re_{Dh} / D_h^2)(AD_h / V_{ol})$ $fRe_{Dh}^2 / \eta_o St \text{ vs. } \eta_o St Re_{Dh} AD_h / V_{ol}$ $fRe_{Dh}^2 / \eta_o St D_h^2 \text{ vs. } (\eta_o St Re_{Dh} / D_h^2)(AD_h / m_{trac})$ $fRe_{Dh}^2 / \eta_o St \text{ vs. } \eta_o St Re_{Dh} AD_h / m_{trac}$	$f/\sigma^2 \eta_o St, fRe_{Dh}^2 / \eta_o St D_h^2$ e $fRe_{Dh}^2 / \eta_o St$ são proporcionais a E/q ; σRe é proporcional a V_{fr} ; $(\eta_o St D_h^2)(AD_h / V_{ol})$ é proporcional a q/V ; e $(\eta_o St D_h^2)(AD_h / m_{trac})$. Os métodos de comparação são complicados. Cada uma das abscissas anteriores é ainda proporcional a $f(\epsilon) = NUT$. Note que NUT não é considerado como parâmetro de desempenho, apesar de $St = NUT r_h / L$ ser considerado. Então os parâmetros de desempenho não têm significado claro.

Larkin (1968)	$N_c = \eta_o St / D_h$ vs. D_h $N_{PD} = f / \sigma^2 \eta_o St$ vs. D_h	N_c e N_{PD} são proporcionais a NUT / V_{ol} e $(\Delta P / E) / NUT$ respectivamente. Larkin mostrou a influência deste último parâmetro na eficiência do ciclo de uma turbina a gás. Este método é útil para esta aplicação específica.
Comparação de Desempenho com uma Superfície de Referência		
Kays e London (1951)	$h^* = (4h / \beta k) Pr^{-1/3}$ vs. E^*	E^* é a razão entre a potência de bombeamento e a potência de bombeamento para de uma superfície de referência com os mesmos β e h^* .
Mitskevich (1969)	$\eta = q / q_{ref} = h\beta / (h\beta)_{ref}$ vs. $Re_{Dh ref}$	A eficiência η é a razão entre a taxa de transferência de calor entre uma superfície de teste e uma de referência, com ambas as superfícies tendo a mesma potência de bombeamento $E\beta/A$, o mesmo volume, e a mesma diferença de temperatura entre a parede e o fluido.
Cox e Jallouk (1973)	$\eta'' = \eta_o h / (\eta_o h)_{ref}$ vs. E/A $\eta''' = \eta_o h\beta / (\eta_o h\beta)_{ref}$ vs. E/V_{ol}	η'' e η''' são a eficiência da superfície de transferência de calor avaliadas com mesma potência de bombeamento por unidade de área superficial e por unidade de volume respectivamente.
Bergles et al. (1974)	Razões de desempenho vs. critério de interesse	Duas variáveis foram fixadas (entre geometria, vazão, perda de carga, potência de bombeamento e transferência de calor) enquanto uma terceira é a variável objetivo do método de seleção (aumento da transferência de calor ou redução da potência de bombeamento ou redução do tamanho do trocador)
Soland et al. (1976)	$J_n Re_{Dh n} / D_n^2$ vs. $f_n Re_{Dh n}^3 / D_n^4$ (Estes grupos são referidos a parâmetros de desempenho); Ainda razões de desempenho (baseadas nos quatro critérios derivados dos gráficos básicos acima) vs. número de Reynolds.	O desempenho (j e f vs. Re_{Dh}) de uma superfície estendida é primeiro convertida para aquela baseada em propriedades geométricas de uma superfície hipotética sem aletas e com mesma área primária. Estes dados convertidos são referidos pelo subscrito n . Depois os parâmetros são construídos e subsequentemente as razões de desempenho são calculadas. Apesar dos métodos parecerem ser de natureza básica para mostrar a intensificação da transferência de calor devido às aletas, ele requer uma significativa manipulação de dados, e a seleção do material da aleta, temperatura do gás, superfície de referência e critérios de projeto. Como não há necessidade de uma seleção de superfície muito minuciosa, os métodos apresentados neste texto são simples e mais significativos.

3.8 Considerações Finais

Os objetivos do presente levantamento bibliográfico foram, principalmente, revisar trabalhos empíricos que analisem a influência da geometria no desempenho termo-hidráulico do ar em serpentinas tubo-aletadas e, também, proporcionar um entendimento da metodologia de seleção da superfície de um dos lados do trocador de calor, interessante nas aplicações envolvendo trocadores tubo-aletados, onde se tem um lado com resistência térmica dominante. Ainda, esta revisão proporcionou a base para a realização dos ensaios experimentais e a discussão dos resultados obtidos de acordo com o que foi estudado.

CAPÍTULO 4- BANCADA EXPERIMENTAL: DESCRIÇÃO E PROCEDIMENTOS

4.1 Introdução

O levantamento do desempenho termo-hidráulico e a análise experimental dos efeitos de alguns parâmetros geométricos e de superfícies intensificadoras no desempenho de trocadores de calor tubo-aletados resfriados a ar fazem parte dos objetivos principais deste estudo. Estes só puderam ser realizados devido à construção de uma bancada experimental capaz de realizar ensaios em tais trocadores de calor.

Assim, neste capítulo se propõe apresentar uma descrição detalhada dos componentes da bancada de ensaios, da aquisição dos dados experimentais, bem como dos procedimentos experimentais necessários para que a bancada fosse posta em operação, o tratamento analítico dado aos resultados e as incertezas associadas aos mesmos.

4.2 Bancada Experimental

O aparato experimental utilizado é composto por dois circuitos, um de ar – para circular externamente ao trocador – e um de água quente ou de refrigerante (ligado a um circuito frigorífico), para o fluido que circula no interior dos tubos. O circuito de refrigerante é utilizado quando se quer estudar a atuação da serpentina como condensador, mas como o objetivo deste trabalho é investigar as características termo-

hidráulicas do lado do ar, utilizou-se o circuito de água quente, que é responsável por conferir ao fluido que escoar nos tubos da serpentina as condições de entalpia (temperatura e pressão) e vazão necessárias.

O circuito de ar, por sua vez, tem por objetivo impor as condições de temperatura e vazão do ar que entra em contato com a serpentina.

4.2.1 Circuito de ar

O circuito de ar da bancada experimental consiste em um sistema de dutos retangulares (túnel de vento) feitos com chapa de aço galvanizado e dotado de um ventilador centrífugo (de capacidade de 10.000 m³/h a um diferencial de pressão de 200 mmca), sendo o motor deste ventilador atuado por um variador de frequência que controla sua rotação.

O sistema de dutos apresenta três registros (dampers) que controlam a passagem de ar de acordo com a sua abertura: um no duto de medida, um no de descarga e um no de retorno de ar. Eles propiciam a admissão de ar externo, a descarga de ar e a mistura de correntes; contribuindo para a regulação da vazão de ar (junto com o variador de frequência) e da temperatura do mesmo.

No duto principal – que contém a seção onde se localiza o trocador a ser ensaiado – há um pleno, cuja principal função é a uniformização da temperatura do ar. Ainda no duto principal estão instalados uma bateria de duas resistências elétricas de aquecimento do ar e um retificador de escoamento (colméia) do ar incidente no trocador, dispositivos de medida de temperatura de entrada e saída do ar (malha de termopares) na serpentina e de temperatura de bulbo úmido, dispositivos de medida de pressão diferencial (transdutores), tanto ao longo do trocador (para determinar a perda de carga) como através de uma placa de bocais localizada a jusante da seção de testes, cujo objetivo é a medida da vazão de ar.

Como a distribuição de temperatura na seção transversal do duto não pode ser uniforme, utilizam-se malhas de termopares conectados em paralelo de forma a obter diretamente a média das temperaturas na seção. A localização destes sensores de temperatura está de acordo com as recomendações da norma ASHRAE 33 (1978).

A temperatura de entrada do ar é assegurada pela atuação de um controlador elétrico tipo PID que atua sobre as duas resistências elétricas de aquecimento do ar (6

kW cada) e é controlado por um sinal de alimentação de um termômetro de resistência, PT100, com precisão de 0,05°C que fica localizado à montante da seção de testes.

A medida da temperatura de bulbo úmido é feita por um psicrômetro localizado externamente ao túnel, que extrai um pouco do ar através de um ventilador para garantir o escoamento através de um termopar imerso em mecha úmida dentro de um recipiente com água e, assim, assegurar a precisão da medida da temperatura de bulbo úmido.

A placa de bocais é composta por cinco bocais de diâmetros variados, localizada à jusante da seção de ensaio, para medir a vazão de ar com precisão, sendo os bocais configurados de acordo com a norma ASME (1971), onde as distâncias entre os centros dos bocais deve ser superior ao triplo da garganta do bocal e a distância entre o centro de um bocal e a parede do duto adjacente, superior a uma vez e meia do tamanho da garganta do bocal, como ilustra a Fig. 4.1. Dois dos bocais apresentam diâmetro da seção de saída de 75 mm e da seção de entrada de 156 mm, outros dois apresentam diâmetro da seção de saída de 90 mm e da seção de entrada de 196 mm e o último apresenta diâmetro da seção de saída de 80 mm e da seção de entrada de 162 mm. Há também um tubo de pitot localizado na descarga de um dos bocais de menor diâmetro, para medir a velocidade do ar nesta garganta.

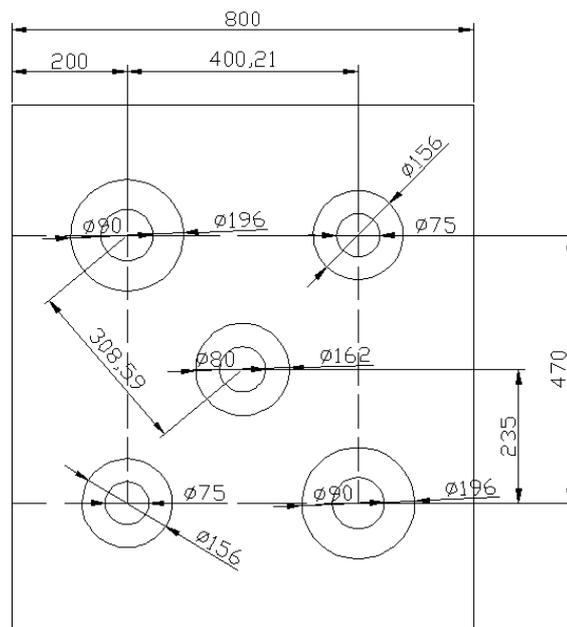


Figura 4.1- Dimensões da placa de bocais.

Há ainda, no final do duto de retorno de ar, anterior ao pleno, uma serpentina de resfriamento que opera com água proveniente de uma torre de resfriamento (exterior ao laboratório), que propicia um melhor ajuste da temperatura do ar incidente na

serpentina, caso seja necessário resfriá-lo. O sistema de dutos está isolado termicamente por mantas de espuma elastomérica, com a finalidade de reduzir as perdas de calor para o ambiente e controlar a temperatura de trabalho do ar mais facilmente.

A Fig. 4.2 ilustra os componentes do circuito de ar da bancada experimental.

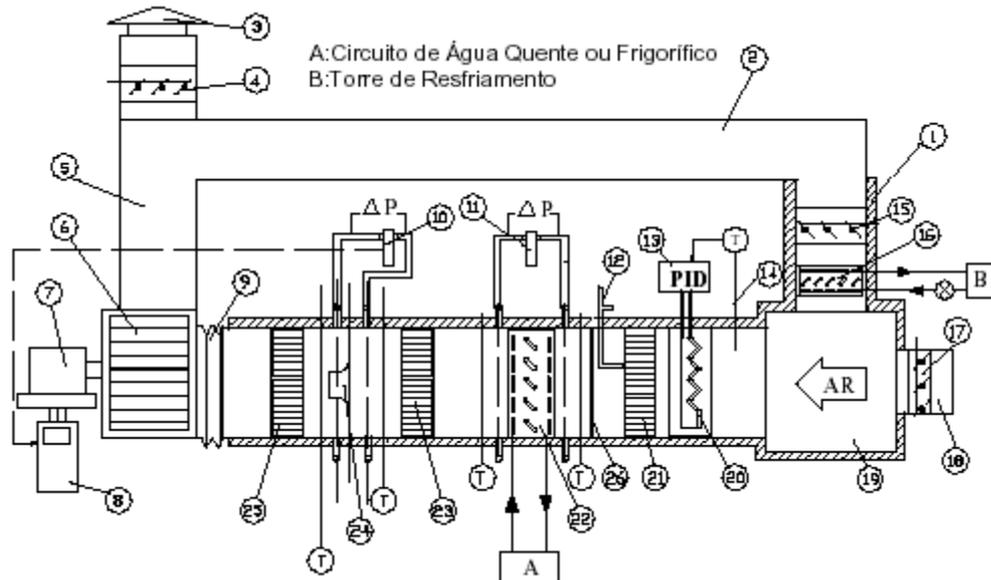


Figura 4.2- Desenho esquemático do circuito de ar da bancada experimental. 1- Isolamento 2-Duto de Recirculação, 3-Chaminé, 4-Registro de Descarga, 5- Duto de Descarga, 6-Ventilador Centrífugo, 7-Motor do Ventilador, 8- Variador de Frequência, 9-Duto Flexível, 10-Transdutor Diferencial de Pressão da Placa de Bocais, 11-Transdutor Diferencial de Pressão do Trocador, 12-Tubo de Pitot, 13-Controlador PID, 14-Sensor de Temperatura do PID, 15-Registro de Retorno, 16-Serpentina de Resfriamento, 17- Registro de Admissão, 18-Duto de Admissão, 19-Pleno, 20-Bateria de Resistências da Admissão, 21-Placa Retificadora de Escoamento, 22- Trocador a ser ensaiado, 23-Placa Retificadora de Escoamento a Montante, 24-Placa de Bocais, 25-Placa Retificadora de Escoamento a Jusante, 26- Psicrômetro.

4.2.2 Circuito de água

O circuito de água é composto por uma bomba de 2 CV, um medidor de vazão tipo Coriolis, uma válvula de agulha que controla a vazão de água e um reservatório de água quente (de capacidade de cerca de 200 L) isolado termicamente por mantas de poliuretano expandido dotado de três resistências elétricas (de 10 kW cada) ligadas a um controlador PID que é alimentado por um termômetro de precisão de 0,05°C, PT100, localizado no reservatório. A água quente é bombeada para a seção de testes

circulando pela serpentina antes de retornar ao reservatório. A tubulação de admissão da bomba, de diâmetro de 1½”, está isolada termicamente por mantas de espuma elastomérica.

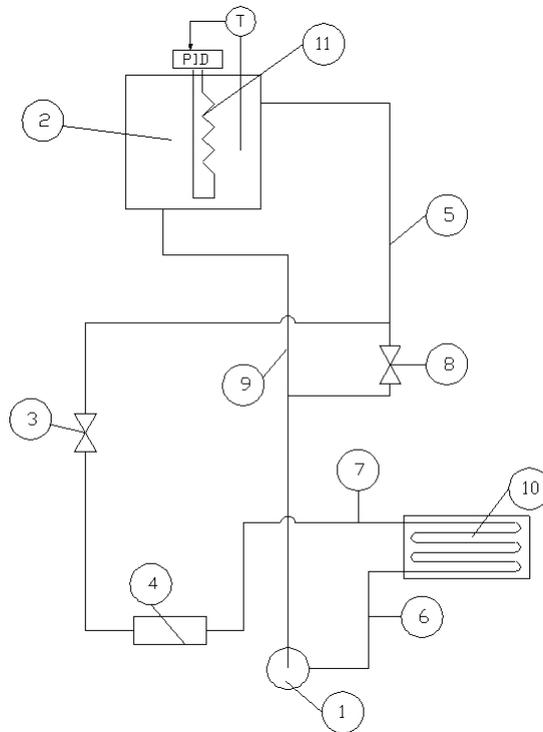


Figura 4.3- Desenho esquemático do circuito de água quente da bancada experimental. 1-Bomba d'água, 2-Banho Termostático, 3-Válvula de Agulha, 4-Medidor de Vazão, 5-Tubulação de retorno de água, 6-Entrada de água na seção de testes, 7-Saída de água na seção de teste, 8-By-Pass, 9-Tubulação de admissão de água, 10-Trocador a ser ensaiado, 11-Bateria de aquecimento ligada a controlador PID.

4.3 Aquisição de dados

Os sinais de saída dos transdutores, dos termopares e de vazão de água são enviados ao sistema de aquisição de dados.

Este é composto por duas placas conversoras de sinais analógico/digital e dois terminais de conexões para a entrada dos sinais das variáveis medidas. As placas conversoras apresentam as seguintes características: (1) modelo DR-16U, ISA (2 slots) com 16 entradas analógicas de 11 bits a 1500 Hz até 20 bits a 45/55 Hz e 16 portas digitais. Os terminais de conexões têm as seguintes características: (1) T71-TC, para termopares, módulo com 8 entradas analógicas para termopares, bloco isotérmico e 8 portas digitais; (2) T71-GP, para medidas de parâmetros elétricos, com módulo de

propósito geral com 8 entradas analógicas para tensões até 10V, correntes até 50 mA e termopares e 8 portas digitais. Tanto as placas conversoras quanto os terminais de conexões são do fabricante Iotech, dos EUA.

Estas placas foram instaladas em um microcomputador, que utiliza o software Workbench para o Windows para o controle da conversão dos sinais pelas placas e visualização na tela das condições instantâneas dos ensaios e do erro associado a estes, além do armazenamento dos dados experimentais em disco rígido.

4.4 Procedimento Experimental

Os ensaios experimentais foram realizados em serpentinas resfriadas a ar, com água quente escoando internamente aos tubos.

Para colocar a bancada experimental em operação, é necessária a seguinte seqüência de ações:

(1) Primeiramente ativam-se os controladores e o sistema de aquisição, para garantir o monitoramento dos parâmetros de medida e controle;

(2) São ajustadas as vazões da bomba d'água e do ventilador centrífugo, que a seguir são ligados e, caso seja necessário reduzir a temperatura do ar incidente na serpentina, a bomba da torre de resfriamento que faz a água circular pela serpentina que resfria o ar no duto de retorno é, então, ligada.

(3) Ativam-se as resistências elétricas de aquecimento do ar e da água. Os dois controladores tipo PID associados às resistências do ar e da água foram ajustados de acordo com a temperatura de controle e a taxa de aquecimento.

Ainda, o circuito elétrico é dotado, por medida de segurança, de um sistema de intertravamento, que não permite a ativação das resistências elétricas de aquecimento enquanto as máquinas de fluxo associadas a estas não estiverem em funcionamento.

Wang et al. (2000) recomendam procedimentos-padrão para superfície seca (aquecimento do ar, escoando externamente) de transferência de calor de trocadores de calor tubo-aletados com água escoando internamente aos tubos. Estes autores mostram o quanto é importante manter alta a vazão da água (reduzindo a resistência térmica deste lado, o que aumenta a proporção da resistência térmica do lado do ar em relação à resistência térmica total) e tornar o cálculo do desempenho do lado do ar mais preciso, até porque nem sempre o escoamento interno está completamente desenvolvido e o cálculo de h_i através da correlação de Gnielinski pode apresentar um erro significativo.

A vazão de água deve ser a mais elevada possível, porém, limitando a variação de temperatura entre a entrada e a saída do trocador a um mínimo de 2°C, a fim de que a taxa de transferência de calor seja determinada com uma precisão satisfatória. Por outro lado, os balanços de energia independentes no ar e na água devem assumir valores suficientemente próximos. De acordo com a norma ASHRAE 33 (1978), a diferença entre os referidos balanços deve ser inferior a 5%, sendo a taxa de transferência de calor adotada igual à sua média aritmética, isto é:

$$\frac{|q_{ar} - q_{ag}|}{q_m} < 0,05 \quad (4.1)$$

onde

$$q_{ag} = C_{ag} (T_{ag,e} - T_{ag,s}) \quad (4.1.a)$$

$$q_{ar} = C_{ar} (T_{ar,s} - T_{ar,e}) \quad (4.1.b)$$

$$q_m = \frac{q_{ar} + q_{ag}}{2} \quad (4.1.c)$$

Durante os ensaios, para a obtenção de cada ponto experimental, foram mantidas constantes a vazão de água (0,16 kg/s), a temperatura de entrada do ar (em torno de 32°C) e a temperatura de entrada da água (em torno de 45°C). Somente pontos com erro associado ao balanço de energia – cuja visualização na tela de aquisição do micro era feita em tempo real – inferior a 5%, foram aproveitados.

4.5 Tratamento de Resultados

Os parâmetros físicos obtidos nos ensaios são os seguintes: perda de pressão na placa de bocais (para o cálculo da vazão de ar), perda de pressão na serpentina, vazão de água, temperaturas médias de entrada e saída do ar e da água, temperatura de bulbo úmido do ar a jusante da serpentina ensaiada e pressão atmosférica, medida em um barômetro digital. Os valores de tais parâmetros constituem os dados de entrada para a obtenção do desempenho termo-hidráulico do lado do ar das serpentinas.

A efetividade global da superfície aletada envolve a prévia determinação da efetividade da aleta. No caso de aletas planas, o cálculo da efetividade é relativamente simples. Entretanto, nos casos em que a superfície da aleta apresenta dispositivos de intensificação, como no presente estudo, sua avaliação é complexa, podendo levar a resultados pouco satisfatórios. Nessas condições, optou-se por determinar um coeficiente de transferência de calor que incorpora a efetividade global da superfície aletada, aqui designado por h'_{ar} . Tal coeficiente, para ser determinado, precisa da prévia determinação de alguns parâmetros, a ele associados, conforme os passos que os itens a seguir descrevem.

4.5.1 Determinação de NUT

O coeficiente de transferência de calor externo é determinado a partir da resistência térmica total, R_{tot} , recíproca do produto UA . (condutância térmica do trocador), constituída das seguintes parcelas:

- resistência convectiva associada ao fluido interno, R_i ;
- resistência associada à parede do tubo, R_p ;
- resistência convectiva associada ao fluido externo, R_e ;

O produto UA pode ser determinado a partir da efetividade da serpentina, ε , uma vez que esta guarda uma relação com o denominado Número de Unidades de Transferência, NUT .

Como a efetividade é conhecida, uma vez que depende das temperaturas de entrada e saída do ar e da água, medidas nos ensaios, a relação entre a efetividade e NUT proporciona o valor do produto UA . Entretanto, tal relação envolve as características geométricas da serpentina e da configuração do escoamento relativo dos fluidos, além da razão entre a capacidade térmica mínima e máxima, C_r , entre os escoamentos do ar e da água. No caso das serpentinadas da presente pesquisa, as relações ε - NUT mais adequadas, considerando a geometria e a configuração do escoamento relativo entre os fluidos, são as apresentadas na Tabela 4.1, ESDU (2003).

Tabela 4.1- Relações ε -NUT para serpentinas com duas e quatro fileiras de tubos, com circuitos do fluido interno aos tubos paralelos, arranjo de escoamento cruzado e arranjo alternado de tubos, ESDU (2003).

N_f	Lado de C_{\min}	Relação ε -NUT
2	Ar	$\varepsilon = \frac{1}{C_r} \left[1 - (1 + C_r K^2) \exp(-2KC_r) \right]$ $K = 1 - \exp(-NUT / 2)$
	Fluido do tubo	$\varepsilon = \left[1 - \left(1 + \frac{K^2}{C_r} \right) \exp(-2K / C_r) \right]$ $K = 1 - \exp(-(NUT.C_r) / 2)$
4	Ar	$\varepsilon = \frac{1}{C_r} \left\{ 1 - \left[1 + C_r K^2 (6 - 4K + K^2) + 4C_r^2 K^4 (2 - K) + \frac{8C_r^3 K^6}{3} \right] \exp(-4KC_r) \right\}$ $K = 1 - \exp(-NUT / 4)$
	Fluido do tubo	$\varepsilon = \left\{ 1 - \left[1 + \frac{K^2 (6 - 4K + K^2)}{C_r} + \frac{4K^4 (2 - K)}{C_r^2} + \frac{8K^6}{3C_r^3} \right] \exp(-4KC_r) \right\}$ $K = 1 - \exp(-(NUT.C_r) / 4)$

4.5.2 Determinação da resistência interna

A resistência interna é determinada de acordo com a superfície interna dos tubos: lisas ou ranhuradas. Assim, obtém-se o coeficiente de transferência interno aos tubos e, assim, a resistência térmica associada ao lado da água.

4.5.2.1 Determinação da resistência interna para tubos lisos

No caso de tubos lisos, o coeficiente convectivo interno é dado a partir da correlação clássica de Gnielinski para escoamento turbulento nestes, conforme a Eq. 4.2:

$$h_i = \frac{k_{ag}}{D_i} \frac{(f_{D,i}/8)(\text{Re}_{D_i} - 1000)\text{Pr}_{ag}}{1 + 12,7(f_{D,i}/8)^{1/2}(\text{Pr}_{ag}^{2/3} - 1)} \quad (4.2)$$

onde f_D é o fator de atrito de Darcy.

4.5.2.2 Determinação da resistência interna para tubos internamente ranhurados

No caso das serpentinas dotadas de tubos ranhurados, a correlação utilizada para o cálculo do número de Nusselt interno foi uma correlação obtida através dos dados de ensaios realizados na bancada de ebulição convectiva do Laboratório de Refrigeração da EESC-USP, com a condensação de R134a dentro de tubos microaletados de geometria idêntica aos empregados nas serpentinas ensaiadas (com características geométricas ilustradas na Fig.4.4 e Tabela 4.2).

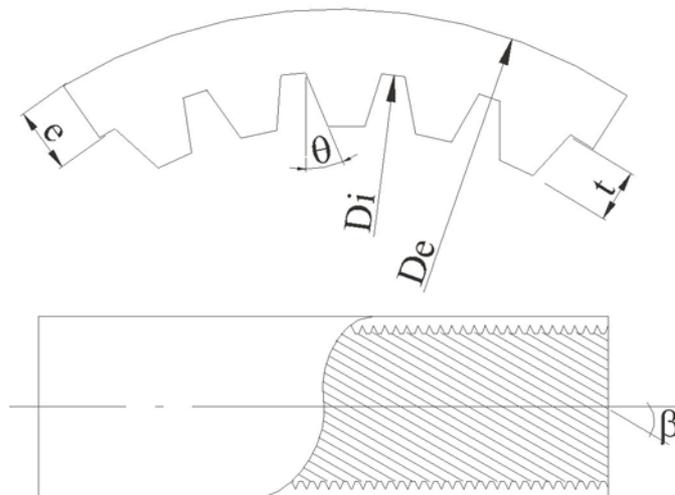


Figura 4.4- Características dos tubos de cobre ranhurados presentes nas serpentinas 8, 9 e 10.

Tabela 4.3- Dados geométricos dos tubos de cobre ranhurados, fornecidos pela empresa Termomecanica.

Diâmetro externo (D_e)	9,52±0,05 mm
Diâmetro interno (na raiz da aleta) (D_i)	8,56 mm
Espessura da parede (e)	0,28±0,03 mm
Profundidade da ranhura (t)	0,20 mm
Ângulo do helicóide (β)	18°
Número de ranhuras	76
Ângulo da ranhura (θ)	25°
Área de superfície interna/comprimento de tubo	540 cm ² /m

A correlação obtida foi a seguinte:

$$Nu = 0,00184 Re_{D_{hi}}^{1,076} Pr^{0,4} \quad (4.3)$$

E através do número de Nusselt baseado no diâmetro hidráulico interno, obtém-se o coeficiente convectivo interno.

4.5.3 Determinação da resistência externa

Como se tem calculada a resistência total, e a resistência interna, extraíndo-se esta e a resistência dos tubos da primeira, se obtém a resistência externa.

4.6 Apresentação do desempenho termo-hidráulico do lado do ar

O desempenho térmico do lado do ar foi obtido, então, não só pelo parâmetro h'_{ar} (que incorpora o fator de eficiência da superfície aletada), mas também através do fator de Colburn modificado, j' , que incorpora h'_{ar} ao invés de h_{ar} , segundo as expressões:

$$j = St \cdot Pr^{2/3} = \frac{h_{ar}}{Gc_{p_{ar}}} Pr^{2/3} \quad (4.4)$$

$$j' = \frac{\eta_o h_{ar}}{Gcp_{ar}} \text{Pr}^{2/3} = \frac{h'_{ar}}{Gcp_{ar}} \text{Pr}^{2/3} \quad (4.5)$$

O desempenho hidráulico externo foi analisado através da perda de carga, Δp , e do fator de atrito aparente, f .

Os resultados dimensionais, envolvendo h'_{ar} e Δp , são apresentados em termos da velocidade de face do ar, V_{face} . As tabelas que apresentam o desempenho termo-hidráulico do ar em termos de j' , f , h'_{ar} e ΔP em função de Re_{Dh} e V_{face} se encontram no Apêndice B.

Para o cálculo do coeficiente de atrito médio na serpentina foi utilizada a equação de Kays e London (1984) para perda de carga em serpentinas tubo-aletadas, que incorpora os efeitos de entrada e saída no fator de atrito, conforme a Eq. 4.6:

$$f = \frac{A_c}{A_e} \frac{v_e}{v_m} \left[\frac{2\Delta P}{G^2 v_e} - \left(1 + \sigma^2\right) \left(\frac{v_s}{v_e} - 1\right) \right] \quad (4.6)$$

Além da determinação do desempenho termo-hidráulico das serpentinas ensaiadas, empregou-se o critério de seleção de superfícies sugerido por Kays e Crawford (1993) nas mesmas. Este critério utiliza as relações $E/(A_e)$ e $E/(A_e \cdot h_{ar})$ ou $E/(A_e \cdot h'_{ar})$ para determinar uma superfície ótima em relação ao desempenho termo-hidráulico do trocador.

4.7 Incertezas associadas aos parâmetros medidos e avaliados

As incertezas associadas aos parâmetros medidos foram levantadas como sugerido por Zoghbi Filho (2004), sendo indicadas na Tabela 4.3. Na mesma tabela podem ser encontradas as incertezas dos parâmetros avaliados.

Tabela 4.3- Faixas de valores das incertezas associadas aos parâmetros medidos e ao cálculo dos fatores j' e f , h'_{ar} e V_{face} e $E/(A_e \cdot h'_{ar})$.

Serpentinas	T (°C)	ΔP_{bocais} (mmca)	ΔP_{troc} (mmca)	m_{ag} (%)	P_{atm} (kPa)	h'_{ar} (%)	V_{face} (%)	j' (%)	F (%)	$E/(A_e \cdot h'_{ar})$ (%)
2	0,144	0,975	0,075	0,0015	0,1	4,66	0,43	4,23	0,97	5,06
						a	a	a	a	a
						7,12	2,57	7,10	7,27	7,11
3	0,144	0,975	0,075	0,0015	0,1	6,02	0,43	5,73	0,95	5,90
						a	a	a	a	a
						10,34	2,55	10,32	6,10	10,31
4	0,144	0,975	0,075	0,0015	0,1	3,73	0,41	3,43	1,09	4,86
						a	a	a	a	a
						6,26	2,44	6,25	8,13	8,20
5	0,144	0,975	0,075	0,0015	0,1	4,72	0,42	4,48	0,97	4,89
						a	a	a	a	a
						6,62	2,52	6,60	7,14	7,38
6	0,144	0,975	0,075	0,0015	0,1	7,01	0,45	6,81	0,95	6,87
						a	a	a	a	a
						10,54	2,53	10,40	5,94	10,67
7	0,144	0,975	0,075	0,0015	0,1	8,92	0,47	8,35	0,98	8,57
						a	a	a	a	a
						13,91	2,69	13,41	6,07	13,69
8	0,144	0,975	0,075	0,0015	0,1	5,68	0,44	5,32	0,95	4,67
						a	a	a	a	a
						8,25	2,53	8,23	6,25	6,67
9	0,144	0,975	0,075	0,0015	0,1	6,97	0,45	6,68	0,97	4,66
						a	a	a	a	a
						12,85	2,66	11,62	5,98	6,90
10	0,144	0,975	0,075	0,0015	0,1	4,85	0,43	4,50	0,97	4,92
						a	a	a	a	a
						7,29	2,53	7,27	6,70	7,10

CAPÍTULO 5- RESULTADOS EXPERIMENTAIS

5.1 Introdução

Os ensaios experimentais realizados na bancada descrita no capítulo anterior, através do tratamento de resultados, renderam um conjunto de diversos pontos experimentais apresentados no Apêndice B, referentes ao grupo de dez serpentinas testadas, descritas na Tabela 5.1.

Este capítulo tem o objetivo de mostrar o efeito dos distintos parâmetros geométricos estudados no desempenho termo-hidráulico das serpentinas investigadas e comparar os resultados das correlações da literatura com aqueles obtidos nos ensaios. Isto foi feito considerando-se os seguintes aspectos:

1. Validação dos resultados: serpentinas deferindo apenas em relação à superfície interna dos tubos foram comparadas (para tubos lisos vs. tubos ranhurados, serpentinas 3 e 8) para validar a correlação experimental de transferência de calor para tubos ranhurados utilizada.
2. Tratamento dos resultados: foram utilizados, para o cálculo do número de Reynolds externo, distintos parâmetros geométricos como dimensão característica.
3. Densidade de aletas: alguns grupos de serpentinas com um tipo de aleta tiveram seus resultados comparados entre as distintas densidades de aleta do grupo (para aletas corrugadas, serpentinas 2 e 3 e para aletas janeladas, serpentinas 4 e 5).
4. Número de fileiras de tubos em profundidade: serpentinas com um tipo de aleta, deferindo apenas em relação ao número de fileiras de tubos, tiveram seus resultados

comparados (serpentina 2 e 6, com aletas corrugadas e $D_a=551$ al/m e serpentina 5 e 7 com aletas janeladas e $D_a=551$ al/m).

5. Tipos de aletas: foram comparadas serpentina com características geométricas idênticas, diferindo somente em relação à superfície intensificadora da aleta (aleta corrugada versus aleta janelada, serpentina 2 e 5, 6 e 7, 8 e 9).
6. Seleção de superfícies: foi introduzido o critério de seleção de superfícies proposto por Kays e Crawford (1993), com o objetivo de comparar o desempenho termo-hidráulico das diversas serpentina através das curvas dos parâmetros $E/(A.h'_{ar})$ pelo número de Reynolds.
7. Comparações com correlações da literatura: algumas correlações da literatura mais adequadas para o banco de dados das serpentina ensaiadas neste estudo foram utilizadas para prever os resultados experimentais do presente trabalho e assim avaliar, através dos desvios obtidos, se os pontos experimentais do presente trabalho são bem descritos por tais correlações.

5.2 Características das serpentina ensaiadas

As dez serpentina ensaiadas, conforme ilustra a Tabela 5.1, apresentam três densidades de aletas, dois números de fileiras de tubos em profundidade, duas superfícies intensificadoras da aleta (mostradas na Fig. 5.1) e duas superfícies internas dos tubos.

Tabela 5.1- Descrição da geometria das serpentinas ensaiadas.

Serp	Superfície interna dos tubos	Tipo de aleta*	D _a (al/m)	E _{ca} (mm)	N _t	D _e (mm)	D _h (mm)	N _c	N _f	L _e (mm)	E _t (mm)	E _l (mm)	A _e (m ²)	D _c (mm)	P _a (mm)
1	Lisa	C	315	3,04	14	9,52	3,593	2	2	38	25,4	19,05	5,399	9,79	3,175
2	Lisa	C	551	1,68			2,054						9,131		1,815
3	Lisa	C	787	1,136			1,413						12,82		1,271
4	Lisa	J	315	3,04			3,69						5,257		3,175
5	Lisa	J	551	1,68			2,131	8,803	1,875						
6	Lisa	C					2,053	4		4			76,2		18,32
7	Lisa	J	787	1,136			2,13	17,66	1,271						
8	Ranhurada	C					1,413	2		2			38		12,82
9	Ranhurada	J					1,467	12,35							
10	Ranhurada	C	315	3,04			3,562	4	4	76,2			10,92		3,175

*Altura aletada= 385 mm, Largura aletada= 610 mm; C-Corrugada com P_o=4,76mm, P_d=1,35mm; J-Janelada com H_j=0,4mm e P_j=3mm. Demais parâmetros geométricos: δ=0,135mm e E_{tubo}=0,4mm.

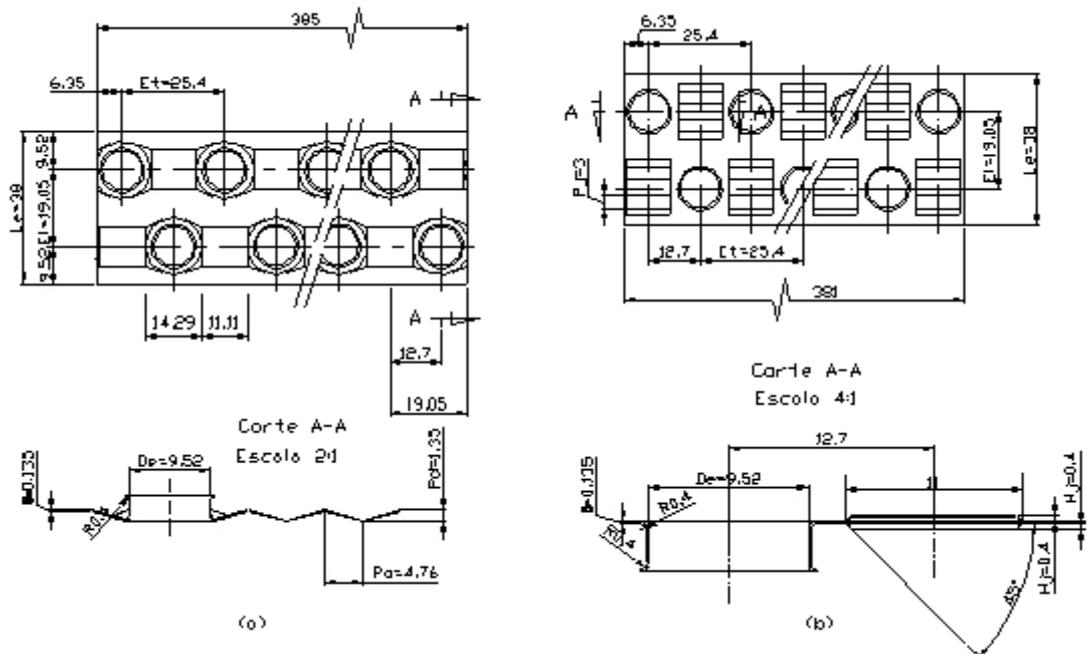


Figura 5.1- Características das superfícies intensificadoras das aletas ensaiadas: (a) corrugadas e (b) janeladas.

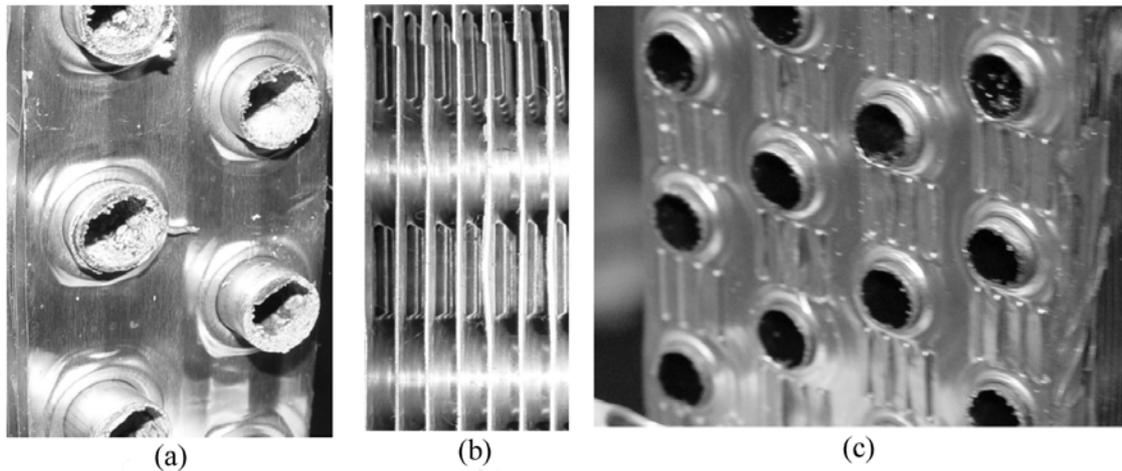


Figura 5.2- Fotos das superfícies intensificadoras das aletas ensaiadas: (a) vista frontal das corrugadas e (b) vista lateral ($D_a=551$ aletas/m, $E_{ca}=1,74$ mm) e (c) frontal das janeladas.

5.3 Validação dos resultados experimentais

Como dito no capítulo anterior, para o cálculo da transferência de calor interna das serpentinas de tubos ranhurados, foi utilizada a correlação experimental obtida através dos dados de ensaios realizados na bancada de ebulição convectiva do Laboratório de Refrigeração da EESC-USP, dada pela Eq. (4.3). Assim, tem-se abaixo a

Fig. 5.3, onde se compara o desempenho das serpentinas 3 e 8, que diferem apenas em relação à superfície interna do tubo (lisa ou ranhurada).

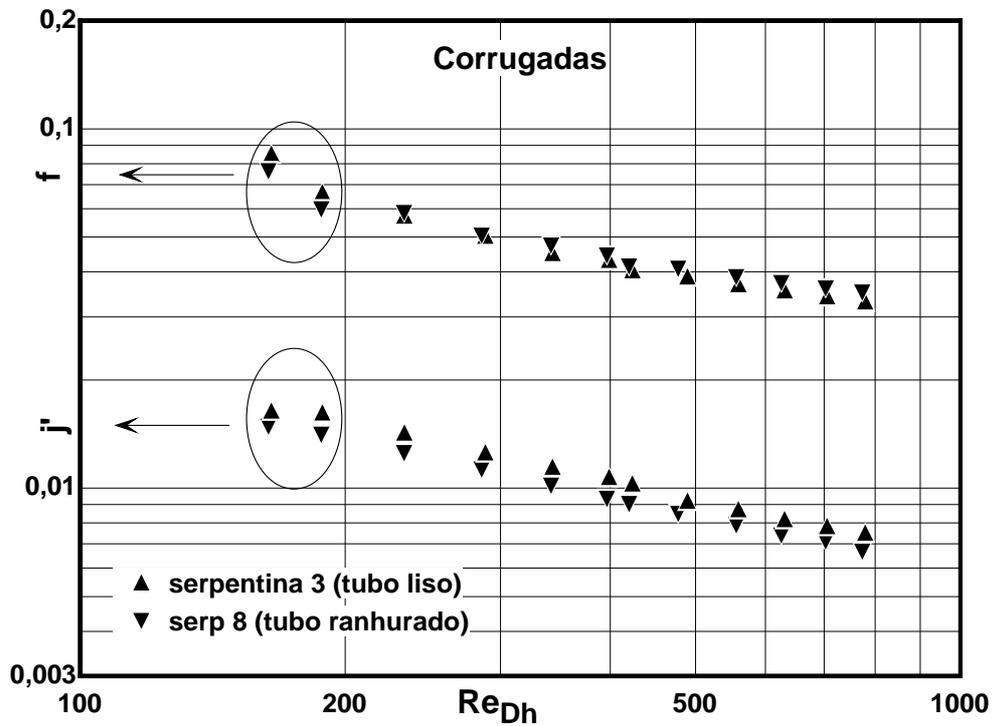


Figura 5.3- Comparação dos resultados do desempenho termo-hidráulico do ar de serpentinas idênticas diferindo apenas em relação à superfície interna dos tubos (lisos ou ranhurados).

Como pode ser visto na Fig. 5.3, o desempenho termo-hidráulico do ar da serpentina 8, que não é influenciado pelas ranhuras internas do tubo e deve ser igual ao da serpentina 3, apresentou concordância com o desempenho desta. Com isso conclui-se que a correlação empregada para o cálculo do coeficiente de transferência de calor interno dos tubos ranhurados é confiável (cujos desvios se encontram na Tab. 5.2), o que valida os resultados experimentais obtidos.

Tabela 5.2- Desvio médio absoluto do desempenho obtido pelas serpentinas 3 e 8; através do emprego da correlação obtida da bancada de ebulição convectiva do Laboratório de Refrigeração da EESC-USP (Eq. (4.2)).

	Desvio médio absoluto (%)
$\frac{1}{N} \left[\sum_1^N \left \frac{j'_{ranh} - j'_{liso}}{j'_{liso}} \right \right] \cdot 100\%$	10,3
$\frac{1}{N} \left[\sum_1^N \left \frac{f_{ranh} - f_{liso}}{f_{liso}} \right \right] \cdot 100\%$	5,31

5.4 Diferença no tratamento dos resultados

É interessante lembrar a esta altura que os autores utilizam distintos parâmetros geométricos como dimensão característica do número de Reynolds do lado do ar, para efeito de comparação entre distintas serpentinas.

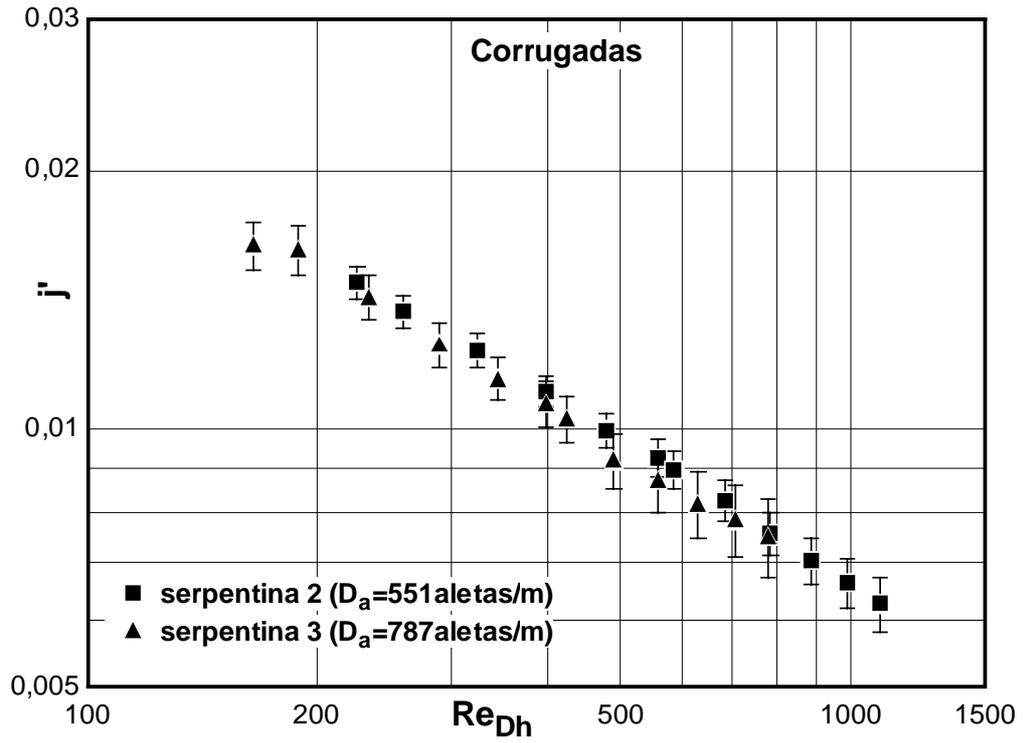
No presente trabalho utilizou-se o diâmetro hidráulico do escoamento, D_h , para o tratamento dos resultados com relação aos diversos efeitos da geometria na transferência de calor e perda de carga do ar, por ser esta a dimensão física que caracteriza o canal do escoamento. No entanto, como a maioria dos autores utilizam o diâmetro do colarinho, D_c , para avaliar efeitos de geometria, foram adicionados gráficos do desempenho termo-hidráulico do ar em relação a Re_{D_c} , de forma a permitir comparações com estudos anteriores.

Outro motivo que explica a utilização do diâmetro do colarinho como dimensão característica do número de Reynolds é que o emprego do diâmetro hidráulico, para o efeito de densidade de aletas, pode causar a errônea impressão de que D_a causa alteração negligenciável no desempenho termo-hidráulico. Como mostrado por Zoghbi Filho (2004), os pontos experimentais de j e f das distintas densidades de aletas aparecem muito próximos se estiverem em função de Re_{D_h} , o que não ocorre se o número de Reynolds for obtido em relação ao diâmetro do colarinho.

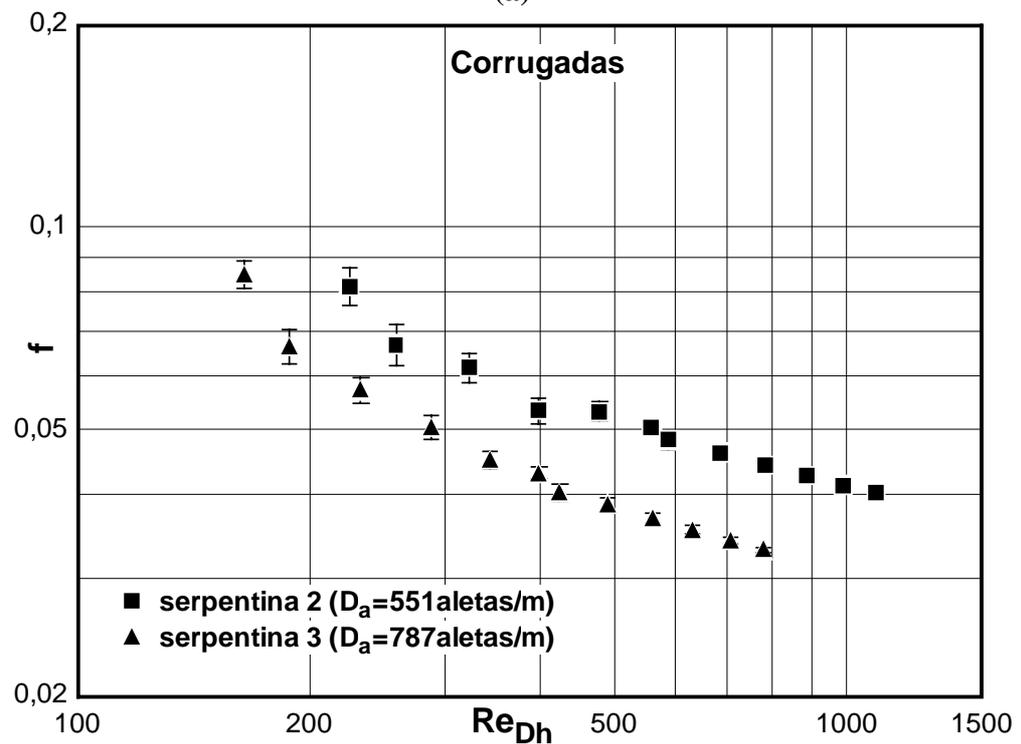
5.5 Efeito da Densidade de Aletas

A Fig. 5.4 mostra o efeito da densidade de aletas para serpentinas com aletas corrugadas em termos do número de Reynolds referido ao diâmetro hidráulico. Este efeito foi também colocado em função de Reynolds baseado no diâmetro do colarinho, para ilustrar as diferenças do efeito da densidade de aletas em relação a estes dois diâmetros. Como ilustrado na Fig. 5.4, o fator j -modificado em função do número de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico apresenta valores muito próximos para serpentinas com aletas corrugadas de $D_a=551$ e 787 aletas/m. Já o fator de atrito em relação a este número de Reynolds apresenta uma diminuição em função do aumento da densidade de aletas de 551 para 787 aletas/m. Além disso, a curva do fator de atrito em função da vazão de ar na serpentina com menor espaçamento entre aletas ($D_a=787$ aletas/m) apresentou inclinação (módulo do coeficiente angular) bem superior apenas para vazões reduzidas, sendo esta próxima à inclinação típica de f em função de

Re_{Dh} para escoamento laminar completamente desenvolvido. Pode-se perceber que ao utilizar o diâmetro do colarinho ao invés do diâmetro hidráulico como dimensão característica do número de Reynolds, a serpentina com maior D_a passa a apresentar maior j' e as curvas do fator de atrito para baixas vazões se interceptam, apresentando efeitos diferentes desta variável com relação ao aumento do número de aletas para altas e baixas vazões de ar.



(a)



(b)

Figura 5.4- Efeito da densidade de aletas em relação a Re_{Dh} em serpentinas dotadas de aletas corrugadas. (a) fator j -Colburn modificado; (b) fator de atrito.

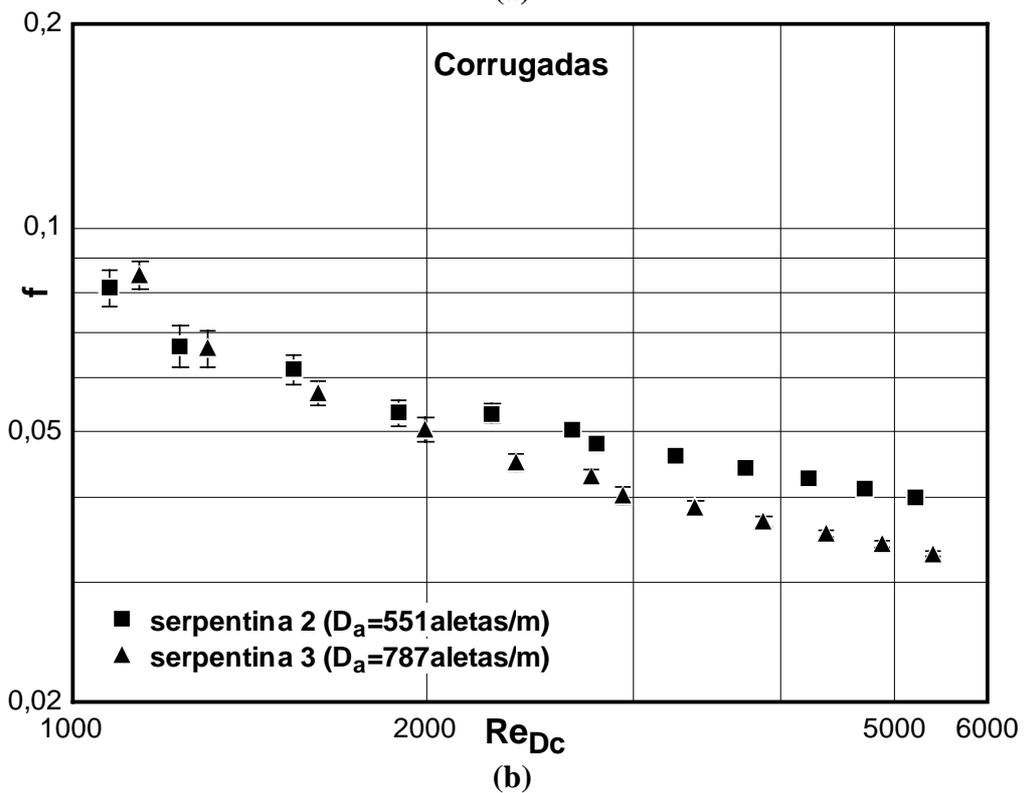
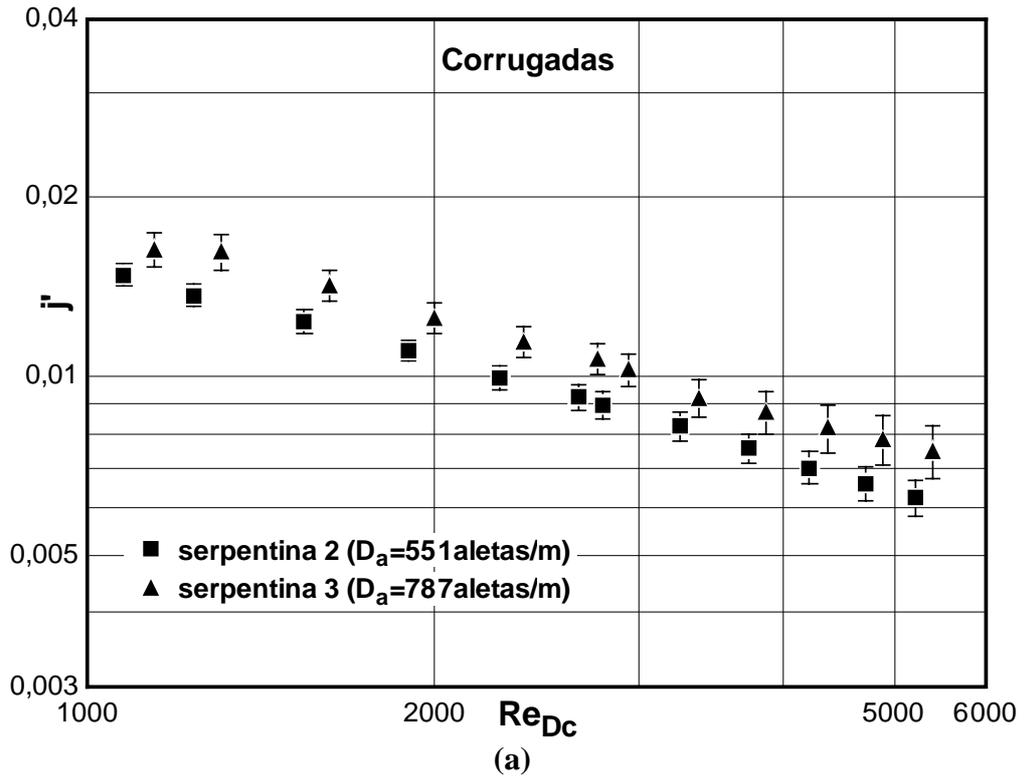


Figura 5.5- Efeito da densidade da aletas em relação a Re_{Dc} em serpentinas dotadas de aletas corrugadas. (a) fator j -Colburn modificado; (b) fator de atrito.

Como mostra a Fig.5.5 (a), o efeito do aumento da densidade de aletas ocorre no sentido do aumento do fator j -Colburn modificado.

O efeito do incremento da densidade no fator de atrito aparente, ilustrado na Fig.5.5 (b), no entanto, ocorre no sentido da diminuição deste, apesar de a perda de carga aumentar como resultado do menor espaçamento entre as aletas (Fig. 5.6). Isto ocorre em virtude dos efeitos de energia cinética apresentarem uma variação superior àqueles relacionados ao “atrito”. De resto, este comportamento é típico do escoamento em canais corrugados que, conforme dito no capítulo 3, apresenta a intensificação da transferência de calor e do arrasto devido às características dos escoamentos secundários (vórtices ferradura, formados nos tubos, e vórtices de Göertler, originados do escoamento de ar sobre a superfície côncava das corrugações).

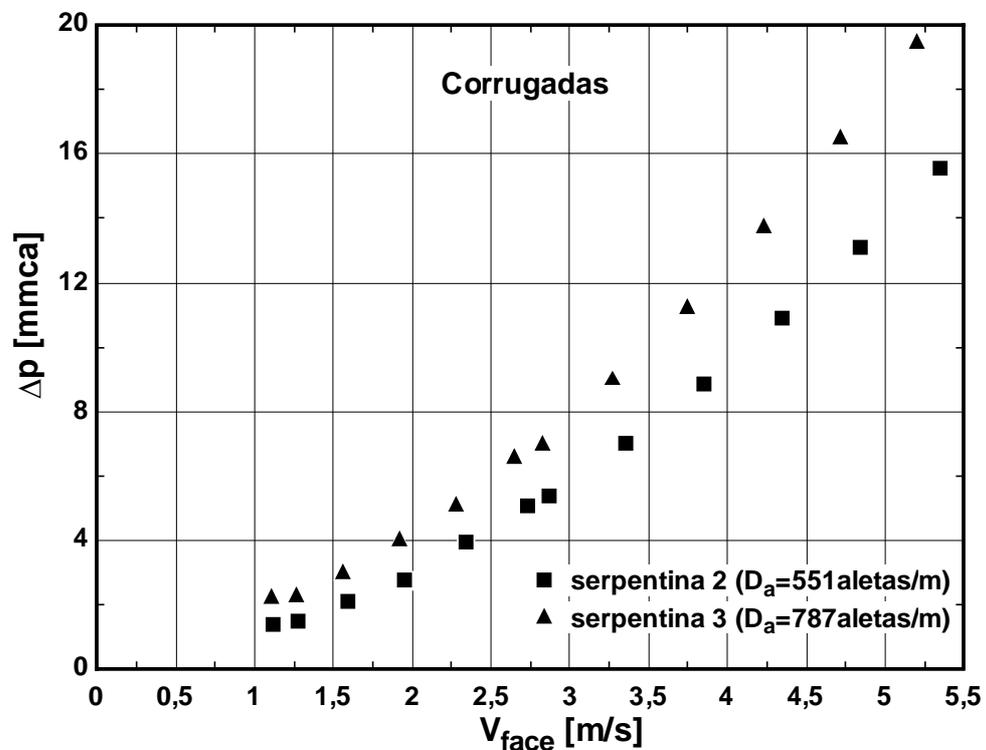


Figura 5.6- Efeito da densidade da aletas na perda de carga do lado do ar em serpentinas dotadas de aletas corrugadas.

O fator de atrito não parece ser afetado pela densidade de aletas para números de Reynolds inferiores a 1500, como se observa na Fig.5.5 (b). É importante observar que, embora na Fig.5.5 (b) pareça haver uma inversão na tendência do efeito da densidade de aletas na referida faixa de números de Reynolds, as incertezas associadas a cada ponto experimental impedem que se proponha uma conclusão definitiva a respeito deste efeito.

Wang et al. (1997) apresentaram gráficos envolvendo j e f vs. Re_{Dc} para 3 serpentinas dotadas de aletas corrugadas, com $P_d=1,5\text{mm}$, duas fileiras de tubos alternados ($E_t=25,4\text{mm}$; $E_l=19,05\text{mm}$ e $D_c=10,3\text{mm}$) e passo de aletas de 3,53mm, 2,34mm e 1,69mm. Tais serpentinas apresentam características bem próximas às do presente estudo, sendo que a serpentina com $P_a=1,69\text{mm}$ de Wang é semelhante à serpentina 2 ($P_a=1,81\text{mm}$). Os resultados obtidos mostram que o coeficiente j -Colburn aumenta relativamente pouco com a densidade de aletas e que o efeito de D_a no fator de atrito tende a aumentá-lo para $Re_{Dc}<1300$, ocorrendo, no entanto, a diminuição de f com o aumento de D_a para valores de Reynolds superiores a este valor crítico; que é exatamente o que se observa no presente estudo, através da Fig. 5.5(b).

Rich (1973), em seu estudo pioneiro do efeito da densidade de aletas no desempenho termo-hidráulico, testou 38 serpentinas dotadas de aletas lisas, com geometria idêntica e densidade de aletas variando de 0 (banco de tubos expostos) a 811 aletas/m. Este autor colocou seus dados experimentais obtidos em um gráfico para o fator de Colburn e de atrito em termos do número de Reynolds referido ao diâmetro hidráulico. A superfície com a maior densidade de aletas (811 al/m) foi a única que apresentou tendências divergentes – f_a também decresce com o aumento de Reynolds, mas a inclinação desta curva é bem elevada – às demais em relação ao fator de atrito para vazões baixas.

Rich (1973) assumiu que a perda de carga em uma serpentina pode ser dividida em duas componentes, uma relativa ao arrasto nos tubos e outra ao atrito nas aletas e obteve assim uma correlação para o fator de atrito nas aletas, f_a . Com efeito, o coeficiente de atrito referido às aletas, para a serpentina com maior D_a apresentou valores superiores aos obtidos pelas demais serpentinas para números de Reynolds reduzidos invertendo-se a tendência para números de Reynolds superiores. Segundo Rich (1973), isto é um indicativo do provável estabelecimento do escoamento laminar completamente desenvolvido entre as fileiras de tubos devido ao reduzido espaçamento entre as aletas (nota-se também uma pequena divergência na curva do fator de atrito para a serpentina com densidade de aletas imediatamente inferior, 571 aletas/m). Este estudo explica, então, a tendência da serpentina 3 do presente trabalho (com $D_a=787$ al/m) de apresentar valores superiores do fator de atrito apenas para $Re_{Dc}<1500$.

Recentemente, Zoghbi Filho (2004) publicou um extenso estudo do desempenho termo-hidráulico do ar em serpentinas tubo-aletadas, com duas fileiras de tubos e aletas corrugadas, diferindo do presente estudo em relação a alguns parâmetros geométricos e

entre si apenas em relação à densidade de aletas (com valores de 315, 394, 472 e 551 al/m). Este autor mostrou que o aumento da densidade de aletas causa elevação do fator de j-Colburn modificado, j' , e a diminuição do fator de atrito. Não se verificou nesse estudo a tendência do presente, segundo a qual o fator de atrito aumenta com a densidade de aletas para números de Reynolds reduzidos. Tal resultado pode estar relacionado ao fato de que a serpentina com maior densidade de aletas testada naquele estudo (551 aletas/m) não ter espaçamento entre aletas suficientemente pequeno para atingir o regime de escoamento laminar completamente desenvolvido descrito por Rich (1973).

As Figs. 5.7 e 5.8 mostram o efeito da densidade de aletas para serpentinas dotadas de aletas janeladas, em termos do número de Reynolds baseado, respectivamente, no diâmetro hidráulico e no diâmetro do colarinho. Como no caso de serpentinas dotadas de aletas corrugadas, estes gráficos foram colocados para ilustrar a diferença em se adotar dimensões diferentes para o cálculo do número de Reynolds.

De acordo com a Fig. 5.7 que está em função de Reynolds baseado no diâmetro hidráulico, o fator j-Colburn modificado assim como o fator de atrito em serpentinas com aletas janeladas, têm seu valor aumentado com a diminuição da densidade de aletas de 551 para 315 aletas/m. No entanto ao se utilizar o diâmetro do colarinho ao invés do diâmetro hidráulico para a obtenção do número de Reynolds, o fator j' apresenta valores pouco superiores para a serpentina com maior densidade de aletas (551 aletas/m).

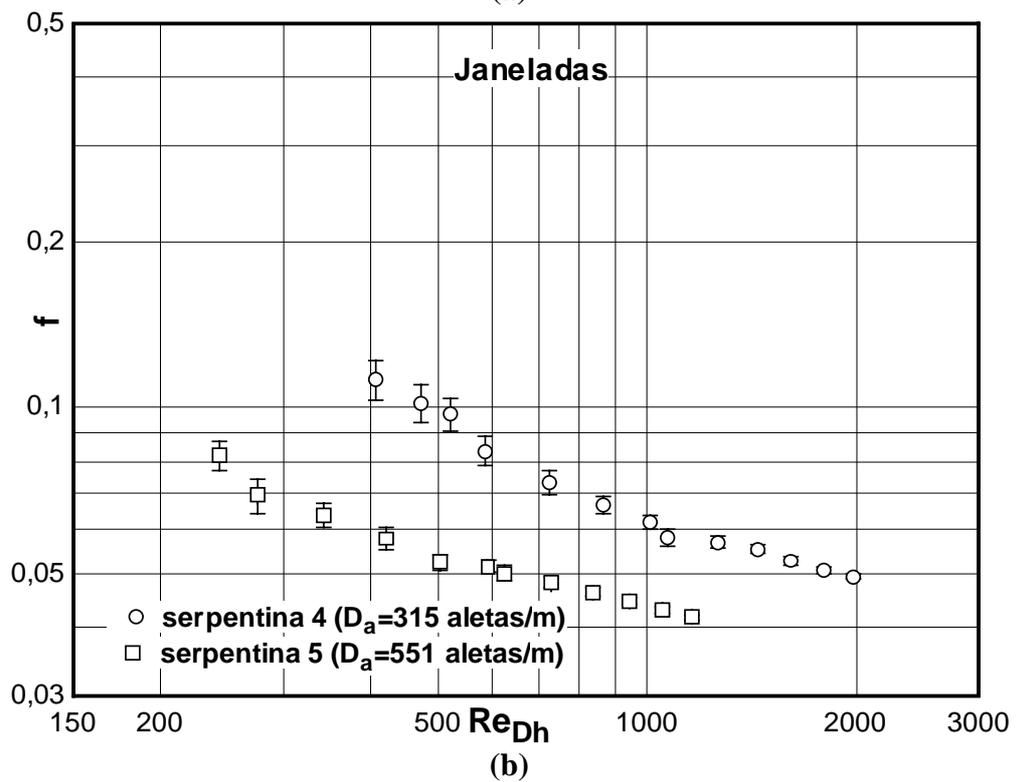
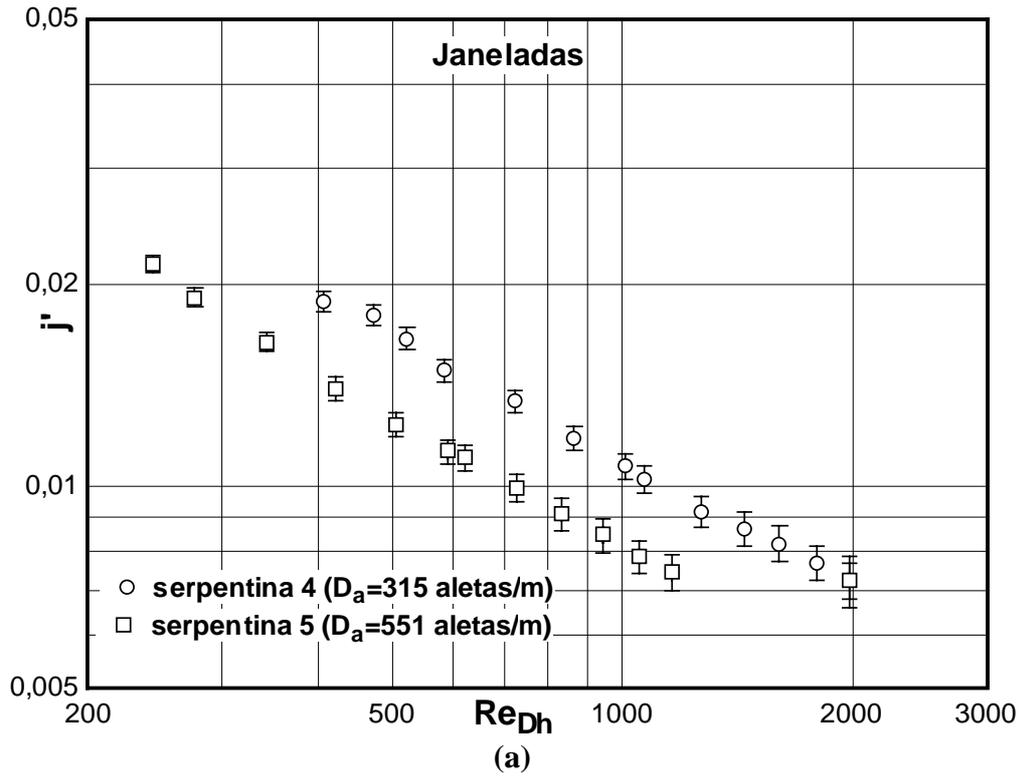


Figura 5.7- Efeito da densidade da aletas em relação a Re_{Dh} em serpentinas dotadas de aletas janeladas. (a) fator j-Colburn modificado; (b) fator de atrito.

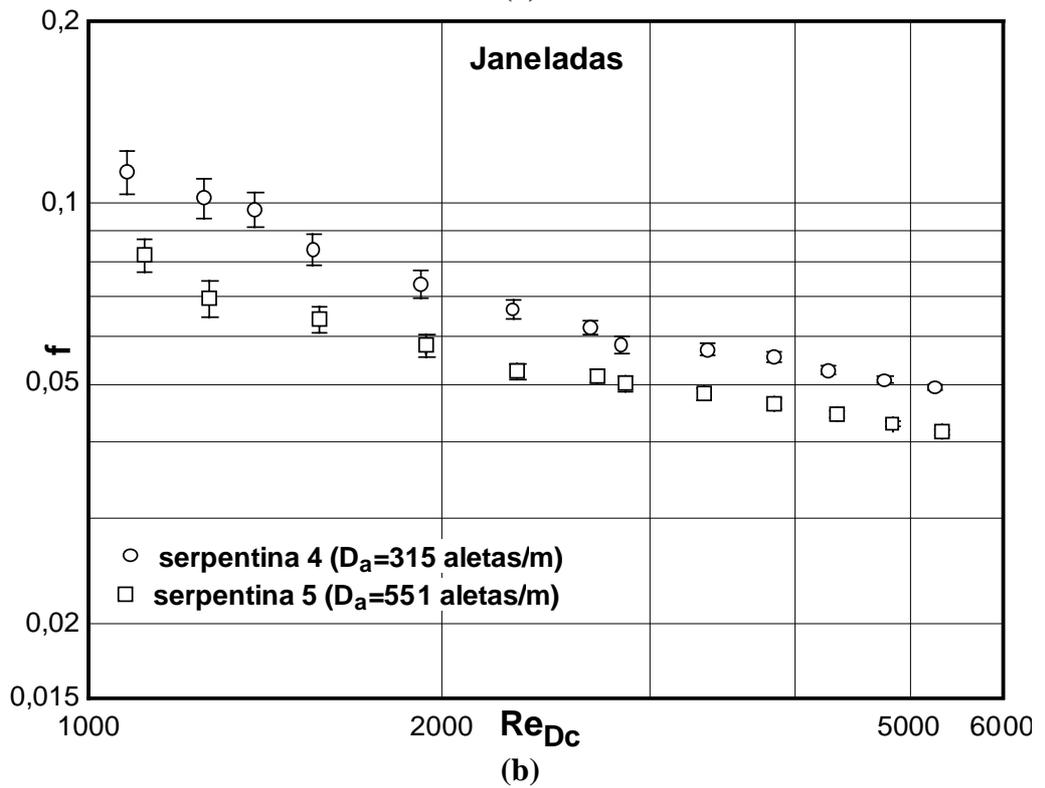
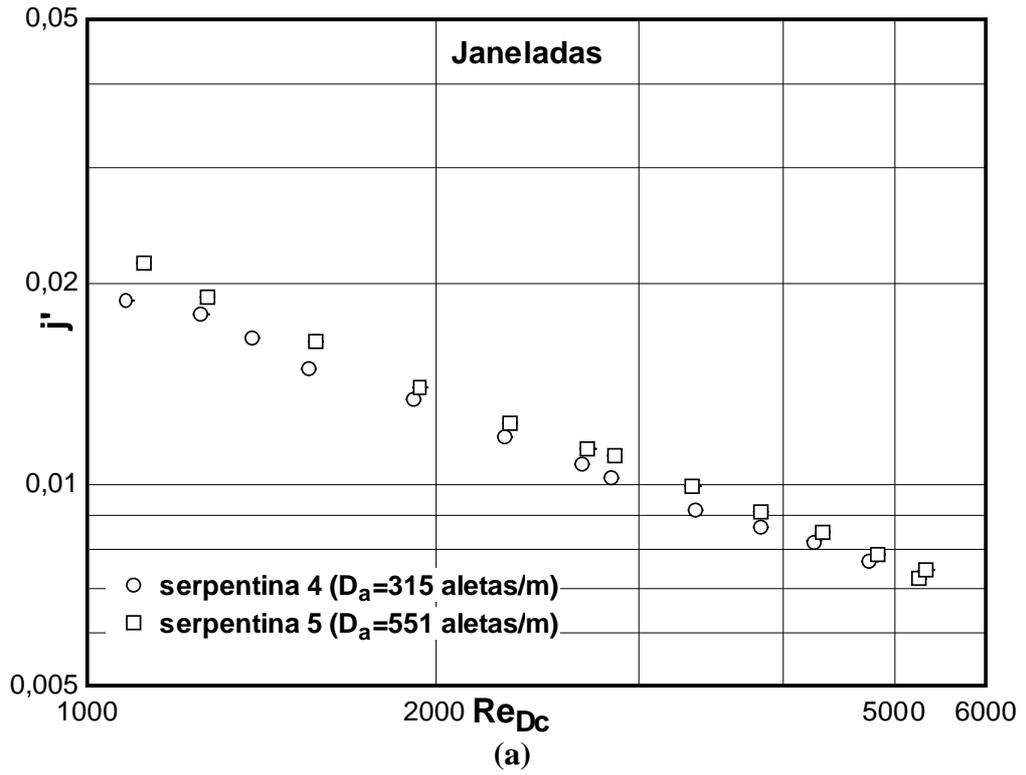


Figura 5.8- Efeito da densidade de aletas em relação a Re_{Dc} em serpentinas dotadas de aletas janeladas (a) fator j -Colburn modificado; (b) fator de atrito.

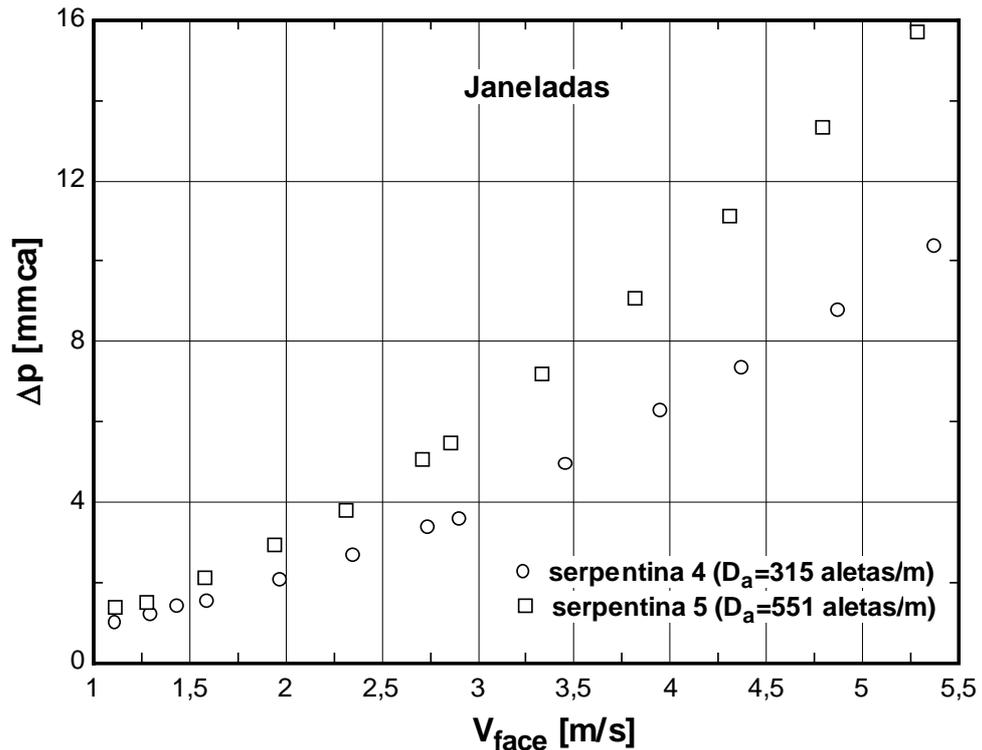


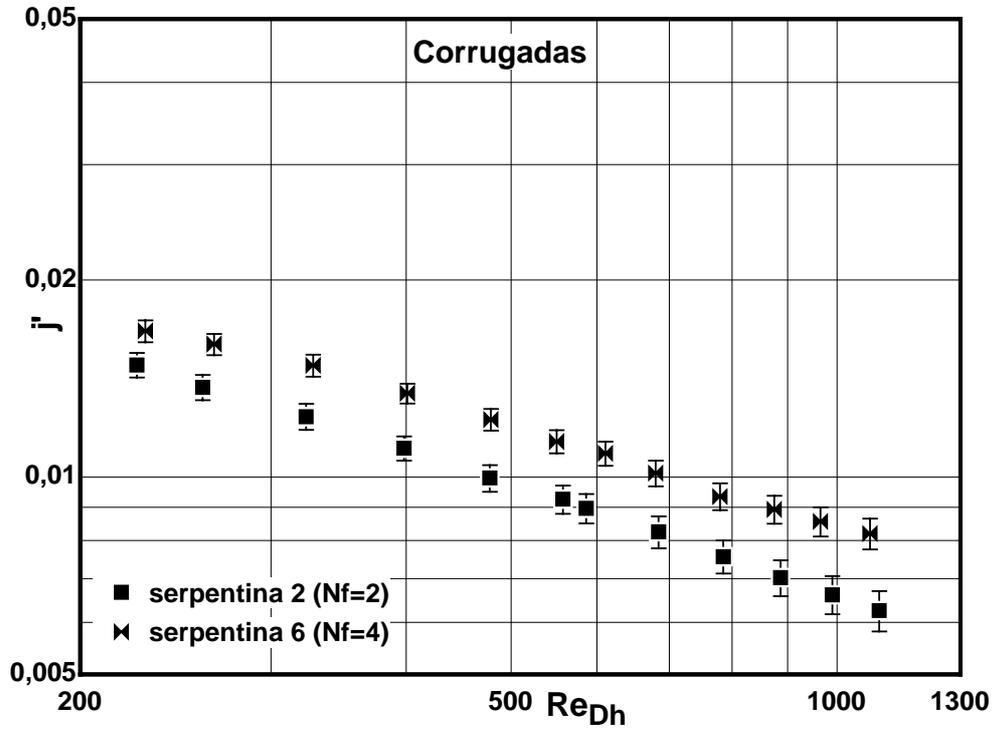
Figura 5.9- Efeito da densidade de aletas na perda de carga do lado do ar em serpentinas dotadas de aletas janeladas.

O efeito do aumento da densidade de aletas em serpentinas dotadas de aletas ventiladas – em relação ao número de Reynolds baseado no diâmetro do colarinho – ocorre no sentido do aumento do fator j -Colburn modificado, principalmente para vazões de ar reduzidas; enquanto que este mesmo efeito causa diminuição do fator de atrito aparente do trocador, com maiores diferenças também para vazões baixas de ar.

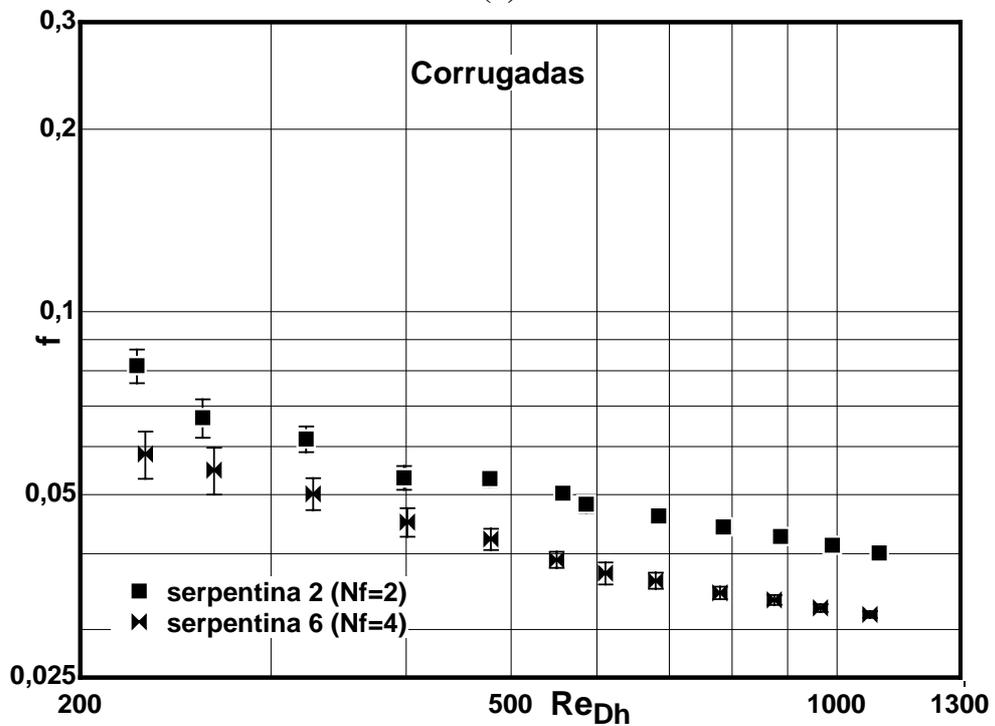
Yan e Sheen (2000) apresentaram gráficos do desempenho termo-hidráulico (j e f vs. Re_{Dc}) de serpentinas com $N_f=2$, dotadas de aletas janeladas e com $P_a= 1,69$ e 2 mm, mostrando que, como no presente estudo, o fator de Colburn aumentou com a diminuição do passo entre aletas (aumento da densidade de aletas). No entanto, a serpentina com menor P_a apresentou fator de atrito superior, ao contrário do que se observa na Fig. 5.8 (b). Novamente, apesar de a perda de carga aumentar com a densidade de aletas, como está ilustrado na Fig. 5.9, o fator de atrito na serpentina diminui com este efeito devido ao maior aumento dos efeitos de energia cinética em relação àqueles relacionados ao arrasto.

5.6 Efeito do Número de Fileiras em Profundidade

As Figs. 5.10 a 5.13 mostram o efeito do número de fileiras de tubos para serpentinas dotadas, respectivamente, de aletas corrugadas e janeladas.

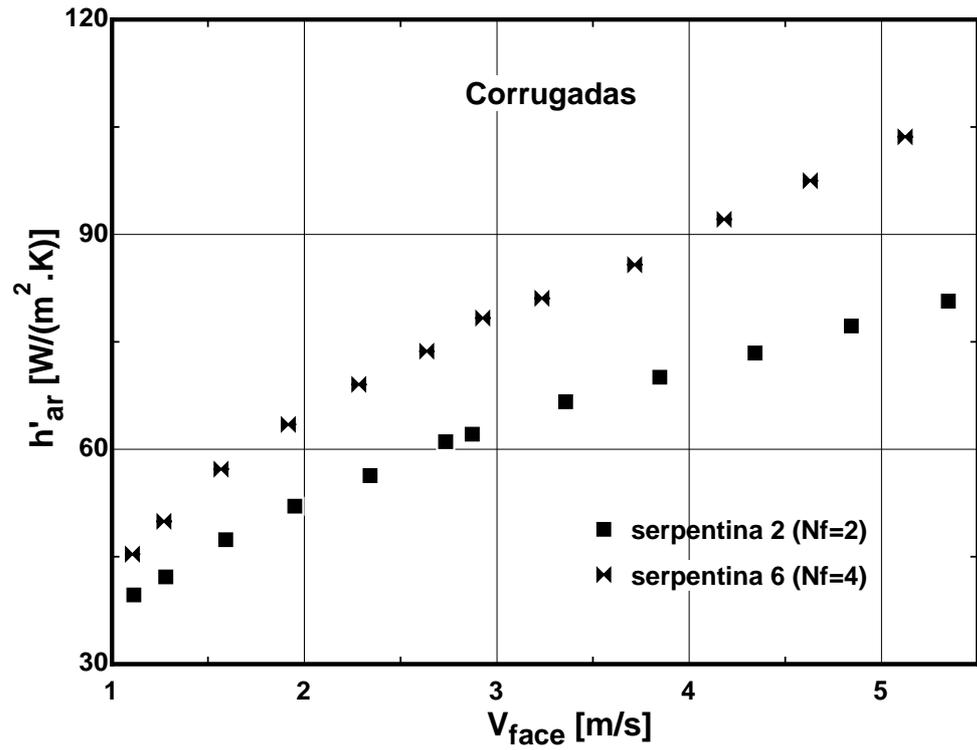


(a)

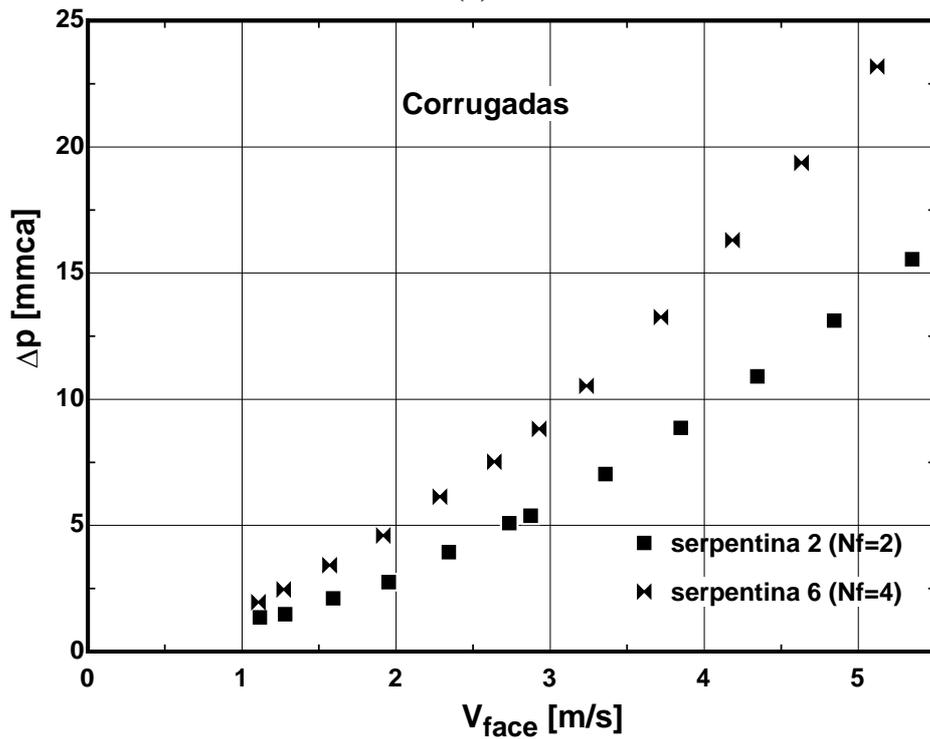


(b)

Figura 5.10- Efeito do número de fileiras de tubos em relação a Re_{Dh} para serpentinas dotadas de aletas corrugadas. (a) fator j -Colburn modificado; (b) fator de atrito.

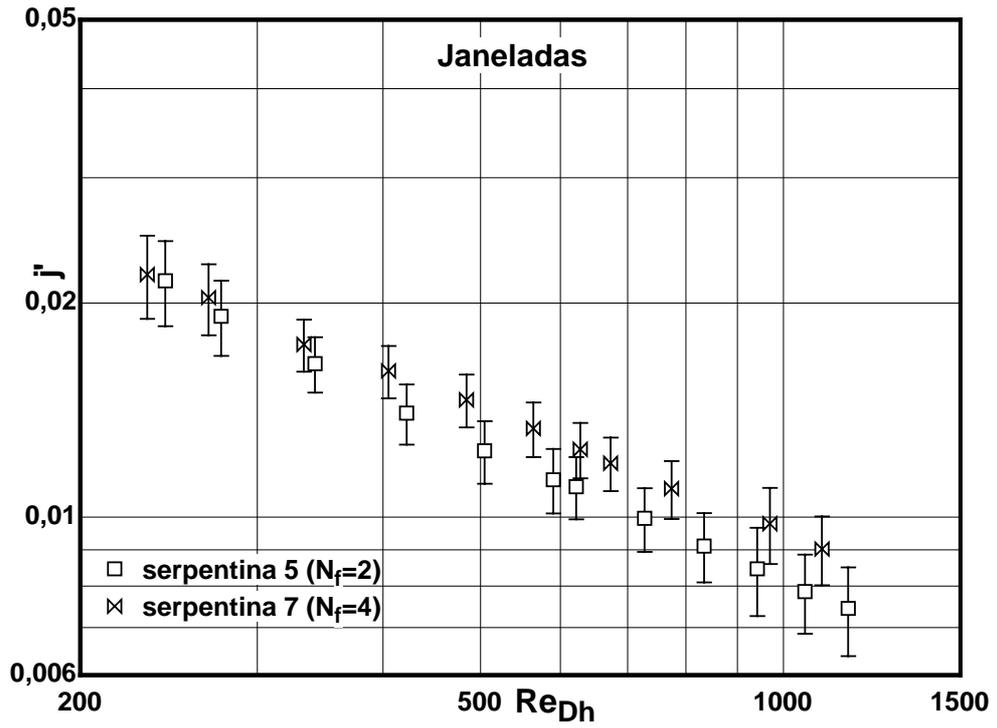


(a)

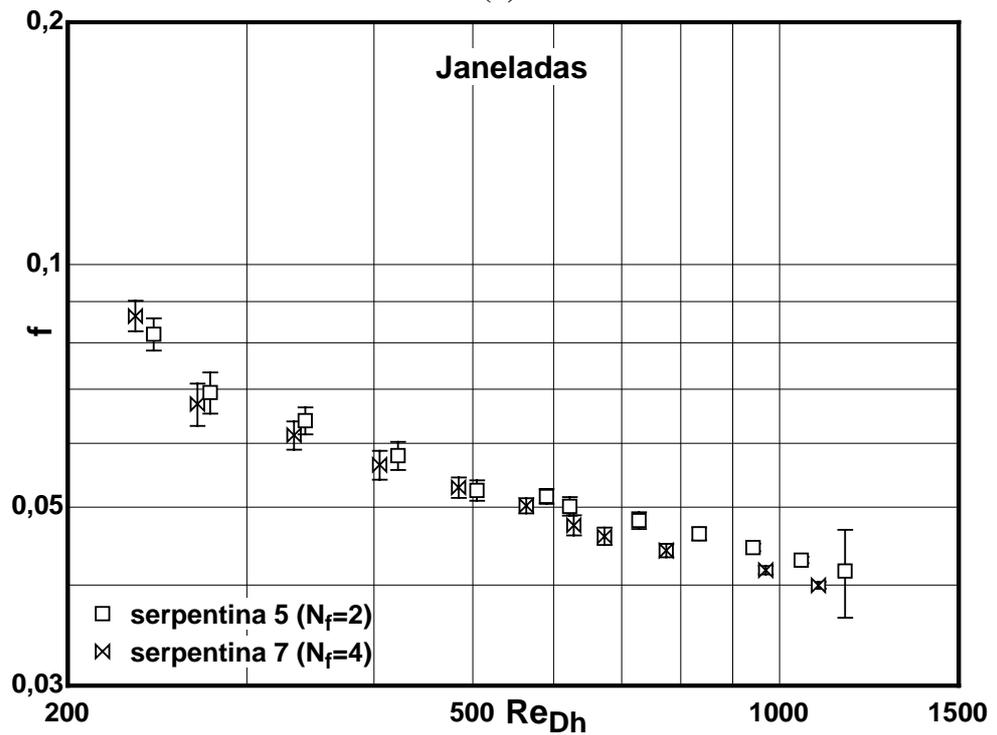


(b)

Figura 5.11- Efeito do número de fileiras de tubos em relação à V_{face} para serpentinas dotadas de aletas corrugadas. (a) coeficiente de transferência de calor modificado; (b) perda de carga.

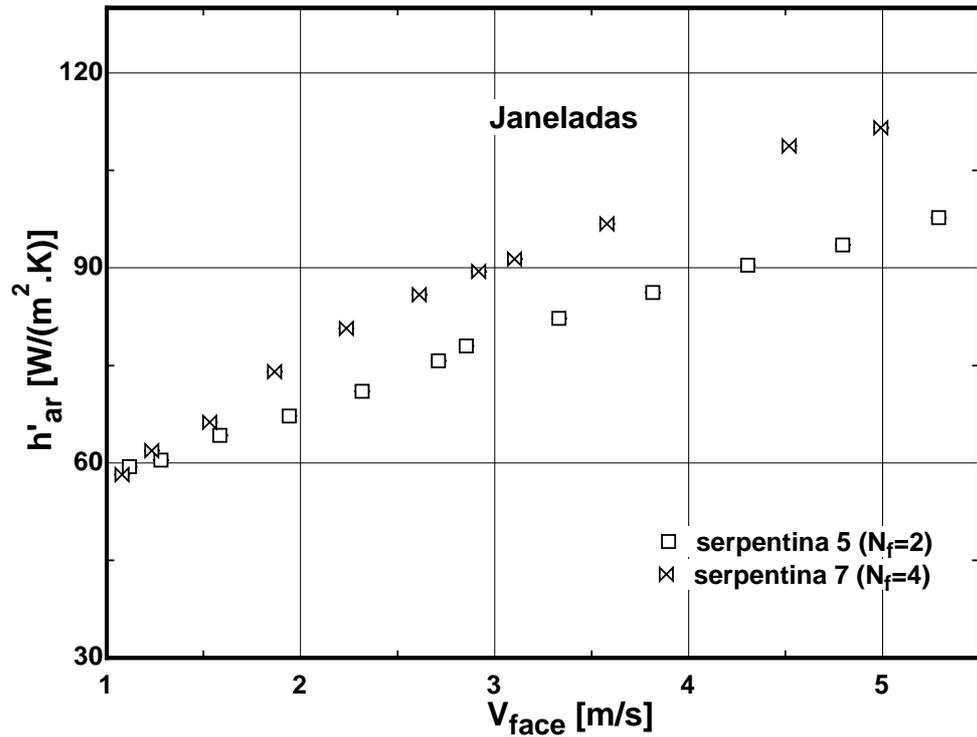


(a)

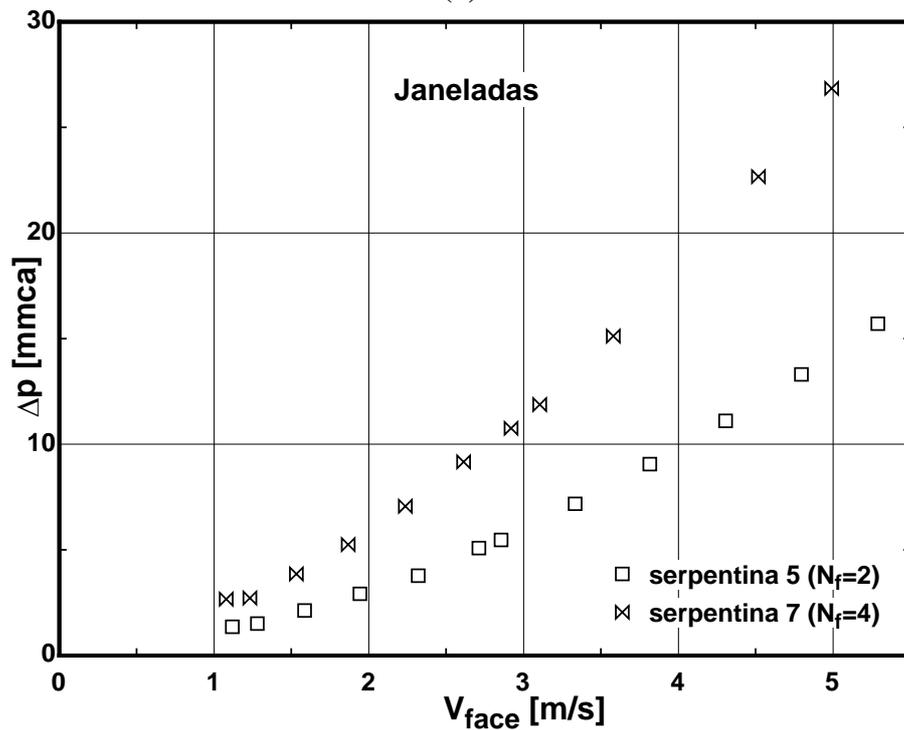


(b)

Figura 5.12- Efeito do número de fileiras de tubos em relação a Re_{Dh} para serpentinhas dotadas de aletas janeladas. (a) fator j -Colburn modificado; (b) fator de atrito.



(a)



(b)

Figura 5.13- Efeito do número de fileiras de tubos em relação a V_{face} para serpentinas dotadas de aletas janeladas. (a) coeficiente de transferência de calor modificado; (b) perda de carga.

O efeito do aumento número de fileiras em profundidade ocorre no sentido do aumento do fator j -Colburn modificado e da diminuição do fator de atrito aparente, tanto para as serpentinas com aletas corrugadas, quanto para as dotadas de aletas

janeladas, sendo que o aumento de j' cresce com a vazão de ar para os dois tipos de superfícies das aletas.

Wang et al. (1997) testaram serpentinas com aletas corrugadas de geometria semelhante às do presente estudo, com $P_d=1,5\text{mm}$, duas fileiras de tubos alternados ($E_t=25,4\text{mm}$; $E_l=19,05\text{mm}$ e $D_c=10,3\text{mm}$) e passo de aletas $P_a=2,34\text{mm}$. Para os trocadores com 2, 3 e 4 fileiras, os dados experimentais indicam que o fator j aumenta levemente com a adição de fileiras para valores de Reynolds – baseado no diâmetro do colarinho – superiores a 1000, estando estes resultados em concordância com os da Fig. 5.11(a). Com o aumento do número de Reynolds acima deste valor crítico, o coeficiente de transferência de calor aumenta com o número de fileiras, o que ocorre inversamente para baixas vazões de ar (que no entanto não aparece na Fig. 5.11(a), em que o menor valor de Re_{D_c} é da ordem de 1200). Este fenômeno de “cross-over” é semelhante ao descrito por Rich (1975) em seu estudo com serpentinas dotadas de aletas lisas. O aumento do coeficiente de transferência de calor com o número de fileiras para altos valores de número de Reynolds – baseado no espaçamento longitudinal entre tubos – ocorre porque, devido à turbulência, os vórtices se desprendem dos tubos e causam uma boa mistura de correntes na região a jusante da aleta. Com a diminuição do número de Reynolds, a “turbulência” a jusante dos tubos diminui e as esteiras dos tubos tendem a se estabelecer. Como resultado, o efeito do número de fileiras na transferência de calor é reverso.

O efeito de “cross-over” descrito acima parece ser observado na Fig. 5.12 (para serpentinas dotadas de aletas janeladas). Para baixas vazões de ar ($Re_{D_c}<1200$) as tendências dos fatores j' e f em relação ao número de fileiras tendem a se inverter. Este fenômeno também foi verificado por Wang et al. (1998) em seus ensaios com serpentinas dotadas de aletas janeladas.

Os experimentos de Wang et al. (1998) mostraram também que, excluindo a configuração de única fileira, o fator de atrito é relativamente independente do número de fileiras de tubos, o comportamento é similar ao proposto por Rich (1975) e aos resultados do presente trabalho.

Outra diferença entre as serpentinas dotadas de aletas corrugadas e as dotadas de aletas janeladas é o grau de intensificação (ou redução) dos fatores j' e f : mais intensos para o caso de aletas corrugadas do que para o das aletas janeladas.

5.7 Efeito da superfície interna dos tubos

A Fig. 5.14 mostra o efeito da superfície interna dos tubos no desempenho global do trocador para serpentinas dotadas de aletas corrugadas, uma vez que a presença de ranhuras internas só se altera a transferência de calor nos tubos.

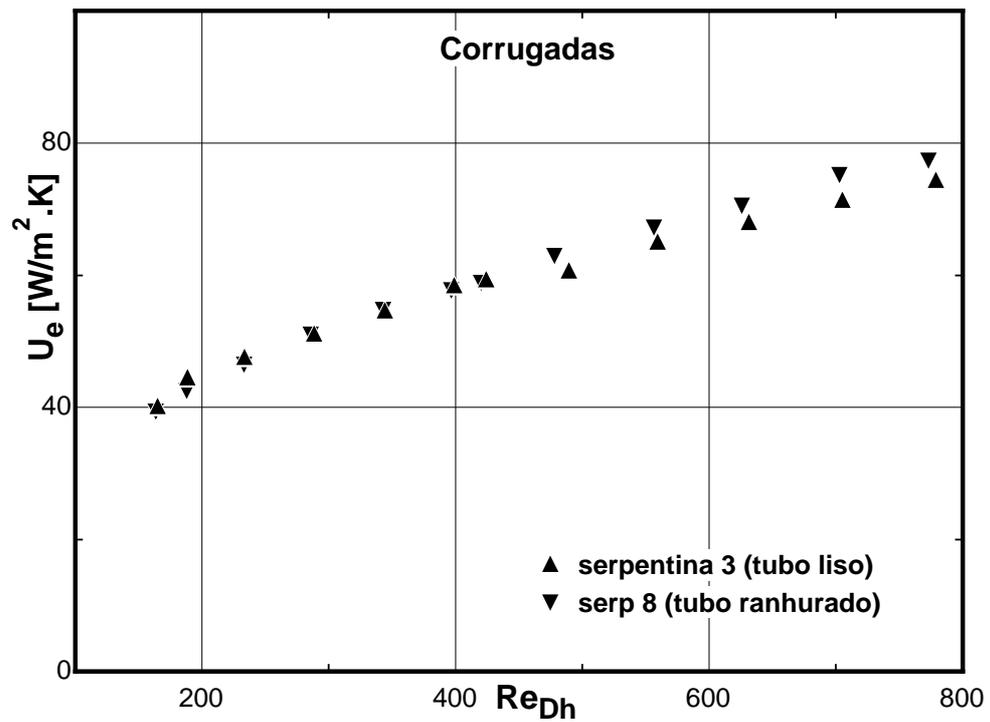
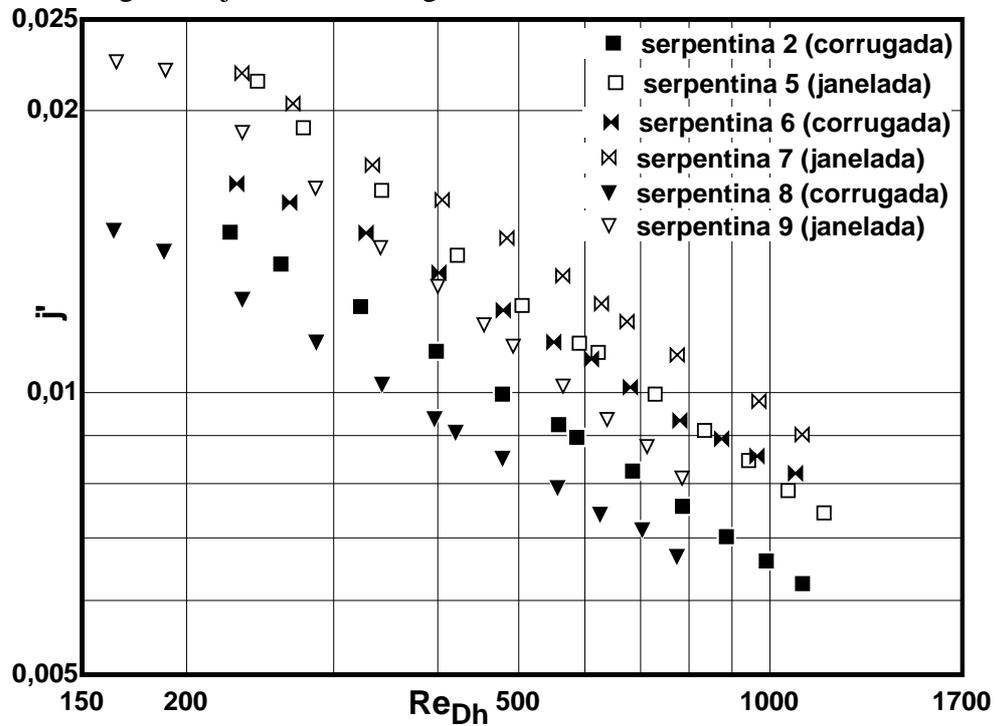


Figura 5.14- Efeito da superfície interna dos tubos no desempenho global de serpentinas dotadas de aletas corrugadas.

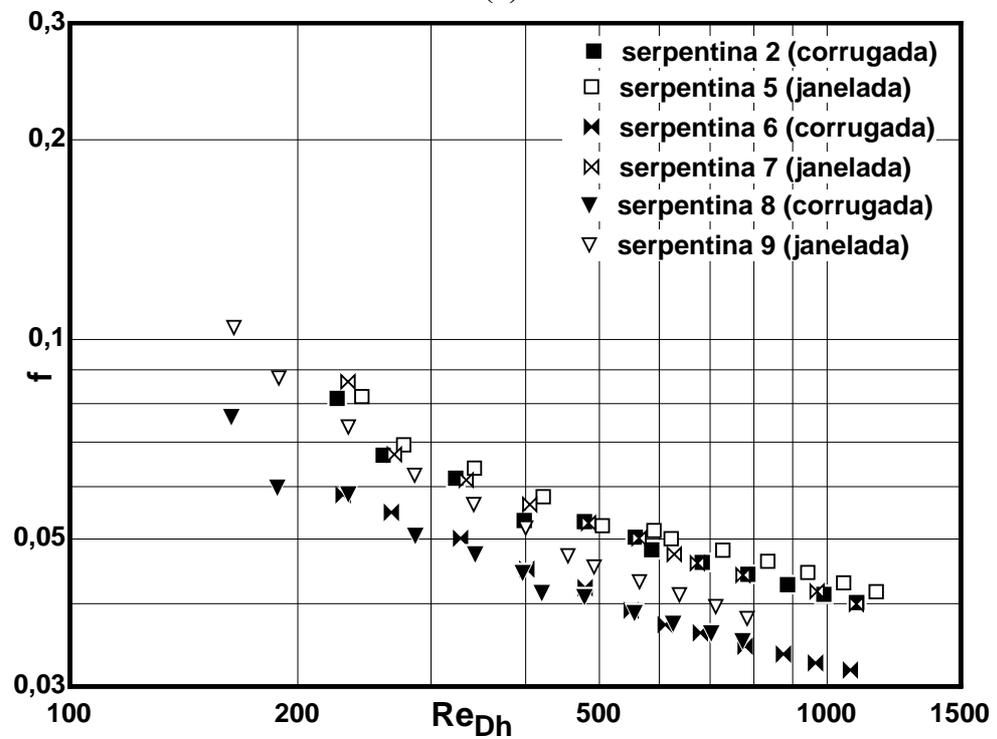
Observa-se, através da Fig. 5.14, que a presença de microaletas dentro dos tubos das serpentinas dotadas de aletas corrugadas causou um aumento da transferência de calor do lado da água e um conseqüente aumento do coeficiente global de transferência de calor somente para números de Reynolds do ar relativamente elevados. Isto ocorre porque para vazões de ar reduzidas, a resistência externa é controladora (muito alta em relação às demais) e a diminuição da resistência interna causada pelas ranhuras não é suficiente para aumentar consideravelmente o coeficiente global de transferência de calor. No entanto, para altas vazões, a diminuição da resistência externa é significativa e, aliada à diminuição da resistência interna, torna significativo o aumento do coeficiente global de transferência de calor.

5.8 Efeito da superfície intensificadora das aletas

A Fig. 5.15 mostra o efeito da superfície intensificadora para serpentinas dotadas de aletas corrugadas e janeladas, com geometrias idênticas.



(a)



(b)

Figura 5.15- Efeito da superfície intensificadora das aletas nas serpentinas que diferem apenas com relação a esta característica. (a) fator j -Colburn modificado; (b) fator de atrito. Mesmos símbolos correspondem a serpentinas de mesma geometria.

Comparando as serpentinas 2 e 5, 6 e 7, 8 e 9, que diferem apenas em relação à superfície intensificadora das aletas (corrugadas ou janeladas), pode-se perceber, através da Fig. 5.15, que a superfície janelada apresenta sempre maiores fatores de transferência de calor e de atrito, assim como maiores perdas de carga (vide Apêndice B). Isto é característico das superfícies janeladas, pois as mesmas impedem o normal desenvolvimento da camada limite promovendo sua contínua regeneração, do que resulta a intensificação simultânea da transferência de calor e do arrasto.

Ainda, pode-se perceber nos gráficos da Fig. 5.15 que a serpentina com melhor desempenho térmico é a nº7, dotada de aletas janeladas com densidade de aletas intermediária (551aletas/m) e quatro fileiras de tubos, enquanto que os dois melhores desempenhos hidráulicos se referem às serpentinas 6 e 8, ambas dotadas de aletas corrugadas, com duas e quatro fileiras de tubos respectivamente.

Pode-se notar através da Fig. 5.15(a) que o aumento excessivo da densidade de aletas é prejudicial, causando redução do efeito sobre o desempenho térmico. Com efeito, tanto para aletas janeladas como para as corrugadas e duas fileiras de tubos, as serpentinas com $D_a=787$ aletas/m apresentaram transferência de calor menor que as de $D_a=551$ aletas/m. Outra observação importante a respeito da transferência de calor é que as serpentinas com maior número de fileiras ($N_f=4$) e densidade de aletas intermediária – serpentinas 6 e 7, em relação às de duas fileiras, 2 e 5 – apresentaram maiores transferências de calor e menor fator de atrito (melhor desempenho termo-hidráulico), dentro de geometrias idênticas com mesma configuração de aleta (corrugada ou janelada).

Observando a Fig 5.15(b), nota-se que as serpentinas com maiores densidades de aletas, 787aletas/m) e com número de fileiras igual a dois, apresentam menor fator de atrito dentro do conjunto de serpentinas com mesma configuração de aleta – serpentinas 8 e 9 em relação à 2 e 5.

5.9 Seleção de superfícies

O critério de seleção de superfícies de Kays e Crawford (1993) foi utilizado para comparar o desempenho termo-hidráulico através do parâmetro $(E/A_e \cdot h'_{ar})$ de alguns pares de serpentinas ensaiadas com geometrias idênticas e apenas distintos tipos de aletas (corrugada ou janelada).

A Fig. 5.16 ilustra a comparação de curvas $E/A_e \cdot h'_{ar}$ vs. Re_{Dh} destas serpentinhas.

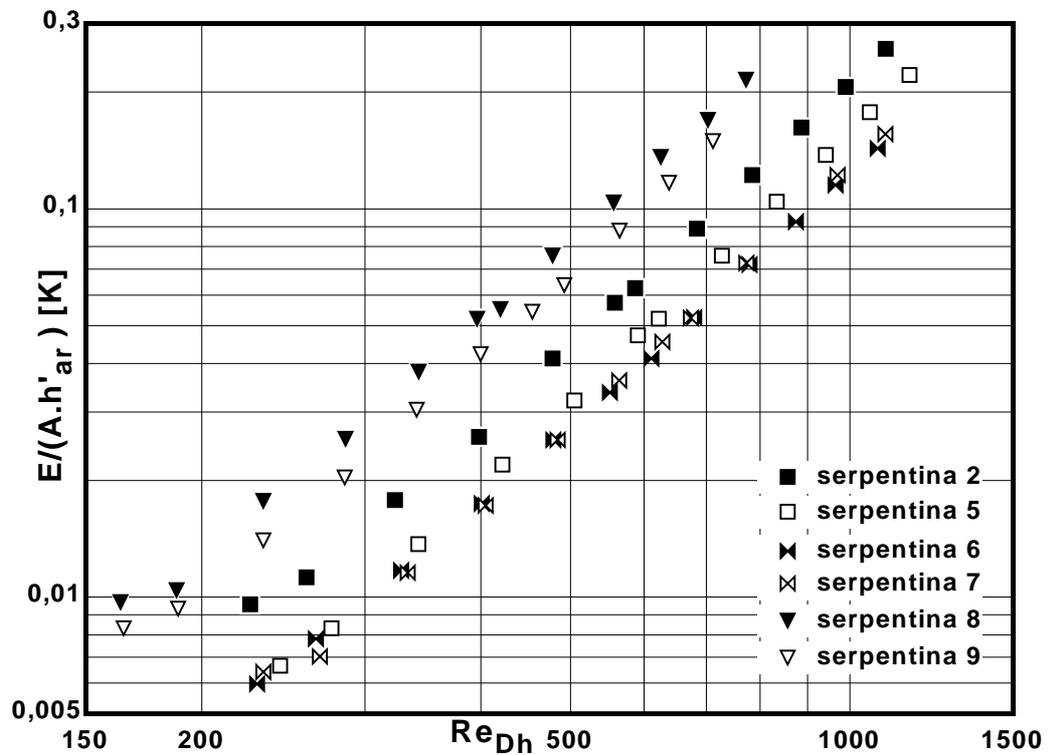


Figura 5.16- Efeito do tipo de aleta no desempenho das serpentinhas 2, 5, 6, 7, 8 e 9 da Tabela 5.1 em termos de $E/A_e \cdot h'_{ar}$ vs. Re_{Dh} .

Pode-se notar, através da observação da Fig. 5.16, que as serpentinhas dotadas de aletas janeladas tendem a apresentar um melhor desempenho termo-hidráulico em relação às de aletas corrugadas (bastante nítido nos pares de serpentinhas 2 e 5; 8 e 9).

Nota-se que as serpentinhas 6 e 7, as únicas com $N_f=4$, dentro da densidade de aletas intermediária de 551 aletas/m, apresentaram os menores valores de $E/A_e \cdot h'_{ar}$, ou seja, os melhores desempenhos termo-hidráulicos dentro de todas as serpentinhas analisadas na Fig. 5.16. Em contrapartida, as serpentinhas 8 e 9, ambas com densidades de aletas máxima (787 aletas/m) e $N_f=2$, apresentaram os piores desempenhos termo-hidráulicos, sendo que as dotadas de aletas corrugadas ainda apresentaram resultados inferiores às de aletas janeladas. A partir disso, uma serpentina recomendável pelo seu potencial em desempenhar elevada transferência de calor com potência de bombeamento reduzida (dentre as analisadas no presente estudo) é uma que apresente densidade de aletas intermediária e número de fileiras de tubos igual a quatro.

5.10 Comparação com correlações da literatura

Para efeito de comparação, as correlações para trocadores tubo-aletados dotados de aletas corrugadas de Wang et al. (1997), apresentadas na Tab. 3.1, e os dotados de aletas janeladas de Wang et al. (1999-b), apresentadas na Tab. 3.4, foram utilizadas para comparar os resultados obtidos neste estudo.

Algumas serpentinas ensaiadas no presente trabalho tiveram seus dados reduzidos novamente, de acordo com os tratamentos de resultados adotados por estes autores, que obtiveram seus desempenhos em função de j e f vs. Re_{Dc} . Seus resultados foram, então, colocados em gráficos, Figs. 5.17 e 5.18, juntamente com as curvas obtidas das correlações de cada autor para prever o desempenho das serpentinas. As serpentinas utilizadas foram as de geometrias mais próximas às do banco de geometrias dos autores das correlações: serpentinas 2,3 e 6, para aletas corrugadas e serpentinas 5 e 7, para aletas janeladas.

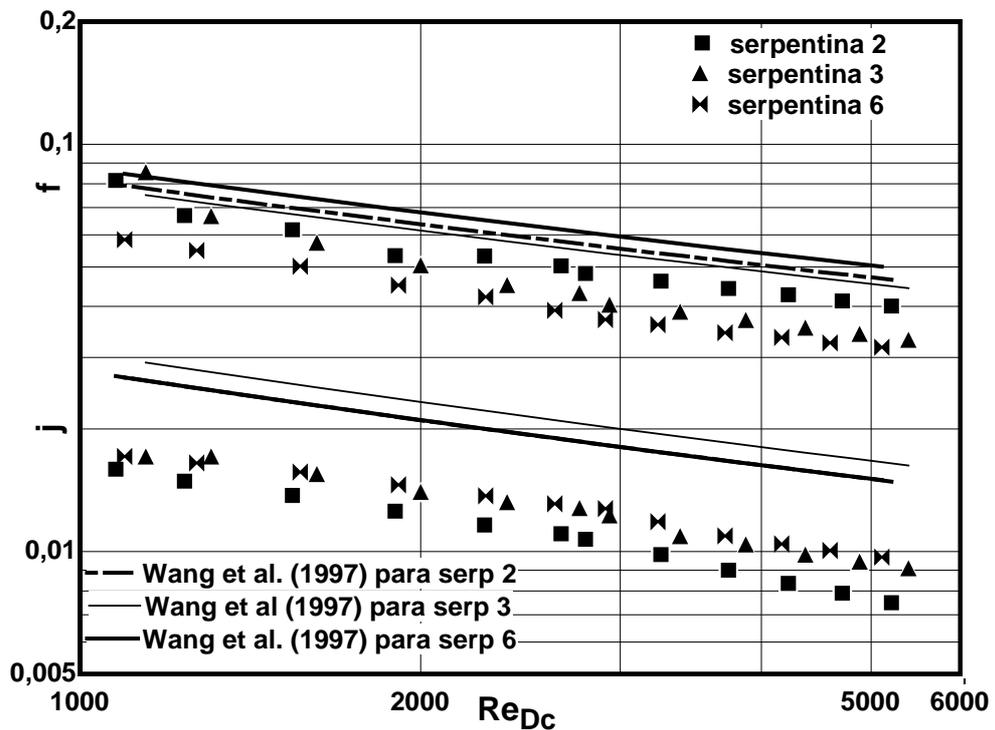


Figura 5.17- Comparação dos dados de j e f com as correlações de Wang et al. (1997) para estes fatores.

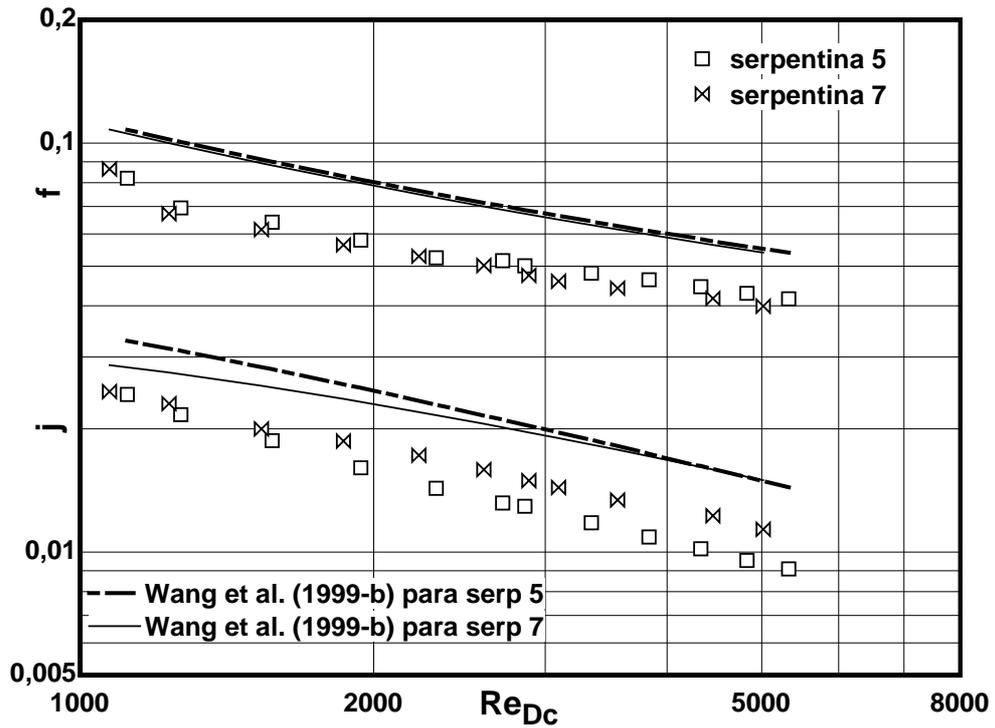


Figura 5.18- Comparação dos dados de j e f com as correlações de Wang et al.(1999-b) para estes fatores.

As Tabelas 5.3 e 5.4 apresentam os desvios médios absolutos das correlações em relação aos resultados experimentais.

Tabela 5.3- Desvio médio absoluto das correlações em relação aos dados experimentais da correlação de Wang et al. (1997) em relação aos resultados das serpentinas 2, 3 e 6.

Desvio médio absoluto (%)	Serpentinas		
	2	3	6
$\frac{1}{N} \left[\sum_1^N \left \frac{j_{correl} - j_{exp}}{j_{exp}} \right \right] \cdot 100\%$	78,67	70,28	100,25
$\frac{1}{N} \left[\sum_1^N \left \frac{f_{correl} - f_{exp}}{f_{exp}} \right \right] \cdot 100\%$	14,91	24,38	110,57

Tabela 5.4- Desvio médio absoluto das correlações em relação aos dados experimentais da correlação de Wang et al. (1999-b) em relação aos resultados das serpentinas 5 e 7

Desvio médio absoluto (%)	Serpentinas	
	5	7
$\frac{1}{N} \left[\sum_1^N \left \frac{j_{correl} - j_{exp}}{j_{exp}} \right \right] \cdot 100\%$	54,91	27,61
$\frac{1}{N} \left[\sum_1^N \left \frac{f_{correl} - f_{exp}}{f_{exp}} \right \right] \cdot 100\%$	35,77	39,66

A correlação para o fator de atrito de Wang et al. (1997) apresentou desvio muito superior ao ser aplicada na serpentina 6, que difere da serpentina 2 apenas por apresentar número de fileiras igual a quatro ao invés de duas. Esta correlação, apesar de incorporar o número de fileiras de tubos e a área externa, não inclui a razão entre as áreas de escoamento mínimo e externa, como a equação do fator de atrito aparente do trocador. Com relação a esta correlação, ela prevê um fator de atrito superior ao da serpentina 2 com relação ao da 3, em que esta apresenta maior densidade de aletas em relação àquela, estando de acordo com os resultados experimentais. No entanto, prevê para a serpentina 6 o máximo f dentro das três configurações analisadas, sendo que experimentalmente esta serpentina apresentou fator de atrito mínimo.

A correlação de transferência de calor de Wang et al. (1997) também apresentou maior desvio ao ser aplicada à serpentina 6 em relação à sua aplicação na serpentina 2. Como pode ser visto na Fig 5.17, esta correlação não incorpora o efeito do número de fileiras no fator j , prevendo valores iguais desta variável para as serpentinas 2 e 6, o que não ocorre na realidade. Apesar disto, ela prevê um maior fator j -Colburn para a serpentina 3, com maior densidade de aletas em relação à serpentina 2, o que também ocorre experimentalmente.

Wang et al. (1999-b) testou seis tipos diferentes de geometria de aletas janeladas, sendo que apenas uma delas (a de tipo II) não apresentava janela redirecionadora do escoamento, como a aleta janelada do presente estudo. Ainda, o ângulo de janela da configuração de aleta deste estudo é igual a 8° , bastante pequeno em relação às das geometrias testadas por Wang et al. (1999-b), cujo menor ângulo de janela era igual a $13,5^\circ$ (aleta tipo II). O ângulo pequeno da janela causa menor “atrito” e isto talvez explique o fato de a correlação de Wang et al. (1999-b) prever um fator de

atrito superior nas serpentinas analisadas. Esta correlação de atrito prevê resultados muito próximos para as serpentinas 5 e 7 (que diferem apenas com relação a N_f), com f_5 pouco superior a f_7 ; o que também se verifica experimentalmente. Já a correlação de transferência de calor de Wang et al. (1999-b) prevê um maior j para a serpentina 5 do que para a 7, para valores de Re_{Dc} inferiores a 4000, sendo que, aparentemente, esta tendência só ocorre nas geometrias analisadas para $Re_{Dc} < 1200$.

A correlação de Wang et al. (1999-b) correlacionou melhor os dados do presente estudo do que a correlação de Wang et al. (1997). Isto se deve ao fato de que esta correlação incorpora em suas equações um grande número de variáveis da geometria do trocador, na forma de parâmetros adimensionais, tanto do corpo do trocador quanto da superfície das aletas. Com isso, a previsão do desempenho termo-hidráulico de serpentinas através das correlações para aletas janeladas de Wang et al. (1999-b) torna-se mais próxima do real.

Deve-se ressaltar que correlações experimentais são equações obtidas através de um banco de geometrias distintas propostas a incorporar o efeito de tais variáveis. No entanto, pequenas diferenças em geometrias aparentemente muito próximas, podem alterar os mecanismos do escoamento do ar e causar desvios significativos entre os resultados experimentais e os obtidos com o emprego de tais correlações; sendo limitados, portanto, o uso destas.

5.11 Conclusões

Os resultados experimentais do presente estudo são fruto de uma série de ensaios realizados nas serpentinas investigadas. Como mostrado neste capítulo, o procedimento experimental e a operação da bancada foram utilizados corretamente e os resultados empíricos obtidos são pertinentes. No entanto, deve-se lembrar que o banco de geometrias ensaiadas é reduzido, não se podendo generalizar as tendências obtidas.

CAPÍTULO 6- CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

6.1 Considerações gerais

O presente trabalho fez um levantamento, por meio de uma revisão bibliográfica, da influência de alguns parâmetros da geometria do trocador de calor no seu desempenho termo-hidráulico, abrangendo também, alguns dos critérios de seleção de superfície da literatura; fornecendo a base para o desenvolvimento da análise experimental efetuada.

Para esta análise, um banco de dados composto por dez serpentinas distintas foi testado em condições usuais de operação dos sistemas frigoríficos, tornando possível verificar empiricamente a alteração do desempenho termo-hidráulico do ar baseado nas seguintes variáveis: densidade de aletas, número de fileiras de tubos, superfície intensificadora da aleta e superfície interna dos tubos. No entanto, o banco de geometrias utilizado é reduzido para que se tire alguma conclusão definitiva a respeito do efeito de tais parâmetros investigados.

Na presente análise, foram empregadas duas correlações empíricas da literatura nas geometrias aqui ensaiadas para o cálculo dos fatores j -Colburn e de atrito externo, ilustrando as limitações para sua utilização, até mesmo em geometrias próximas às que geraram tais equações.

6.2 Conclusões

A partir dos resultados experimentais obtidos foi possível obter as seguintes conclusões:

- A correlação de transferência de calor utilizada para tubos ranhurados, obtida dos ensaios do Grupo de Ebulição Convectiva do Laboratório de Refrigeração com R-134a em tubos microaletados de geometria idêntica aos do presente estudo, foi satisfatória e validou os ensaios experimentais realizados neste trabalho.
- O efeito do aumento da densidade de aletas no desempenho termo-hidráulico das serpentinas com aletas corrugadas ocorreu de acordo com as tendências observadas por estudos anteriores (aumento de j e diminuição de f em relação ao número de Reynolds baseado no diâmetro do colarinho).
- O efeito do incremento da densidade de aletas nas serpentinas dotadas de aletas janeladas confirmou a tendência prevista por estudos da literatura de aumento para a transferência de calor (com Reynolds baseado no diâmetro do colarinho), no entanto, este efeito em relação ao fator de atrito apresentou tendência de diminuição, oposta a estes estudos, para a geometria de aleta janelada aqui investigada.
- O efeito do aumento do número de fileiras de tubos nas serpentinas esteve de acordo com o previsto pela literatura (de elevação de j e diminuição de f), tanto para as dotadas de aletas corrugadas quanto para as dotadas de aletas janeladas, verificando, nestas últimas, o fenômeno de “cross-over”.
- Como esperado, a presença das microaletas internas aos tubos não alterou o desempenho termo-hidráulico do lado do ar, causando um incremento do coeficiente global de transferência de calor do trocador (devido ao aumento da transferência convectiva interna) apenas para número de Reynolds elevados.
- As superfícies janeladas apresentaram fatores j' e f superiores aos obtidos para serpentinas de geometria idêntica dotadas de aletas com superfície corrugada, o que é consequência da interrupção e regeneração da camada limite devido à presença das janelas.
- Através do critério de seleção proposto por Kays e Crawford (1993), utilizado no presente estudo para comparar o desempenho de serpentinas de geometrias

idênticas e distintas aletas (corrugadas ou janeladas), pôde-se observar que serpentinas com densidade de aletas intermediária (551 aletas/m) e quatro fileiras de tubos, independente do tipo de aleta, apresentaram ótimo desempenho termo-hidráulico, se mostrando bastante interessantes. Serpentinas com densidade de aletas elevada (787 aletas/m) e duas fileiras de tubos apresentaram os piores desempenhos termo-hidráulicos, sendo que a serpentina com estas características dotada de aleta corrugada teve desempenho inferior ao da serpentina idêntica, com aletas janeladas.

- As correlações de Wang et al. (1997) e Wang et al. (1999-b) – para serpentinas dotadas de aletas corrugadas e janeladas, respectivamente – não correlacionaram satisfatoriamente o banco de dados das geometrias investigadas no presente estudo, sendo que os desvios obtidos com o uso da correlação de Wang et al. (1999-b) foram menores do que os obtidos com o emprego das correlações de Wang et al. (1997).

6.3 Recomendações para trabalhos futuros

Apesar dos esforços realizados neste trabalho para analisar a transferência de calor e perda de carga do ar em serpentinas, há certos aspectos a serem investigados ainda. Com isso, são sugeridas aqui algumas recomendações para trabalhos futuros em relação ao tratamento do lado do ar em serpentinas, tais como:

- Investigar um maior número de serpentinas, englobando geometrias com outros valores das variáveis investigadas aqui (como número de fileiras de tubos, densidade de aletas) para que se possa obter conclusões mais significativas a respeito dos efeitos destas; bem como incorporar geometrias com características que não foram avaliadas neste estudo (outros tipos de superfície da aleta, distintas características de janelas e corrugações, por exemplo).
- Explorar mais os critérios de seleção de superfície da literatura para simular as vantagens e desvantagens de aplicação de distintas serpentinas de acordo com o objetivo do critério de seleção.
- Investigar, numericamente, os mecanismos físicos presentes no escoamento do ar através do canal formado por tubos e aletas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAE STANDARD 33, 1978, “*Method of Testing Forced Circulation Air Cooling and Air Heating Coils*”, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

BEAN, H. S. ,1971, “*Fluid Meters – Their Theory and Application*”, 6th Ed., American Society of Mechanical Engineers, ASME, New York.

COWELL, T.A., 1990, “*A General Method for the Comparison of Compact Heat Transfer Surfaces*”, Journal of Heat Transfer, vol. 112, pp. 288-294.

COX, B., JALLOUK, P.A., 1973. “*Methods for Evaluating the Performances of Compact Heat Transfer Surfaces*”, Journal of Heat Transfer, vol. 95, pp. 464-469.

ESDU 98005, 2003, “*Effectiveness-NTU relations for the design and performance evaluation of two-stream heat exchangers*”, Engineering Science Data Unit 98005, ESDU International plc, London.

INCROPERA, F.P, DEWITT, D.P.,1996, “*Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa*”. 4ª Edição, Livros técnicos e Científicos Editora, Capítulos 6,7,8,11.

KAYS, W.M., CRAWFORD, M.E., 1993, “*Convective Heat and Mass Transfer*”. 3rd Edition, Mc Graw-Hill, New York.

KAYS, W.M. and LONDON, A.L., 1984, “*Compact Heat Exchangers*”. 3rd Edition, Mc Graw-Hill, New York.

- KIM, N.H., YUN, J.H., WEBB, R.L., 1997. “*Heat Transfer and Friction Correlations for Wavy Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers*”. Transactions of the ASME, vol.119. pp. 560-567.
- 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, Part 2, 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, Part 1, pp.307-319.
- SABOYA, F.E.M., SPARROW, E.M., 1975. “*Transfer Characteristics of Two-Row Plate Fin and Tube Heat Exchanger Configurations*”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 19, pp. 41-49.
- SHAH, R.K. 1978, “*Compact Heat Exchanger Surface Selection Methods*”, Proceedings of the 6th International Heat Transfer Conference, Toronto, vol. 4, pp. 193-199.
- WANG, C.C., FU, W.L., CHANG, C.T., 1997. “*Heat Transfer and Friction Characteristics of Typical Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers*”. Experimental Thermal and Fluid Science, vol.14, pp. 174-186.
- WANG, C.C., CHI, K.Y., CHANG. Y.J., 1998. “*An experimental study of heat transfer and friction characteristics of typical louver fin-and-tube heat exchangers*”. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 41, nos. 4-5. pp. 817-822.
- WANG, C.C., JANG, J.Y. CHIOU, N.F., 1999-a. “*A heat transfer and friction correlation for wavy fin-and-tube heat exchangers*”. Technical Note of International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 42, pp. 1919-1924.

- WANG, C.C., LEE, C.J, W.L., CHANG, C.T., LIN, S.P., 1999-b. “*Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers*”. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 42, pp.1945-1956.
- WANG, C.C.; WEBB, R.L.; CHI, K.Y., 2000; “*Data reduction for air-side performance of fin-and-tube heat exchangers*”. Experimental Thermal and Fluid Science, v. 21, pp. 218-226.
- WEBB, R.L., 1980. “*Air-side Heat Transfer in Finned Tube Heat Exchangers*”, Heat Transfer Engineering, vol. 1, no.3, pp. 33-49.
- WEBB, R.L., 1994, “*Principles of Enhanced Heat Transfer*”, John Wiley & Sons, New York.
- YAN, W.M., SHEEN, P.J., 2000. “*Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers*”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 43, pp. 1651-1659.
- ZOGHBI FILHO, J.R.B., 2004. “*Análise teórico-experimental do desempenho termo-hidráulico do ar em trocadores de calor tipo serpentina*”, Tese de doutorado, Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Carlos-SP.

APÊNDICE A: CORRELAÇÕES

A.1 Correlação de Zukauskas e Ulinskas (1983) apud Kim et al (1997) para arranjo de tubos alternados.

$$Eu_N = f_t \frac{A_t}{A_{c,t}} N_f$$

$$Eu_N = K_N Eu \quad \text{e} \quad K_N = \frac{1}{N} \sum_1^N C_N$$

As equações de C_N para arranjo de tubos alternados são:

Para $Re_{Dc}=10$:

$$C_N = 1,065 - \frac{0,180}{N_f - 0,297} \quad \text{e} \quad C_N=1, N_f \geq 3$$

Para $Re_{Dc}=10^2$:

$$C_N = 1,798 - \frac{3,497}{N_f + 1,273} \quad \text{e} \quad C_N=1, N_f \geq 4$$

Para $Re_{Dc}=10^3$:

$$C_N = 1,149 - \frac{0,411}{N_f - 0,412} \quad \text{e} \quad C_N=1, N_f \geq 3$$

Para $Re_{Dc}=10^4$:

$$C_N = 0,924 - \frac{0,269}{N_f + 0,143} \quad \text{e} \quad C_N=1, N_f \geq 3$$

Para $Re_{Dc}=10^5$ e 10^6 :

$$C_N = 0,62 + \frac{1,467}{N_f + 0,667} \quad \text{e} \quad C_N=1, N_f \geq 4$$

As equações para o número Eu são:

Para $(E_t/D_c)=1,25$ e $3 < Re_{Dc} < 10^3$:

$$\frac{Eu}{C_g} = 0,795 + \frac{0,247 \cdot 10^3}{Re_{Dc}} + \frac{0,335 \cdot 10^3}{Re_{Dc}^2} - \frac{0,155 \cdot 10^4}{Re_{Dc}^3} + \frac{0,241 \cdot 10^4}{Re_{Dc}^4}$$

Para $(E_t/D_c)=1,25$ e $10^3 < Re_{Dc} < 2 \cdot 10^6$:

$$\frac{Eu}{C_g} = 0,245 + \frac{0,339 \cdot 10^4}{Re_{Dc}} - \frac{0,984 \cdot 10^7}{Re_{Dc}^2} + \frac{0,132 \cdot 10^{11}}{Re_{Dc}^3} - \frac{0,599 \cdot 10^{13}}{Re_{Dc}^4}$$

Para $(E_t/D_c)=1,5$ e $3 < Re_{D_c} < 10^3$:

$$\frac{Eu}{C_g} = 0,683 + \frac{0,111 \cdot 10^3}{Re_{D_c}} - \frac{0,973 \cdot 10^2}{Re_{D_c}^2} + \frac{0,426 \cdot 10^3}{Re_{D_c}^3} - \frac{0,574 \cdot 10^3}{Re_{D_c}^4}$$

Para $(E_t/D_c)=1,5$ e $10^3 < Re_{D_c} < 2 \cdot 10^6$:

$$\frac{Eu}{C_g} = 0,203 + \frac{0,248 \cdot 10^4}{Re_{D_c}} - \frac{0,758 \cdot 10^7}{Re_{D_c}^2} + \frac{0,104 \cdot 10^{11}}{Re_{D_c}^3} - \frac{0,482 \cdot 10^{13}}{Re_{D_c}^4}$$

Para $(E_t/D_c)=2,0$ e $7 < Re_{D_c} < 10^2$:

$$\frac{Eu}{C_g} = 0,713 + \frac{0,448 \cdot 10^2}{Re_{D_c}} - \frac{0,126 \cdot 10^3}{Re_{D_c}^2} - \frac{0,582 \cdot 10^3}{Re_{D_c}^3}$$

Para $(E_t/D_c)=2,0$ e $10^2 < Re_{D_c} < 10^4$:

$$\frac{Eu}{C_g} = 0,343 + \frac{0,303 \cdot 10^3}{Re_{D_c}} - \frac{0,717 \cdot 10^5}{Re_{D_c}^2} + \frac{0,88 \cdot 10^7}{Re_{D_c}^3} - \frac{0,38 \cdot 10^9}{Re_{D_c}^4}$$

Para $(E_t/D_c)=2,0$ e $10^4 < Re_{D_c} < 2 \cdot 10^6$:

$$\frac{Eu}{C_g} = 0,162 + \frac{0,181 \cdot 10^4}{Re_{D_c}} + \frac{0,792 \cdot 10^8}{Re_{D_c}^2} - \frac{0,165 \cdot 10^{13}}{Re_{D_c}^3} + \frac{0,872 \cdot 10^{16}}{Re_{D_c}^4}$$

Para $(E_t/D_c)=2,5$ e $10^2 < Re_{D_c} < 5 \cdot 10^3$:

$$\frac{Eu}{C_g} = 0,33 + \frac{0,989 \cdot 10^2}{Re_{D_c}} - \frac{0,148 \cdot 10^5}{Re_{D_c}^2} + \frac{0,192 \cdot 10^7}{Re_{D_c}^3} - \frac{0,862 \cdot 10^8}{Re_{D_c}^4}$$

Para $(E_t/D_c)=2,5$ e $5 \cdot 10^3 < Re_{D_c} < 2 \cdot 10^6$:

$$\frac{Eu}{C_g} = 0,119 + \frac{0,498 \cdot 10^4}{Re_{D_c}} - \frac{0,507 \cdot 10^8}{Re_{D_c}^2} + \frac{0,251 \cdot 10^{12}}{Re_{D_c}^3} - \frac{0,463 \cdot 10^{15}}{Re_{D_c}^4}$$

Nas equações acima, C_g é uma característica geométrica que depende de Z , que é a razão entre os espaçamentos transversal e longitudinal entre tubos (E_t/E_l). Para um arranjo equilateral de tubos (alternados), $C_g=1$. Para outras geometrias Zukauskas e Ulinkas propuseram as seguintes equações:

Para $0,5 < E_t/E_l < 1,2$, $Re_{D_c}=10^3$:

$$C_g = Z^{-0,048} \text{ onde } Z = E_t/E_l$$

Para $0,45 < E_t/E_l < 3,5$, $Re_{D_c}=10^4$:

$$C_g = 1,28 - \frac{0,708}{Z} + \frac{0,55}{Z^2} - \frac{0,113}{Z^3}$$

Para $0,45 < E_t/E_l < 3,5$, $Re_{Dc} = 10^5$ e $0,45 < E_t/E_l < 1,6$, $Re_{Dc} = 10^6$

$$C_g = 2,016 - 1,675Z + 0,948Z^2 - 0,234Z^3 + 0,021Z^4$$

Para $1,25 < E_t/E_l < 3,5$, $Re_{Dc} = 10^2$:

$$C_g = 0,93Z^{0,48}$$

Para $1,25 < E_t/E_l < 3,5$, $Re_{Dc} = 10^3$:

$$C_g = 0,951Z^{0,284}$$

APÊNDICE B: RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Tabela B.1: Resultados experimentais da serpentina 1.

Re_{Dh}	V_{face} (m/s)	h' (W/m²K)	j'	f	E/A (W/m²)	F
377,5	1,057±0,018	35,49±1,635	0,01396±0,0006169	0,09177±0,00959	0,3427±0,03414	0,06518±0,006863
422,4	1,172±0,0344	37,73±1,74	0,01337±0,0005371	0,08464±0,008861	0,4345±0,03941	0,0782±0,007319
535,8	1,487±0,02724	43,16±1,951	0,01205±0,0005172	0,07024±0,005226	0,7378±0,04923	0,1199±0,009216
631,5	1,78±0,03764	47,82±2,775	0,01121±0,0006265	0,06544±0,004242	1,165±0,06177	0,1743±0,01274
698,5	1,963±0,03413	50,06±2,771	0,01061±0,0005707	0,06525±0,00348	1,561±0,06812	0,2234±0,01504
807,9	2,273±0,02959	54,52±3,115	0,009988±0,0005623	0,06074±0,002524	2,253±0,07806	0,3007±0,02018
917,8	2,594±0,04481	58,85±3,911	0,00947±0,0006175	0,056±0,002461	3,081±0,09824	0,3954±0,0295
1084	3,065±0,03805	64,2±4,6	0,008745±0,0006212	0,05208±0,001688	4,728±0,1139	0,5692±0,04572
1257	3,544±0,03295	69,31±4,984	0,008152±0,0005832	0,04972±0,001229	6,991±0,1302	0,7997±0,06582
1373	3,882±0,03021	71,97±5,662	0,007745±0,0006071	0,04912±0,001019	9,066±0,1423	0,9353±0,08067
1588	4,504±0,02622	77,62±7,293	0,007209±0,0006763	0,04651±0,0007369	13,37±0,1631	1,459±0,1589
1835	5,152±0,02292	82,25±6,896	0,006659±0,0005575	0,04416±0,0005452	19,16±0,1848	1,777±0,1691

Tabela B.2: Resultados experimentais da serpentina 2.

Re_{Dh}	V_{face} (m/s)	h' (W/m ² K)	j'	f	E/A (W/m ²)	F
225,5	1,114±0,01771	39,69±1,866	0,01483±0,0006442	0,08154±0,005217	0,3803±0,02183	0,06092±0,003736
259,4	1,28±0,03293	42,17±2,219	0,01371±0,0006047	0,06694±0,00487	0,4741±0,027	0,07257±0,004232
323,2	1,591±0,02656	47,34±2,331	0,01236±0,0005649	0,06176±0,00303	0,8422±0,03308	0,1197±0,005697
398,1	1,951±0,03531	52,05±2,427	0,01107±0,0004683	0,05334±0,002434	1,346±0,04407	0,1613±0,006692
477,8	2,342±0,02952	56,3±2,755	0,009966±0,0004687	0,05315±0,001687	2,32±0,0529	0,2757±0,01128
558,1	2,734±0,02537	61,04±3,097	0,009249±0,0004601	0,05032±0,001197	3,497±0,06084	0,3963±0,01672
586,5	2,872±0,0415	62,12±3,333	0,008961±0,0004601	0,04821±0,001554	3,885±0,07793	0,4355±0,01876
683,9	3,357±0,03573	66,65±3,774	0,008248±0,0004571	0,04614±0,001103	5,921±0,08924	0,6443±0,02971
785,1	3,846±0,03124	70,06±4,123	0,007564±0,00044	0,04426±0,0008128	8,56±0,1004	0,9037±0,04483
886,6	4,342±0,02778	73,46±4,625	0,007022±0,0004393	0,04272±0,0006211	11,89±0,1116	1,224±0,06543
989,4	4,842±0,02502	77,2±5,178	0,006615±0,0004419	0,04127±0,000487	15,93±0,1228	1,608±0,09175
1093	5,347±0,02279	80,67±5,745	0,006255±0,0004443	0,04013±0,0003914	20,87±0,1343	2,073±0,1255

Tabela B.3: Resultados experimentais da serpentina 3.

Re_{Dh}	V_{face} (m/s)	h' (W/m ² K)	j'	f	E/A (W/m ²)	F
164,9	1,107±0,001892	46,36±2,909	0,01638±0,001027	0,08509±0,002869	0,4442±0,01486	0,07576±0,002983
188,4	1,263±0,003346	52,3±3,364	0,01619±0,001039	0,06645±0,002216	0,5172±0,01699	0,08206±0,00323
233,5	1,561±0,002836	56,96±3,279	0,01425±0,000819	0,05714±0,001442	0,8425±0,02099	0,1256±0,004348
288,5	1,917±0,003711	61,83±3,623	0,01255±0,000734	0,0503±0,0009588	1,383±0,02584	0,1885±0,006128
344,1	2,277±0,003321	67,12±3,822	0,01144±0,0006507	0,04504±0,0006754	2,081±0,03068	0,2768±0,008977
398,8	2,647±0,003125	73,03±4,575	0,01072±0,0006709	0,04301±0,0004998	3,118±0,03569	0,3945±0,01358
423,9	2,824±0,00453	74,35±4,683	0,01027±0,000646	0,04029±0,0004498	3,539±0,03829	0,4298±0,01517
489,3	3,274±0,004212	77,05±5,487	0,009195±0,0006544	0,03872±0,0003348	5,287±0,04443	0,6275±0,02538
559,4	3,749±0,004057	83,58±6,814	0,008717±0,0007103	0,03688±0,000255	7,554±0,05093	0,8905±0,04088
631,2	4,23±0,004037	88,58±7,999	0,008186±0,0007389	0,03538±0,0002001	10,41±0,05759	1,225±0,06258
705,1	4,716±0,004118	94,52±9,055	0,007826±0,0007495	0,03414±0,000161	13,94±0,06439	1,586±0,0843
778,9	5,205±0,004269	99,95±10,32	0,007497±0,0007737	0,03302±0,0001323	18,15±0,07137	2,026±0,1157

Tabela B.4: Resultados experimentais da serpentina 4.

Re_{Dh}	V_{face} (m/s)	h' (W/m ² K)	j'	f	E/A (W/m ²)	F
406,4	1,11±0,001885	50,45±1,731	0,01895±0,000649	0,1126±0,008462	0,4865±0,03628	0,05413±0,004305
472,5	1,291±0,003279	55,9±2,052	0,01806±0,000661	0,1019±0,006265	0,6936±0,04223	0,0716±0,004851
522,4	1,435±0,003029	57,18±2,223	0,01666±0,0006463	0,09728±0,005092	0,9047±0,04693	0,09303±0,005713
585,2	1,591±0,002792	57,14±2,091	0,01493±0,0005453	0,08355±0,004105	1,069±0,05203	0,11±0,006508
722,7	1,968±0,003655	63,46±2,582	0,01341±0,0005449	0,0733±0,00269	1,775±0,06441	0,1719±0,009099
865,2	2,35±0,003282	66,84±2,784	0,01182±0,0004917	0,06655±0,00188	2,752±0,07692	0,2549±0,01293
1009	2,739±0,003107	70,83±3,07	0,01074±0,0004651	0,06199±0,001383	4,061±0,08967	0,3553±0,01805
1070	2,903±0,004455	71,63±3,239	0,01024±0,0004626	0,05814±0,001236	4,538±0,09515	0,3891±0,02026
1267	3,454±0,004144	76,05±4,027	0,009171±0,0004852	0,05713±0,0008766	7,475±0,1133	0,6385±0,03756
1444	3,945±0,004052	81,83±4,837	0,008646±0,0005107	0,05549±0,0006727	10,8±0,1294	0,8875±0,05736
1607	4,37±0,004055	86,48±5,399	0,008222±0,000513	0,05278±0,0005457	14,03±0,1434	1,113±0,07626
1795	4,869±0,004183	90,1±5,273	0,007676±0,0004489	0,05074±0,0004402	18,65±0,16	1,458±0,09531

Tabela B.5: Resultados experimentais da serpentina 5.

Re_{Dh}	V_{face} (m/s)	h' (W/m ² K)	j'	f	E/A (W/m ²)	F
243,1	1,117±0,001894	59,44±2,888	0,0215±0,001043	0,08197±0,004559	0,3959±0,02181	0,04956±0,002905
276	1,279±0,003349	60,44±3,043	0,01917±0,0009622	0,06939±0,003496	0,502±0,025	0,06022±0,003307
342,3	1,583±0,002841	64,23±3,011	0,01643±0,0007691	0,064±0,002276	0,8797±0,03094	0,09959±0,004342
422	1,941±0,003717	67,2±3,064	0,01401±0,0006375	0,05791±0,001513	1,476±0,038	0,1601±0,006179
504,6	2,318±0,003328	71±3,183	0,01239±0,000555	0,05242±0,001057	2,279±0,04536	0,2269±0,008349
590,5	2,71±0,003137	75,72±3,592	0,01129±0,0005351	0,05155±0,0007731	3,583±0,05307	0,3455±0,01275
622,2	2,853±0,004535	77,97±3,76	0,01104±0,0005317	0,0501±0,0007064	4,068±0,05608	0,3829±0,01417
727,8	3,331±0,004202	82,22±4,232	0,009962±0,0005123	0,0481±0,0005169	6,225±0,06551	0,5755±0,02262
834,2	3,816±0,004067	86,21±4,688	0,009113±0,0004952	0,04629±0,0003936	9,005±0,07511	0,8236±0,03495
942,2	4,304±0,004067	90,38±5,266	0,008465±0,0004929	0,04453±0,0003089	12,45±0,08485	1,123±0,05118
1051	4,793±0,00416	93,52±5,8	0,007861±0,0004873	0,04295±0,0002489	16,61±0,09469	1,493±0,07344
1160	5,288±0,00433	97,7±6,444	0,007441±0,0004905	0,04164±0,0002047	21,63±0,1047	1,916±0,09981

Tabela B.6: Resultados experimentais da serpentina 6.

Re_{Dh}	V_{face} (m/s)	h' (W/m ² K)	j'	f	E/A (W/m ²)	F
229,6	1,105±0,001909	45,37±4,422	0,0167±0,001627	0,05833±0,00225	0,2711±0,01038	0,06328±0,002733
265,7	1,27±0,003336	49,95±4,343	0,01595±0,001384	0,05491±0,001709	0,3906±0,01196	0,07411±0,002673
328,2	1,567±0,002835	57,25±4,55	0,0148±0,001175	0,05018±0,001118	0,6715±0,01475	0,1188±0,003624
401	1,917±0,00374	63,48±4,729	0,01342±0,0009982	0,04508±0,000757	1,105±0,01812	0,1718±0,004818
478,9	2,283±0,003343	69,06±4,952	0,01224±0,0008767	0,04225±0,0005311	1,753±0,02158	0,2613±0,007231
550,9	2,636±0,003174	73,67±4,97	0,01132±0,0007632	0,03908±0,0003998	2,483±0,02492	0,3597±0,009965
610,8	2,927±0,00449	78,33±5,677	0,01086±0,0007866	0,03714±0,0003344	3,228±0,02791	0,4521±0,01317
679,7	3,234±0,00425	81,09±6,427	0,01014±0,000803	0,0361±0,0002716	4,261±0,03086	0,6619±0,0216
779,7	3,717±0,004092	85,79±6,264	0,00934±0,0006816	0,03446±0,0002057	6,161±0,03553	0,8168±0,02583
874,7	4,181±0,004068	92,09±7,911	0,008927±0,0007665	0,03355±0,0001627	8,532±0,0401	1,119±0,04031
964,9	4,63±0,004135	97,51±9,681	0,008556±0,000849	0,03254±0,000133	11,22±0,04459	1,441±0,05891
1072	5,122±0,004279	103,6±10,75	0,0082±0,0008507	0,03175±0,0001087	14,85±0,04963	1,911±0,08065

Tabela B.7: Resultados experimentais da serpentina 7.

Re_{Dh}	V_{face} (m/s)	h' (W/m ² K)	j'	f	E/A (W/m ²)	F
233	1,079±0,001931	58,21±7,553	0,02193±0,002844	0,08636±0,002452	0,3738±0,01052	0,07374±0,002471
268,2	1,232±0,00342	61,9±6,399	0,02034±0,002099	0,06712±0,001892	0,4357±0,01205	0,07649±0,002514
333,7	1,531±0,002879	66,22±5,301	0,01749±0,001398	0,06139±0,00122	0,7666±0,01497	0,1224±0,003369
404,9	1,866±0,003819	73,99±5,995	0,01605±0,001299	0,0564±0,0008384	1,272±0,01834	0,1904±0,005022
483,9	2,236±0,003394	80,66±6,776	0,01462±0,001227	0,05284±0,000582	2,05±0,02198	0,294±0,008147
564,2	2,612±0,003171	85,85±7,504	0,01333±0,001164	0,05017±0,0004256	3,102±0,0257	0,4295±0,01291
628,1	2,918±0,00451	89,44±7,836	0,01245±0,00109	0,04746±0,0003584	4,07±0,02909	0,5522±0,01694
673,5	3,103±0,004332	91,37±7,785	0,01191±0,001014	0,04598±0,0003132	4,784±0,03093	0,6264±0,01952
773,9	3,579±0,004132	96,78±8,931	0,01097±0,001012	0,04414±0,0002358	7,018±0,03577	0,9321±0,03209
969,6	4,517±0,004126	108,7±13,33	0,009794±0,0012	0,04173±0,0001487	13,29±0,04561	1,748±0,07971
1092	4,991±0,004212	111,5±12,39	0,009027±0,001002	0,03995±0,0001205	17,39±0,05074	2,463±0,107

Tabela B.8: Resultados experimentais da serpentina 8.

Re_{Dh}	V_{face} (m/s)	h' (W/m ² K)	j'	f	E/A (W/m ²)	F
163,5	1,121±0,01735	42,07±2,683	0,0149±0,0008917	0,07654±0,003698	0,4082±0,0163	0,07172±0,003115
187,9	1,278±0,03238	45,7±2,962	0,01415±0,000764	0,05994±0,003748	0,4765±0,02096	0,07406±0,003117
233,2	1,59±0,02619	50,51±2,912	0,01257±0,0006681	0,0585±0,00239	0,8944±0,02591	0,1321±0,004598
285,8	1,946±0,03494	55,66±3,321	0,01132±0,0006192	0,05065±0,002053	1,424±0,03653	0,1955±0,006597
342,8	2,329±0,02926	60,15±3,417	0,01021±0,0005553	0,0475±0,001363	2,294±0,04249	0,2963±0,009973
396,4	2,694±0,02538	63,9±3,731	0,009377±0,0005357	0,04457±0,0009721	3,333±0,04786	0,421±0,0153
420	2,816±0,04123	65,17±3,795	0,009077±0,0005009	0,04156±0,001299	3,597±0,0648	0,4449±0,0159
477,8	3,234±0,03627	70,24±5,007	0,008509±0,0005938	0,04097±0,0009805	5,33±0,07385	0,679±0,02976
556,3	3,746±0,03133	75,66±5,084	0,007921±0,0005251	0,03878±0,0006957	7,87±0,08279	0,9069±0,03863
625,7	4,224±0,02793	79,81±6,051	0,007419±0,0005586	0,03734±0,0005311	10,85±0,09142	1,23±0,05924
702,8	4,707±0,02505	85,94±6,277	0,007141±0,0005188	0,0361±0,0004143	14,58±0,1	1,582±0,0724
773,1	5,197±0,02286	88,66±7,31	0,006685±0,0005496	0,03513±0,0003331	19,07±0,109	2,047±0,1075

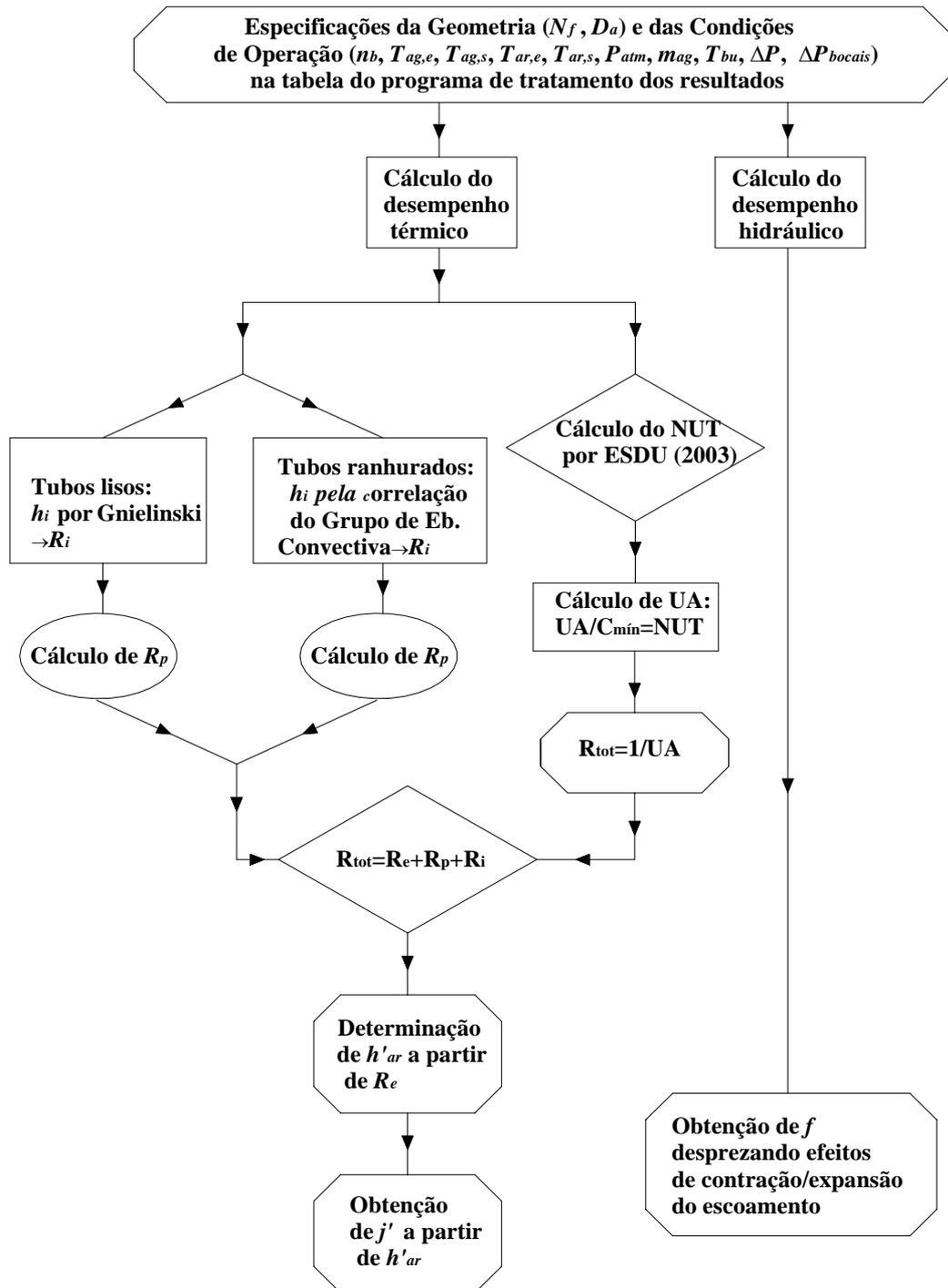
Tabela B.9: Resultados experimentais da serpentina 9.

Re_{Dh}	V_{face} (m/s)	h' (W/m ² K)	j'	f	E/A (W/m ²)	F
164,7	1,095±0,001948	61,99±6,974	0,02255±0,002535	0,1042±0,003114	0,515±0,01527	0,07944±0,002918
188,7	1,254±0,003446	69,47±7,747	0,02208±0,002459	0,08745±0,002406	0,6495±0,01754	0,08808±0,003052
233,2	1,545±0,002919	73,54±6,361	0,01895±0,001637	0,07378±0,00157	1,03±0,02159	0,1263±0,004004
285,3	1,89±0,003854	78,48±6,325	0,01652±0,00133	0,06244±0,001062	1,596±0,0265	0,1873±0,005933
341,3	2,26±0,00343	81,16±6,186	0,01428±0,001088	0,05638±0,0007386	2,468±0,03167	0,283±0,0095
399,7	2,641±0,003203	86,27±6,3	0,01298±0,0009471	0,05201±0,0005383	3,641±0,03703	0,3828±0,01304
454,4	3,003±0,004496	89,21±6,73	0,01181±0,0008902	0,04721±0,0004288	4,844±0,04241	0,5567±0,02083
492,2	3,221±0,004305	91,23±6,147	0,01121±0,0007544	0,04539±0,0003683	5,804±0,04549	0,5822±0,02015
564,5	3,701±0,00413	94,97±6,804	0,01016±0,0007272	0,04314±0,0002786	8,357±0,05234	0,8148±0,03126
638	4,189±0,004099	99,06±8,058	0,009366±0,0007615	0,04124±0,0002173	11,58±0,05939	1,155±0,05141
712,1	4,682±0,004177	103,5±9,321	0,00876±0,0007886	0,03955±0,0001741	15,5±0,06661	1,525±0,07541
784	5,172±0,004362	105,6±10,3	0,008105±0,0007903	0,03797±0,0001435	19,95±0,07392	2,14±0,1186

Tabela B.10: Resultados experimentais da serpentina 10.

Re_{Dh}	V_{face} (m/s)	h' (W/m ² K)	j'	f	E/A (W/m ²)	F
378,6	1,114±0,01765	33,31±1,615	0,0128±0,000576	0,085±0,004971	0,3588±0,01843	0,06506±0,003628
438,3	1,288±0,03262	36,92±2,056	0,01226±0,0005794	0,0714±0,004787	0,4669±0,02347	0,07755±0,004006
540,3	1,586±0,02658	41,01±2,07	0,01106±0,0005192	0,0628±0,002947	0,7672±0,02807	0,1195±0,0054
665,5	1,943±0,03532	47,38±2,54	0,01042±0,000518	0,05128±0,002316	1,159±0,03713	0,1692±0,007352
796,4	2,322±0,02965	53,51±2,604	0,009831±0,0004573	0,04984±0,001595	1,923±0,04402	0,232±0,008866
926,3	2,708±0,02554	57,47±3,093	0,009077±0,0004792	0,04837±0,001152	2,96±0,05094	0,3486±0,01467
1042	3,026±0,0391	60,77±3,413	0,008571±0,0004654	0,04583±0,001313	3,938±0,06969	0,4485±0,01929
1141	3,315±0,03579	64,34±3,774	0,008274±0,0004748	0,0458±0,001096	5,168±0,07638	0,5831±0,02608
1301	3,779±0,03151	68,16±4,209	0,007693±0,0004694	0,04501±0,0008328	7,518±0,08641	0,8229±0,03932
1469	4,259±0,02802	72,68±4,895	0,007268±0,0004862	0,0443±0,0006467	10,62±0,0968	1,14±0,05918
1643	4,758±0,02518	75,9±5,2	0,00679±0,0004632	0,04356±0,0005117	14,57±0,1075	1,487±0,08038
1816	5,256±0,02291	79,02±5,76	0,006397±0,000465	0,04287±0,0004144	19,33±0,1181	1,939±0,1123

APÊNDICE C: CÁLCULOS DO TRATAMENTO DE RESULTADOS



Programa de tratamento dos resultados (EES)

As unidades de trabalho do programa são: [kJ], [°C], [kPa], [kg], [graus]

O programa reproduzido a seguir foi retirado do software EES, com comentários entre chaves, devendo-se atentar que os símbolos das variáveis do programa são, às vezes, distintos dos utilizados na dissertação deste trabalho. O programa foi criado para calcular o desempenho termo-hidráulico de trocadores com aletas corrugadas e tubos lisos, mas foram incluídas as diferenças nos cálculos (deslocados para a direita) quando os trocadores do presente estudo apresentam aletas janeladas e/ou tubos ranhurados.

{Programa para Trocadores c/ Aletas Corrugadas (ou Janeladas) e Tubos Lisos (ou Ranhurados)}

```
{ ***** }
```

```
{Função e-NUT}
```

```
Function NUT(Car;Cag;Cmin;Cmax; e;K12;K22;K14;K24;Nf)
```

```
Cr=Cmin/Cmax
```

```
if Car=Cmin then
```

```
    if Nf=2 then
```

```
        K1=K12 else
```

```
        K1=K14
```

```
    endif
```

```
NUT=-Nf*ln(1-K1)
```

```
else
```

```
    if Nf=2 then
```

```
        K2=K22
```

```
    else
```

```
        K2=K24
```

```
    endif
```

```
NUT=-Nf*ln(-K2+1)/Cr
```

```
endif
```

```
end
```

```
{Para tubos internamente lisos}
```

```
{Função Nusselt}
```

```
Function Nus(Re;Pr)
```

```
if Re<=2300 then
```

```
Nus=3,66
```

```
else
```

```
if Re<=3000 then
```

```
f=0,316*(Re^(-0,25))
```

```
else
```

```
f=(0,79*ln(Re)-1,64)^(-2)
```

```
endif
```

```
Nus=(0,125*f*(Re-1000)*Pr)/(1+12,7*((0,125*f)^0,5)*(Pr^(2/3)-1))
```

```
endif
```

```
end
```

{Para Tubos internamente ranhurados}
 {Cálculo do Número de Nusselt pela correlação obtida na bancada de ebulição convectiva para este tubo microaletado}

$$Nu * Pr_i^{-0,4} = 0,0018429 * Re_i^{1,07643}$$

{Função da Vazão de ar}
 {número de bocais abertos, n_b, é parâmetro de entrada na tabela}
 Function m_ar(n_b;mb1;mb2;mb3;mb4;mb5)
 if (n_b=2) then
 m_ar=mb1+mb3
 else
 if (n_b=3) then
 m_ar=mb1+mb3+mb5
 else
 if (n_b=4) then
 m_ar=mb1+mb3+mb5+mb2
 else
 m_ar=mb1+mb3+mb5+mb2+mb4
 endif
 endif
 endif
 end

{Função do comprimento da aleta na direção do escoamento do ar (Le) em relação ao número de fileiras de tubos, que é parâmetro de entrada na tabela}
 Function Le(Nf)
 if (Nf=2) then
 Le=0,038
 else
 if (Nf=4) then
 Le=0,0762
 endif
 endif
 end

{*****}

{Parâmetros Geométricos}

{Diâmetro externo do tubo}
 De=0,00952 {m}

{Número de fileiras de tubo}
 {Parâmetro de entrada na tabela}

{Número de tubos por fileira}
 Nt=14

{Comprimento de cada tubo}
 L=0,61 {m}

{Diâmetro interno do tubo}

{Para tubos lisos}

$$D_i = D_e - 2 * E_{tubo} \quad \{m\}$$

$$E_{tubo} = 0,0004 \quad \{m\}$$

{Para tubos internamente ranhurados}

{Diâmetro do tubo na raiz da aleta}

$$D_r = 0,00896 \quad \{m\}$$

{Diâmetro interno do tubo, no topo da aleta}

$$D_{topo} = 0,00856 \quad \{m\}$$

{Altura da microaleta}

$$h_{ma} = 0,0002 \quad \{m\}$$

{Ângulo de hélice da microaleta = 18°}

$$\alpha = \arccos(0,951) \quad \{graus\}$$

{Comprimento da microaleta (enrolada no tubo)}

$$l_{ma} = L / \cos(\alpha) \quad \{m\}$$

{Número de microaletas (ranhuras) do tubo}

$$N_{ma} = 76$$

{Densidade de Aletas, D_a }

{Parâmetro de entrada na tabela} {aletas/m}

{Espessura das aletas externas}

$$E_a = 0,000135 \quad \{m\}$$

{Espaçamento transversal entre tubos}

$$E_t = 0,0254 \quad \{m\}$$

{Espaçamento longitudinal entre tubos}

$$E_l = 0,01905 \quad \{m\}$$

{Para aletas corrugadas}

{Altura das ondulações}

$$P_d = 0,00135 \quad \{m\}$$

{Passo das ondulações}

$$P_o = 0,00476$$

{Número de ondulações}

$$N_p = 2$$

{*****}

{ Cálculo de áreas }

{ Área da face }

$$A_f = L * H$$

{ Altura da aleta externa }

$$H = 0,385 \text{ {m}}$$

{ Comprimento da aleta na direção do escoamento do ar }

$$L_e = L_e(N_f) \text{ {m}}$$

{ Cálculo da área de troca de calor externa }

$$A_e = A_p + A_s$$

{ Cálculo de área primária }

$$A_p = E_{ea} * D_a * L * \pi * D_c * N_t * N_f$$

{ Cálculo de área secundária }

{ Para aletas corrugadas }

$$A_s = 2 * (L_e * H - (N_t + 1) * N_f * \pi * (D_c^2) / 4) * D_a * L / \cos(\theta)$$

$$\theta = \arctan(P_d / P_o)$$

{ Para aletas janeladas }

$$A_s = 2 * (L_e * H - (N_t + 1) * N_f * \pi * (D_c^2) / 4) * D_a * L$$

{ Cálculo da área de secção transversal do tubo }

{ Para tubos internamente lisos }

$$A_{t_i} = (\pi * (D_i)^2) / 4$$

{ Para tubos internamente ranhurados }

{ Cálculo da área superficial total interna de transferência de calor }

{ dado da termomecânica: área superficial interna do tubo = 540 cm² por metro de tubo }

$$A_i = 0,054 * L * N_t * N_f$$

{ Cálculo da Área ranhurada (das microaletas) }

$A_{ma} = (\pi / 4 * (D_r^2 - D_{topo}^2)) / 2$ { considerando a área ranhurada igual à metade da diferença entre as áreas no D_{raiz} e no D_{topo} }

{ Cálculo da área de escoamento livre interna de um tubo ranhurado }

$$A_{l_i} = (\pi / 4 * D_r^2 - A_{ma})$$

{ Cálculo da área livre de escoamento externa }

$$A_l = (E_t - D_c) * E_{ea} * D_a * L * N_t$$

{ ***** }

{Parâmetros Geométricos Secundários}

{Cálculo do diâmetro de colarinho}

$$D_c = D_e + 2 * E_a$$

{Cálculo do Diâmetro Hidráulico Externo}

$$D_h = 4 * (A_l * L_e) / A_e$$

{Cálculo do Diâmetro Hidráulico interno, no caso de tubos ranhurados}

$$D_{h_i} = 4 * A_{l_i} / (A_i / (N_t * N_f * L))$$

{Cálculo do Diâmetro equivalente à Área de escoamento livre interna de um tubo, no caso de tubos ranhurados}

$$A_{l_i} = (\pi * (D_{eq})^2) / 4$$

{Cálculo do espaçamento entre aletas}

$$D_a = 1 / (E_{ea} + E_a)$$

{Contração da área livre de escoamento externa}

$$\sigma = A_l / A_f$$

{*****}

{Propriedades Físicas e Termodinâmicas}

{Propriedades do Ar}

{Perda de Carga no Ar em Pa}

{Cp do ar}

$$C_{p,ar} = CP(AirH2O; T=Tar_m; P=Patm; w=w_{ar})$$

{Densidade do Ar no Trocador}

$$Ro_{ar} = DENSITY(AirH2O; T=Tar_m; P=Patm; w=w_{ar})$$

$$Ro_e = DENSITY(AirH2O; T=Tar_e; P=Patm; w=w_{ar})$$

$$Ro_s = DENSITY(AirH2O; T=Tar_s; P=Patm; w=w_{ar})$$

$$(1/Ro_m) = 0,5 * ((1/Ro_e) + (1/Ro_s))$$

{Densidade do Ar na entrada no bocal}

$$Ro_{Bocal} = DENSITY(AirH2O; T=Tar_b; P=Patm; w=w_{ar})$$

{Cálculo da viscosidade do ar}

$$\mu_{ar} = VISCOSITY(AirH2O; T=Tar_e; P=Patm; w=w_{ar})$$

{Cálculo do número de Prandtl para o ar}

$$Pr_{ar} = PRANDTL(Air; T=Tar_m)$$

```

{Umidade absoluta do ar}
w_ar=HUMRAT(AirH2O;T=Tar_e;P=Patm;B=TBU)

UR=RELHUM(AirH2O;T=Tar_e;P=Patm;B=TBU)

{Entalpia do ar na entrada do trocador}
har_e=ENTHALPY(AirH2O;T=Tar_e;P=Patm;w=w_ar)

{Entalpia do ar na saída}
har_s=ENTHALPY(AirH2O;T=Tar_s;P=Patm;w=w_ar)

{*****}
{Propriedades da água}

{Cp da água}
Cpag=CP(WATER;T=Tag_m;x=0)

{Cálculo da densidade da água}
dag=DENSITY(WATER;T=Tag_m;x=0)

{Cálculo da viscosidade da água}
Mi_ag=VISCOSITY(Water;T=Tag_m;x=0)

{Cálculo do número de Prandtl}
Pr_i=PRANDTL(Water;T=Tag_m;P=P_ag+0,00001)

P_ag=PRESSURE(Water;T=Tag_m;x=0)

{Cálculo da condutividade}
kk_i=CONDUCTIVITY(Water;T=Tag_m;x=0)

{Entalpia da água na entrada}
hag_e=ENTHALPY(WATER;T=Tag_e;x=0)

{Entalpia da água na saída}
hag_s=ENTHALPY(WATER;T=Tag_s;x=0)

{*****}
{Cálculo de Temperaturas Médias}

{Temperatura média do ar}
Tar_m=(Tar_e+Tar_s)/2

{Temperatura média da água}
Tag_m=(Tag_e+Tag_s)/2

{*****}

```

{Cálculo da vazão do ar através dos bocais}
 {Geometria}

{Dimensões da Garganta dos Bocais}

$$Dg1=Dg2$$

$$Dg3=Dg4$$

$$Dg1=0,075$$

$$Dg3=0,09$$

$$Dg5=0,08$$

{Dimensões do Pleno}

$$P1=0,8$$

$$P2=0,7$$

{Dimensões do Duto}

$$A=0,4$$

$$B=0,7$$

{Diâmetro Equivalente do Pleno}

$$D1=(4*P1*P2/Pi)^{0,5}$$

{Área do Pleno}

$$A1=0,25*Pi*(D1^2)$$

{Área das gargantas}

$$A21=A22$$

$$A23=A24$$

$$A21=0,25*Pi*(Dg1^2)$$

$$A23=0,25*Pi*(Dg3^2)$$

$$A25=0,25*Pi*(Dg5^2)$$

$$KK=A21/A23$$

{Relação de Áreas}

$$X1=X2$$

$$X3=X4$$

$$X1=(1-((A21/A1)^2))$$

$$X3=(1-((A23/A1)^2))$$

$$X5=(1-((A25/A1)^2))$$

{Cálculo de Beta}

$$Beta1=Beta2$$

$$Beta3=Beta4$$

$$Beta1=Dg1/D1$$

$$Beta3=Dg3/D1$$

$$Beta5=Dg5/D1$$

{Cálculo do Número de Reynolds na saída de cada bocal}

$$Re1=Re2$$

$$Re3=Re4$$

$$Re1=4*mb1/(pi*Dg1*Mi_ar)$$

$$Re3=4*mb3/(pi*Dg3*Mi_ar)$$

$$Re5=4*mb5/(pi*Dg5*Mi_ar)$$

{ Cálculo dos coeficientes de descarga }

$$C1=C2$$

$$C3=C4$$

$$C1=0,99622+0,00059*D1-(6,36+0,13*D1-0,24*(Beta1^2))*(1/(Re1^0,5))$$

$$C3=0,99622+0,00059*D1-(6,36+0,13*D1-0,24*(Beta3^2))*(1/(Re3^0,5))$$

$$C5=0,99622+0,00059*D1-(6,36+0,13*D1-0,24*(Beta5^2))*(1/(Re5^0,5))$$

{ Vazões em massa e velocidade da garganta nos bocais }

$$mb1=mb2$$

$$mb3=mb4$$

$$mb1=C1*A21*((2*Ro_Bocal*DP_Pa)^0,5)/(X1^0,5)$$

$$Vg1=mb1/(A21*Ro_Bocal)$$

$$mb3=C3*A23*((2*Ro_Bocal*DP_Pa)^0,5)/(X3^0,5)$$

$$Vg3=mb3/(A23*Ro_Bocal)$$

$$mb5=C5*A25*((2*Ro_Bocal*DP_Pa)^0,5)/(X5^0,5)$$

$$Vg5=mb5/(A25*Ro_Bocal)$$

$$DP_Pa=0,001*DP_mmca*g*Ro_ag$$

$$g=9,8$$

$$Ro_ag=DENSITY(Water;T=30;x=0)$$

{ Vazão de ar }

$$m_ar=m_ar(n_b;mb1;mb2;mb3;mb4;mb5)$$

{ ***** }

{ Análise Térmica }

{ Cálculo da vazão do ar pelo balanço de energia }

$$m_ar_e=mag*(hag_e-hag_s)/(har_s-har_e)$$

{ ***** }

{ Cálculos das capacidades térmicas }

{ Cálculo da taxa de capacidade calorífica do ar }

$$Car=m_ar_e*Cpar$$

{ Cálculo da taxa de capacidade calorífica da água }

$$Cag=mag*Cpag$$

{ Cálculo da mínima taxa de capacidade calorífica entre os dois fluidos }

$$Cmin=min(Car;Cag)$$

{ Cálculo da máxima taxa de capacidade calorífica entre os dois fluidos }

$$Cmax=max(Car;Cag)$$

{ Cálculo da razão entre a mínima e a máxima taxa de capacidade calorífica }

$$Cr=Cmin/Cmax$$

{*****}

{Cálculos relacionados a vazão do ar}

{Cálculo da vazão mássica máxima}

$$G_{max}=m_{ar}/A_l$$

{Cálculo do número de Reynolds para o ar}

$$ReD_c=G_{max}*D_c/Mi_{ar}$$

{Cálculo do número de Reynolds para o ar baseado no diâmetro hidráulico}

$$ReD_h=G_{max}*D_h/Mi_{ar}$$

{Cálculo da velocidade do ar}

$$V_{ar}=m_{ar}/(Ro_{ar}*A_f)$$

{*****}

{Cálculo da Taxa de Transferência de Calor da Água}

$$Q_{ag}=m_{ag}*(h_{ag_e}-h_{ag_s})$$

{Cálculo da Taxa de Transferência de Calor da Ar}

$$Q_{ar}=m_{ar}*(h_{ar_s}-h_{ar_e})$$

{Cálculo da Taxa de Transferência do Trocador}

$$Erro=100*(Q_{ag}-Q_{ar})/Q_{ag}$$

$$Q=0,5*(Q_{ar}+Q_{ag})$$

{Cálculo da taxa de calor real trocado}

$$q_{real}=Q$$

{Cálculo da máxima troca de calor possível}

$$q_{max}=C_{min}*(T_{ag_e}-T_{ar_e})$$

{Cálculo da efetividade do trocador de calor}

$$e=q_{real}/q_{max}$$

{*****}

{Cálculo do NUT da ESDU (2003)}

$$e=(1/Cr)*(1-(exp(-2*K12*Cr))*(1+Cr*(K12^2))))$$

$$e=1-(exp(-2*K22/Cr))*(1+(K22^2)/Cr)$$

$$e=(1/Cr)*(1-(exp(-4*K14*Cr))*(1+Cr*(K14^2)*(6-4*K14+K14^2)+4*Cr^2*K14^4*(2-K14)+(8/3)*Cr^3*K14^6)))$$

$$e=1-exp(-4*K24/Cr)*(1+(K24^2/Cr)*(6-4*K24+K24^2)+4*(K24^4/Cr^2)*(2-K24)+(8/3)*K24^6/Cr^3))$$

$$NUT_t=NUT(Car;Cag;Cmin;Cmax; e;K12;K22;K14;K24;Nf)$$

{Cálculo do coeficiente global de transferência de calor do trocador}
 $UA_t=1000*NUT_t*C_{min}$

{Cálculo da resistência térmica do trocador}
 $RR_t=1/UA_t$
 $RR_t=R_{ext_t}+R_i+R_p$ {kW}

{*****}
 {Cálculo da resistência interna}

{Cálculo da Velocidade da água}
 $V_{ag}=(mag/Nf)/(d_{ag}*At_i)$

{Cálculo da vazão mássica interna}
 {Para tubos internamente lisos}
 $G_i=(mag/Nf)/At_i$

{Para tubos internamente ranhurados}
 $G_i=(mag/Nf)/(A_{l_i})$

{Cálculo do número de Reynolds da água}
 $Re_i=(G_i*Di)/\mu_{i_ag}$

{Cálculo do Número de Nusselt da água}
 $Nu=Nu(Re_i;Pr_i)$

{Cálculo do coeficiente interno}
 {Para tubos internamente lisos}
 $h_i=(K_{k_i}*Nu)/Di$

{Para tubos internamente ranhurados}
 $h_i=(K_{k_i}*Nu)/D_{h_i}$

{Cálculo da resistência interna}
 {Para tubos internamente lisos}
 $R_i=1/(h_i*\pi*d_i*Nf*Nt*L)$

{Para tubos internamente ranhurados}
 $R_i=1/(n_{o_t_i}*h_i*A_i)$
 $n_{o_t_i}=1$ {considerando a superfície interna total do tubo com eficiência igual a 100% }

{*****}
 {Resistência à Condução por unidade de Comprimento}

{Para tubos internamente lisos}
 $R_p=\ln(D_e/D_i)/(2*\pi*K_w*L*Nf*Nt)$

{Para tubos internamente ranhurados}
 $R_p=\ln(D_e/D_{eq})/(2*\pi*K_w*L*Nf*Nt)$

kw=400

```

{*****}
{Cálculo do coeficiente de convecção externo Local}
he_t_linha=1/(no_t*Rext_t*Ae)
no_t=1

{*****}
{Cálculo dos coeficientes externos}

{Cálculo do número de Stanton}
St_t_linha=he_t_linha/(Gmax*1000*Cpar)

{Cálculo do fator de Colburn para a transferência de calor}
j_t_linha=St_t_linha*((Prar)^(2/3))

{Cálculo do coeficiente de atrito}
ff=(Al/Ae)*(Ro_m/Ro_e)*((2*Ro_e*(Dp/1000)*9,8*Ro_ag)/(Gmax^2)-
(1+Sigma^2))*((Ro_e/Ro_s)-1)

{*****}
{Cálculo do critério de seleção de superfície de Kays & Crawford (1993)}

{Cálculo da energia de bombeamento do ar}
EsobreA_bomb=(m_ar*((Dp/1000)*Ro_ag*9,8))/(Ro_ar*Ae)

T_0=25+273 {estado morto}

Cvar=CV(AirH2O;T=Tar_m;P=Patm;w=w_ar)

EsobreAsobrehe_t_linha=(m_ar*((Dp/1000)*Ro_ag*9,8))/(Ro_ar*Ae*he_t_linha)

EsobreAsobrehe_t_linha=((m_ar/Ae)*F*1000*cvar*((Tar_s-Tar_e)-
T_0*ln((Tar_s+273)/(Tar_e+273))))/he_t_linha
{*****}

```