

Análise teórico-experimental de condensadores
arame sobre tubo sob convecção forçada
para refrigeradores domésticos

Rodrigo Alexandre Sigwalt

Rodrigo Alexandre Sigwalt

Análise teórico-experimental de condensadores
arame sobre tubo sob convecção forçada
para refrigeradores domésticos

Versão final de dissertação, aprovada em banca de defesa para a obtenção de título de mestre em engenharia mecânica na linha de pesquisa em Engenharia e Ciências Térmicas do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: prof. Jader Riso Barbosa Jr
Co-orientador: prof. Claudio Melo

Florianópolis
2010.

Catálogo na fonte pela Biblioteca Universitária da
Universidade Federal de Santa Catarina

S579a Sigwalt, Rodrigo Alexandre

Análise teórico-experimental de condensadores arame sobre tubo sob convecção forçada para refrigeradores domésticos [dissertação] / Rodrigo Alexandre Sigwalt ; orientador, Jader Riso Barbosa ; co-orientador, Claudio Melo. - Florianópolis, SC, 2010.

1 v.: il., grafs., tabs.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

sobre 1. Engenharia mecânica. 2. Capacitadores. 3. Arame tubo. 4. Refrigeradores. 5. Convecção forçada. I. Barbosa Junior, Jader Riso. II. Melo, Claudio. III. Universidade Federal de Santa Catarina - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

CDU 621

Rodrigo Alexandre Sigwalt

Análise teórico-experimental de condensadores arame sobre tubo sob
convecção forçada para refrigeradores domésticos

Versão final de dissertação, aprovada em banca de defesa para a
obtenção de título de mestre em engenharia mecânica na linha de
pesquisa em Ciências Térmicas do Programa de Pós Graduação em
Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis, 04 de março de 2010
sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph. D. - Orientador

Prof. Cláudio Melo, Ph. D. - Co-Orientador

Prof. Eduardo Alberto Fancello, D.Sc. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr. - Presidente

Prof. Júlio César Passos, Dr.

Enga. Luciana Wasnievski da Silva, Ph.D.

“A mente que se abre a uma nova idéia jamais volta ao seu tamanho original.”

Albert Einstein

Aos meus pais, **Paulo e Sandra**,
minha esposa, **Renata**, e meu filho **Henrique**
pela presença em todos os momentos,
pelos incentivos e compreensão.

AGRADECIMENTOS

Ao professor e orientador Jader Riso Barbosa Jr, pelo auxílio nas horas de dúvida e pela participação ativa no desenvolvimento do trabalho. Também ao professor Claudio Melo, que removeu barreiras e incentivou a realização desse projeto.

À equipe de trabalho, Fabio Eduardo Kulichski, William José Longen e Taffarel Schweitzer Souza, pelo companheirismo e comprometimento na construção do calorímetro e realização dos ensaios.

Aos engenheiros Robson Olímpio Piucco, Paulo José Waltrich e Luís Antônio Torquato Vieira e ao técnico Luciano Vambömmel e Christian Johann Losso Hermes, pelo companheirismo, incentivo e conhecimentos prestados ao trabalho.

Ao POLO, pelo ambiente agradável e de crescimento profissional proporcionado. À Whirlpool SA pelo financiamento e pelo tempo cedido para a realização do projeto e à Bundy SA pelos protótipos fornecidos.

Ao POSMEC e todos os professores do programa, pelo imenso conhecimento técnico compartilhado.

Aos membros da banca examinadora, pelo empenho e dedicação na avaliação deste trabalho.

E a todos mais que, de uma forma ou de outra, participaram com o seu incentivo, conhecimento, amizade e profissionalismo.

RESUMO

O desenvolvimento de trocadores de calor compactos para aplicações em refrigeração doméstica tem sido o foco de diversos estudos, isso devido ao seu impacto na redução de custos e de consumo de energia, além de um melhor aproveitamento do espaço ocupado pelos componentes dos sistemas de refrigeração. Este espaço deve ser reduzido ao máximo para permitir um aumento do volume útil de armazenamento do refrigerador sem alterar as dimensões externas do produto. Devido ao seu baixo custo de manufatura, condensadores arame sobre tubo continuam como a opção mais vantajosa para a refrigeração doméstica. Tradicionalmente, tais trocadores de calor são projetados para operar sob convecção natural. No entanto, para altas capacidades de refrigeração, os benefícios da maior compactidade dos condensadores de convecção forçada acabam por superar o ônus do bombeamento do ar externo pelo trocador.

Realizou-se inicialmente neste trabalho uma busca na literatura por configurações compactas de trocadores arame sobre tubo para posterior avaliação de seu desempenho termo-hidráulico. A configuração escolhida para análise (Ohgaki, 2002) foi aquela dotada da maior área de troca térmica por unidade de volume ocupado. Nela foram identificadas as principais características geométricas (número de passes de tubo e espaçamentos radial, entre arames e longitudinal), cujo efeito sobre o desempenho termo-hidráulico foi avaliado por meio da construção e teste de dezesseis protótipos.

Um calorímetro de túnel de vento de circuito aberto foi projetado e construído, e medições de condutância térmica e de queda de pressão no lado do ar foram realizadas para valores típicos de vazão de ar encontrados em condensadores de convecção forçada. Os dados foram correlacionados em função de parâmetros adimensionais, como o fator j de Colburn e o fator de atrito de Fanning. Os coeficientes das correlações foram regredidos a partir das características geométricas com base no método proposto por Montgomery (2001). A regressão mostrou uma boa concordância com os dados experimentais, com erros máximos de 9,4% para a transferência de calor e 14,2% para a queda de pressão. Finalmente, uma análise quantitativa para a seleção da configuração mais viável do ponto de vista da aplicação é discutida.

ABSTRACT

The development of compact heat exchangers for domestic refrigeration applications has been the focus of several studies thanks to its impact in reducing material costs and energy consumption. It also allows for a more effective usage of the space occupied by the cooling system components, which increases the net storage volume of the refrigerator without changing the external dimensions of the product. Due to its low manufacturing cost, wire-on-tube heat exchangers are still the most advantageous condenser type for household refrigeration applications where, traditionally, natural convection is the dominant heat transfer mode. However, for high cooling capacity applications, the potential benefits of more compact forced convection wire-on-tube condensers illustrated above seem to overcome the costs and energy consumption involved in pumping the external air through the condenser.

The starting point of the present work was a literature search for compact wire-on-tube heat exchanger configurations which would be subsequently evaluated on the basis of its thermal-hydraulic performance. The configuration chosen for a more in-depth analysis (Ohgaki, 2002) was the one with the largest heat transfer area per unit volume. The main geometric parameters were identified, namely, the number of tube passes, the radial, longitudinal and wire spacings, and their effect on the thermal-hydraulic performance has been assessed by means of the construction and testing of sixteen prototypes.

An open-loop wind-tunnel calorimeter was designed and built, and measurements of thermal conductance and pressure drop on the air side were carried out for values of air flow rate typical of those found in forced convection condensers. The data were correlated in terms of dimensionless parameters like the Colburn j -factor and the Fanning friction factor. The coefficients of the correlations were regressed based on the geometric parameters using the method proposed by Montgomery (2001). The agreement with the experimental data presented maximum errors of 9.4% for the heat transfer and 14.2% for the pressure drop. Finally, a quantitative analysis to provide the most viable configuration from the point of view of the application is discussed.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Gráfico da distribuição média do consumo residencial no Brasil (Souza, 2006)	24
Figura 1.2 - Esquema de um ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapores.	25
Figura 1.3 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor representado em um diagrama pressão-entalpia.....	26
Figura 1.4 - Condensador do tipo arame sobre tubo.....	27
Figura 2.1 – (a) Serpentina inicial com os arames soldados. (b) Trocador já dobrado e em sua configuração final (Dasher, 1996)	30
Figura 2.2 – Vista lateral esquemática da configuração em “dente de serra” (Petroski e Clausing, 1999)	30
Figura 2.3 – Desenho esquemático do trocador dobrado em “caracol” (Ohgaki, 2002).	31
Figura 2.4 – (a) Formato final do trocador proposto por Jenkins (2003). (b) Vista lateral mostrando o detalhe da dobra secundária (Jenkins, 2003).....	32
Figura 2.5 – Configuração final do trocador proposto por Lee et al. (2006).....	32
Figura 2.6 - Exemplo de direção de fluxo de ar (Lee et al., 2000): (a) arames cruzados e tubos alinhados; (b) tubos cruzados e arames alinhados; (c) arames e tubos cruzados.....	35
Figura 3.1 – Esquema de fabricação do trocador #14, destacando os parâmetros de avaliação.	42
Figura 3.2 - Fotos do calorímetro montado. À esquerda, vista da seção de saída do túnel de vento e à direita, detalhe do ventilador, bocal divergente e sistema de estabilização de temperatura.	42
Figura 3.3 - Diagrama esquemático da montagem do túnel de vento e seus principais componentes.	43
Figura 3.4 - Dimensões do calorímetro de túnel de vento.	43

Figura 3.5 - Detalhe da região de entrada do túnel do calorímetro mostrando a montagem do sistema de estabilização de temperatura do ar.....	44
Figura 3.6 - Esquema de montagem da medição de temperatura na região de entrada da seção de teste.....	45
Figura 3.7 - Fotos de detalhes da montagem da seção de teste com o trocador posicionado em seu inserto com as conexões de água e de pressão.....	45
Figura 3.8 - Esquema de montagem da medição de temperaturas na seção de saída do calorímetro.....	46
Figura 3.9 - Esquema de montagem do circuito de água quente do calorímetro.....	47
Figura 3.10 - Montagem de sondas de imersão (Gonçalves, 2004).....	48
Figura 3.11 – Foto do trocador montado para teste.....	53
Figura 3.12 - Incerteza de medição da transferência de calor...57	
Figura 3.13 - Incerteza de medição da queda de pressão no trocador.....	58
Figura 3.14 - Incerteza de medição expandida para o fator $\dot{j}_{Colburn}$	58
Figura 3.15 - Incerteza de medição expandida para o fator $\dot{j}_{Fanning}$	59
Figura 3.16 - Modelo de evaporador testado para comparação entre os dois calorímetros.....	60
Figura 3.17 - Comparação da condutância térmica do evaporador ‘frost-free’ determinada a partir dos dados do presente calorímetro com aquela obtida no calorímetro de referência.....	61
Figura 3.18 - Comparação da queda de pressão no evaporador ‘frost-free’ medida no presente calorímetro com aquela obtida no calorímetro de referência.....	62
Figura 4.1 - Curvas experimentais da transferência de calor em função da vazão de ar para os trocadores testados (Tabela 3.2).....	69
Figura 4.2 - Resultados de medição de queda de pressão em função da vazão de ar para os trocadores testados.....	70

Figura 4.3 - Curvas de condutância térmica em função da potência de bombeamento para os trocadores testados.....	71
Figura 4.4 - Comportamento do fator $j_{Colburn}$ experimental em função do número de Reynolds.....	74
Figura 4.5 - Comportamento do fator $f_{Fanning}$ experimental em função do número de Reynolds.....	75
Figura 4.6 - Correlação de $j_{Colburn}$ transformado em função do número de Reynolds.	76
Figura 4.7 - Correlação entre $f_{Fanning}$ transformado em função do número de Reynolds máximo.	77
Figura 4.8 – Concordância entre a taxa de transferência de calor experimental e a calculada.	80
Figura 4.9- Concordância entre a queda de pressão experimental e a calculada.....	81
Figura 4.10 - Influência das variáveis geométricas dos trocadores sobre a transferência de calor.	83
Figura 4.11 - Interação entre as variáveis geométricas e seu efeito sobre a transferência de calor.....	84
Figura 4.12 - Interação entre o espaçamento longitudinal e o espaçamento entre arames sobre a transferência de calor.	85
Figura 4.13 - Interação entre o número de passes de tubos e o espaçamento radial sobre a transferência de calor.	86
Figura 4.14 - Interação do espaçamento radial e o raio de dobra dos tubos sobre a transferência de calor.....	87
Figura 4.15 - Interação entre o espaçamento radial e entre arames sobre a transferência de calor.....	88
Figura 4.16 - Influência das variáveis principais na queda de pressão do trocador.	89
Figura 4.17 - Influência das interações entre as variáveis principais na queda de pressão do trocador.....	89
Figura 4.18 - Interação entre o espaçamento radial e o número de passes de tubos sobre a queda de pressão.....	90

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Fatores de compacidade para os conceitos avaliados	39
Tabela 3.2 - Características dos protótipos fabricados para experimentação	41
Tabela 3.3 - Tabela do desvio padrão máximo como critério de regime permanente.	51
Tabela 3.4 - Tabela de incertezas de medição dos equipamentos do calorímetro	56
Tabela 4.1 - Tabela dos coeficientes da queda de pressão do inserto.....	67
Tabela 4.2 - Tabela de índices dos trocadores e características geométricas	68
Tabela 4.3 - Valores máximos e mínimos utilizados para normalização das variáveis a_j , b_j , a_f e b_f	78
Tabela 4.4 - Tabela de resultado dos cálculos de desempenho e volume dos trocadores testados.....	92

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Gerais

Símbolo	Descrição	Unidades
A	Número de passes de tubo normalizado	[adimensional]
A_a	Área superficial do arame	[m ²]
a_f	Coefficiente angular de regressão do fator $f_{Fanning}$	[adimensional]
A_i	Área interna do tubo	[m ²]
a_j	Coefficiente angular de regressão do fator $j_{Colburn}$	[adimensional]
A_{min}	Área mínima de passagem de ar	[m ²]
A_{secao}	Área de passagem de ar antes do trocador	[m ²]
A_t	Área superficial do tubo	[m ²]
A_{total}	Área total de transferência de calor do trocador	[m ²]
B	Espaçamento radial normalizado	[adimensional]
b_f	Constante de regressão para o fator $f_{Fanning}$	[adimensional]
b_j	Constante de regressão para o fator $j_{Colburn}$	[adimensional]
C	Espaçamento entre arames normalizado	[adimensional]

C^*	Razão entre as capacidades máxima e mínima	[adimensional]
C_{max}	Capacitância térmica máxima entre os fluidos de trabalho	[W/°C]
C_{min}	Capacitância térmica mínima entre os fluidos de trabalho	[W/°C]
COP	Coefficiente de performance	[adimensional]
$Cp_{água}$	Calor específico a p constante da água à temperatura média	[J/kg-°C]
Cp_{ar}	Calor específico a p constante do ar à temperatura média	[J/kg-°C]
D	Raio de dobra dos tubos normalizado	[adimensional]
D_a	Diâmetro externo do arame	[m]
$D_{complemento}$	Diâmetro do complemento central do trocador	[m]
D_h	Diâmetro hidráulico do trocador	[m]
$D_{inserto}$	Diâmetro interno do inserto da seção de teste	[m]
D_t	Diâmetro externo do tubo	[m]
$D_{t,i}$	Diâmetro interno do tubo	[m]
e_{radial}	Espaçamento radial do trocador	[m]
$f(x_1, x_2, \dots, x_n)$	Função que define uma variável medida indiretamente	[--]
F_c	Fator de correção para a correlação de Zhukauskas	[adimensional]
$f_{Fanning}$	Fator de atrito de Fanning	[adimensional]

f_i	Fator de atrito calculado pela correlação de Gnielinski	[adimensional]
F_{t-s}	Fator de visibilidade calculado para o tubo	[adimensional]
F_{a-s}	Fator de visibilidade calculado para o arame	[adimensional]
G_c	Velocidade mássica	[kg/m ² -s]
h_a	Coefficiente de convecção externa do arame	[W/m ² -°C]
h_{ar}	Coefficiente de convecção externa do trocador	[W/m ² -°C]
h_i	Coefficiente de convecção interna do tubo	[W/m ² -°C]
h_t	Coefficiente de convecção externa do tubo	[W/m ² -°C]
$h_{Z,a}$	Coefficiente de convecção calculado pela correlação de Zhukauskas para o arame	[W/m ² -°C]
$h_{Z,t}$	Coefficiente de convecção calculado pela correlação de Zhukauskas para o tubo	[W/m ² -°C]
$j_{Colburn}$	Fator j-Colburn para a transferência de calor	[adimensional]
k	Coefficiente de Student	[adimensional]
$k_{aço}$	Condutividade térmica do aço	[W/m-°C]
$k_{água}$	Condutividade térmica da água	[W/m-°C]
K_c	Coefficiente de queda de pressão por redução abrupta do canal de passagem	[adimensional]
K_e	Coefficiente de queda de pressão por	[adimensional]

	aumento abrupto do canal de passagem	
k_p	Constante de regressão da queda de pressão do inserto	[Pa]
L	Comprimento do trocador na direção do fluxo de ar	[m]
l_t	Comprimento do tubo no trocador	[m]
m	Expoente de regressão da queda de pressão do inserto	[adimensional]
\dot{m}_{agua}	Vazão mássica de água	[kg/s]
n	Número de amostras	[adimensional]
NTU	Número de unidades de transferência de calor	[adimensional]
POT	Potência de bombeamento baseada na queda de pressão do trocador	[W]
Pr_{agua}	Número de Prandtl para a água dentro do tubo	[adimensional]
Pr_{ar}	Número de Prandtl para o ar	[adimensional]
q	Calor total transferido pelo trocador	[W]
\dot{Q}	Calor calculado pelas medições da corrente de ar	[W]
\dot{Q}_C	Calor trocado pelo condensador	[W]
q_{conv}	Calor trocado por convecção externa	[W]
\dot{Q}_E	Calor trocado pelo evaporador	[W]
\dot{Q}_{max}	Transferência de calor máxima teórica	[W]

q_{rad}	Calor trocado por radiação	[W]
\dot{Q}_{total}	Calor total medido no trocador	[W]
$Re_{\acute{a}gua}$	Número de Reynolds para a água dentro do tubo	[adimensional]
Re_D	Número de Reynolds do inserto baseado no seu diâmetro interno	[adimensional]
Re_{max}	Número de Reynolds para o ar baseado no espaçamento radial	[adimensional]
R_{surf}	Resistência térmica de convecção	[°C/W]
s	Desvio padrão de uma amostragem	[--]
St_{ar}	Número de Stanton para o ar	[adimensional]
$T_{\acute{a}gua,e}$	Temperatura da água na entrada do trocador	[°C]
$T_{ar,e}$	Temperatura média do ar medida na entrada do trocador	[°C]
$T_{ar,s}$	Temperatura média do ar medida na saída do trocador	[°C]
T_{cond}	Temperatura de condensação	[°C]
T_{amb}	Temperatura ambiente	[°C]
U	Incerteza de medição expandida	[--]
$U(x_i)$	Incerteza de medição expandida da variável x_i	[--]
u_o	Incerteza do instrumento de medição	[--]
UA	Condutância térmica global do trocador	[W/°C]
$UA_{\acute{a}gua}$	Condutância térmica do lado da água	[W/°C]

UA_{ar}	Condutância térmica do lado do ar	[W/°C]
UA_{tubo}	Condutância térmica das paredes do tubo	[W/°C]
\dot{V}_{ar}	Vazão volumétrica de ar	[m ³ /s]
V_{ar}	Velocidade do ar na seção do inserto	[m/s]
$V_{ar,max}$	Velocidade máxima do ar no trocador	[m/s]
$Vol_{trocador}$	Volume ocupado pelo trocador	[m ³]
\dot{W}_C	Potência consumida pelo compressor	[W]
X	Valor da variável a ser normalizada	[--]
\bar{x}	Valor médio de uma amostragem	[--]
x_i	Valor da variável na amostra coletada	[--]
x_{max}	Maior valor da amostragem	[--]
x_{min}	Menor valor da amostragem	[--]
y	Variável medida indiretamente	[--]
Y	Variável normalizada	[adimensional]

Símbolos Gregos

<i>Símbolo</i>	Descrição	Unidades
β	Fator de compacidade do trocador	[m ² /m ³]
$\beta_{0...10}$	Constantes de correlação	[adimensional]
$\beta_{1,max}$	Média dos valores de β_I para $A=^{+}1$	[adimensional]
$\beta_{1,min}$	Média dos valores de β_I para $A=^{-}1$	[adimensional]
ΔP	Queda de pressão medida	[Pa]
$\Delta P_{inserto}$	Queda de pressão do inserto de ajuste da seção de teste	[Pa]
$\Delta P_{trocador}$	Queda de pressão do trocador	[Pa]
ΔT_{max}	Variação máxima de temperatura	[°C]
ε	Efetividade do trocador de calor	[adimensional]
ε_{surf}	Emissividade da superfície	[adimensional]
η_a	Eficiência de aleta do arame	[adimensional]
η_o	Efetividade de troca de calor entre a superfície e o ar	[adimensional]
μ_{ar}	Viscosidade média do ar	[kg/m-s]
ρ_1	Massa específica do ar na entrada do trocador de calor	[kg/m ³]
ρ_2	Massa específica do ar na saída do trocador de calor	[kg/m ³]
ρ_{ar}	Massa específica média do ar	[kg/m ³]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W/m ² -°K ⁴]

σ_f	Razão da área transversal pela área mínima de passagem de ar	[adimensional]
φ	Variável resposta normalizada	[adimensional]

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO **23**

1.1 Motivação.....23

1.2 Objetivos e metodologia.....27

1.3 Estrutura da dissertação.....28

CAPÍTULO 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA **29**

2.1 Conceitos de trocadores de calor do tipo arame sobre tubo sob convecção forçada.....29

2.2 Estudos realizados sobre condensadores arame sobre tubo sob convecção forçada.....32

2.3 Síntese do capítulo36

CAPÍTULO 3. MATERIAIS E MÉTODOS **38**

3.1 Seleção da geometria de condensador arame sobre tubo38

3.2 Calorímetro de túnel de vento42

3.3 Programa de controle e aquisição de dados.....48

3.4 Seção de teste52

3.5 Operação do calorímetro durante um teste.....54

3.6 Incerteza de medição do calorímetro.....55

3.7 Validação dos testes no calorímetro de túnel de vento.....59

CAPÍTULO 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES **63**

4.1 Pós-processamento dos resultados63

4.2 Desenvolvimento das correlações75

4.3 Análise paramétrica.....81

CAPÍTULO 5. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS **93**

5.1 Conclusões..... 93

5.2 Sugestão para trabalhos futuros..... 94

ANEXO 1. AFERIÇÃO DO SISTEMA DE MEDIÇÃO DE VAZÃO DE ÁGUA **98**

ANEXO 2. REDUÇÃO DE ERRO SISTEMÁTICO E TRATAMENTO DOS SINAIS DAS MEDIÇÕES DE TEMPERATURA **100**

ANEXO 3. RESULTADOS EXPERIMENTAIS **104**

ANEXO 4. COEFICIENTES DE REGRESSÃO **106**

CAPÍTULO 1. INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

Ainda na Antiguidade o homem descobriu que, quando mantidos a temperaturas mais baixas, os alimentos poderiam ser estocados para épocas de escassez. Desse modo, várias formas de manutenção de um ambiente refrigerado foram desenvolvidas, desde caixas de gelo (daí o termo *geladeira*), dispositivos baseados na expansão de gases, até os atuais sistemas de refrigeração por ciclos termodinâmicos (Bellis, 2007).

Um sistema de refrigeração é um dispositivo que tem por finalidade remover calor de um reservatório a uma baixa temperatura e rejeitá-lo em um reservatório a uma alta temperatura, fazendo isso por meio de um consumo de trabalho. Atualmente, há várias tecnologias disponíveis para essa tarefa, onde pode ser incluído o ciclo Stirling, o efeito Peltier, o efeito magnetocalórico, a refrigeração por absorção e a refrigeração por compressão mecânica de vapor.

Com o desenvolvimento dos sistemas de refrigeração, e com a mudança dos hábitos de vida da população, que deixou de ser eminentemente rural para concentrar-se nas cidades, o consumo de energia pela refrigeração doméstica passou a ser uma parcela considerável do consumo total em uma região. Hoje, no Brasil, o consumo de energia elétrica nas residências corresponde a 25% da demanda total (Souza, 2006). Como mostrado na Figura 1.1, aproximadamente 22% do consumo de uma residência correspondem ao consumo de um refrigerador, o que por sua vez representa 5,5% do fornecimento de energia do país.

Tal fato, somado ao aumento da população, resulta em uma maior demanda por energia elétrica. Como os meios de geração de energia são limitados, o Governo Federal criou, junto à Eletrobrás, o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL), que visa à racionalização da produção e do consumo de energia elétrica no país (PROCEL, 2005). Nesse programa, foi criado o SELO PROCEL DE ECONOMIA DE ENERGIA, para indicar ao consumidor os produtos de mais alta eficiência na hora da compra.

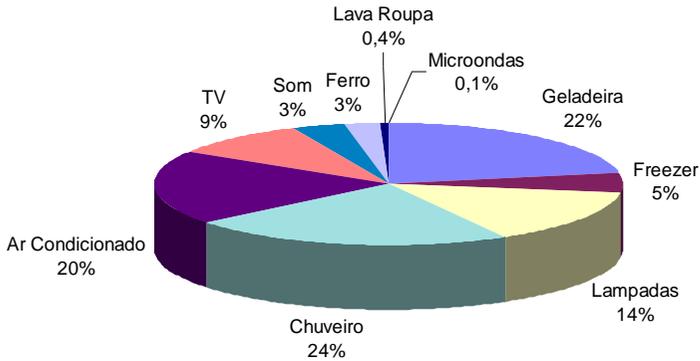
BRASIL

Figura 1.1 - Gráfico da distribuição média do consumo residencial no Brasil (Souza, 2006)

Os critérios para a concessão desse selo são determinados por uma comissão técnica composta de representantes de diversas entidades, a fim de estabelecer os testes a serem realizados para cada categoria de produtos e as faixas de eficiência em que esses serão enquadrados.

Após a crise energética em 2001, a divulgação dos níveis de eficiência dos produtos se tornou ainda mais importante. Além disso, os órgãos federais de fiscalização passaram a impor limites mínimos de eficiência para que seja liberada a comercialização dos produtos avaliados pelo PROCEL. Para isso, são de crucial importância os estudos em melhoria de eficiência de sistemas de refrigeração.

Pela sua maior eficiência e simplicidade construtiva, o ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor é o mais utilizado para refrigeração doméstica. Esse ciclo é constituído por quatro processos, como mostrado na Figura 1.2.

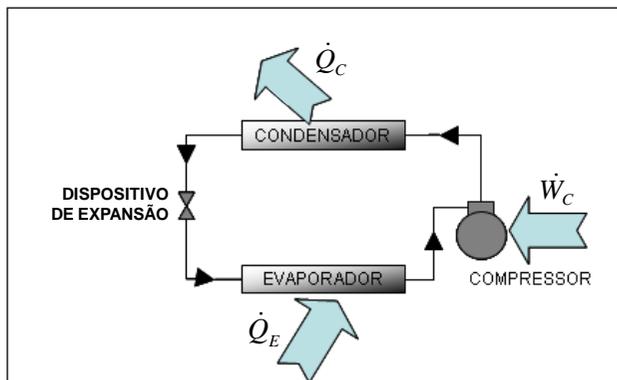


Figura 1.2 - Esquema de um ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapores.

Admitindo o funcionamento do ciclo em um modo idealizado, tem-se que, no primeiro processo, o gás refrigerante é comprimido isentropicamente no compressor, que aumenta a sua pressão e temperatura. Em seguida, o gás superaquecido é levado ao condensador, onde irá se liquefazer a uma pressão constante ao rejeitar calor ao ambiente externo. O líquido, saturado ou ligeiramente subresfriado, segue através do dispositivo de expansão, onde a sua pressão é reduzida à entalpia constante o que, por consequência, reduz também a temperatura do fluido refrigerante. Finalmente, o fluido passa pelo evaporador, onde recebe calor do ambiente resfriado, que está a uma temperatura superior à do refrigerante. Assim, o fluido retorna ao compressor como vapor superaquecido e o ciclo é reiniciado. O ciclo pode ser representado também em um diagrama pressão-entalpia de um fluido refrigerante genérico, como mostrado na Figura 1.3.

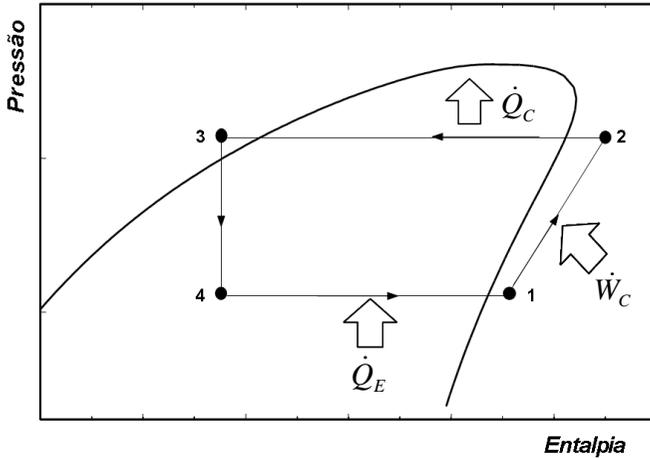


Figura 1.3 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor representado em um diagrama pressão-entalpia.

Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica ao ciclo da Figura 1.3 e considerando a operação em regime permanente, temos o balanço de energia como mostrado na equação (1.1)

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_E + \dot{W}_C \quad (1.1)$$

onde \dot{Q}_C é a taxa com que calor é rejeitado pelo condensador, \dot{Q}_E é a taxa com que calor é absorvido pelo evaporador e \dot{W}_C é a taxa com que energia é consumida na forma de trabalho pelo compressor. Assim, verifica-se que o condensador deve ser projetado para que tenha capacidade de rejeitar o calor admitido no evaporador, somado à potência entregue ao fluido pelo compressor.

Atualmente, os condensadores usados em refrigeradores domésticos são do tipo arame sobre tubo, como ilustrado na Figura 1.4, com troca de calor com o ar ambiente por convecção natural. Apesar de exigir uma área de troca térmica maior, quando comparado a um trocador do mesmo tipo que faz uso da convecção forçada, o primeiro independe de equipamentos auxiliares, como por exemplo, um ventilador. Isso reduz o nível de complexidade do componente, tornando-o atrativo comercialmente.

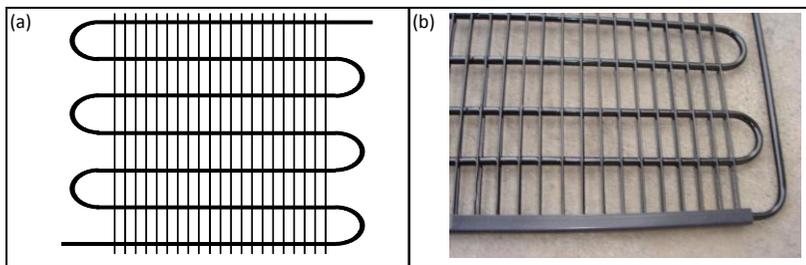


Figura 1.4 - Condensador do tipo arame sobre tubo

Entretanto, o aumento do custo dos materiais, o melhor domínio na área eletrônica e o maior nível de eficiência exigida dos ciclos atuais tornam cada vez mais atrativa a aplicação de componentes compactos. Esses componentes, além de reduzirem o espaço ocupado no aparelho refrigerador, beneficiando o consumidor com mais espaço disponível ao armazenamento de alimentos, também reduzem o espaço necessário à sua logística e facilita o seu manuseio durante a manufatura. Assim, um condensador de fluxo forçado pode apresentar um potencial de redução de custo e melhoria de qualidade, mesmo com aumento de complexidade construtiva.

1.2 Objetivos e metodologia

O objetivo do presente trabalho é a identificação e caracterização de um trocador de calor arame sobre tubo, sob convecção forçada, que possua alta capacidade de troca de calor aliada a um baixo volume ocupado.

Diversas configurações foram avaliadas em termos da sua área total de troca de calor com o ar para a escolha do conceito a ser caracterizado. Dezesesseis protótipos do conceito escolhido foram construídos de forma a permitir uma avaliação quantitativa da influência das suas principais variáveis geométricas de projeto.

Para as experimentações, foi construído um calorímetro, baseado no utilizado por Waltrich (2008), porém com a seção de teste com maiores dimensões de forma a ampliar a gama de geometrias que podem ser investigadas. A capacidade de circulação de ar e de troca de calor da bancada também foi aumentada e diversas melhorias construtivas foram realizadas. Dessa forma, o novo calorímetro permite testar uma grande quantidade de configurações de trocadores de calor

para refrigeração doméstica e comercial leve com maior confiabilidade e em menos tempo, possibilitando uma maior agilidade e flexibilidade para construção de bancos de dados de trocadores de calor.

Uma análise dos principais fatores geométricos, como o número de passes do tubo, espaçamentos radial e longitudinal da serpentina e espaçamento entre arames e sua influência sobre o desempenho do trocador, assim como correlações semi-empíricas para a previsão do seu desempenho termo-hidráulico são apresentadas.

1.3 Estrutura da dissertação

Essa dissertação foi estruturada para demonstrar a linha de raciocínio desenvolvida durante o trabalho:

- O Capítulo 1 mostra uma breve introdução ao assunto a ser abordado, evidenciando a motivação do trabalho, objetivos e estrutura adotada;
- O Capítulo 2 trata a revisão dos trabalhos anteriores utilizados como base para a presente dissertação;
- O Capítulo 3 demonstra os métodos e equipamentos utilizados;
- O Capítulo 4 apresenta uma análise detalhada dos resultados obtidos;
- No Capítulo 5 estão reunidas as conclusões do estudo e sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

De forma a racionalizar as informações consultadas, a revisão bibliográfica será desenvolvida por tópicos, sendo cada qual uma área específica desenvolvida nesse trabalho. Os tópicos desenvolvidos são os seguintes:

- Conceitos de trocadores de calor do tipo arame sobre tubo sob convecção forçada (com foco principalmente em patentes);
- Estudos da transferência de calor em condensadores sob convecção forçada e técnicas experimentais.

2.1 Conceitos de trocadores de calor do tipo arame sobre tubo sob convecção forçada

Uma busca por conceitos de condensadores arame sobre tubo utilizados sob o regime de convecção forçada foi feita para adicionar o máximo possível de configurações disponíveis à avaliação. Essa busca envolveu, num primeiro momento, a análise de patentes e, posteriormente, artigos científicos nos quais diferentes configurações são apresentadas.

A manufatura dos conceitos encontrados possui a fase inicial de sua produção semelhante, alterando somente a forma em que essa configuração inicial é compactada. Essa configuração inicial é formada por uma serpentina, composta por um tubo com diversas curvas de 180 graus, todas no mesmo plano, e arames, que são soldados nos dois lados dessa serpentina (como mostrado na Figura 2.1 (a)). Quando necessário, são feitos intervalos na soldagem dos arames para permitir dobras posteriores sem danificar a serpentina.

Dasher (1996) patenteou uma forma simples de compactação, sendo o trocador formado pela geometria inicial descrita, com um intervalo nos arames no centro dessa serpentina de forma a permitir uma dobra de 180° após a soldagem. Assim, a dimensão no plano dos tubos do trocador, W , é reduzida, ficando a configuração final semelhante à mostrada na Figura 2.1 (b). Essa forma construtiva foi amplamente utilizada nos EUA como forma de aplicação de convecção forçada a trocadores arame sobre tubo, mas por ser menos eficaz do ponto de vista térmico, a sua utilização tem sido substituída por outras formas com desempenho superior.

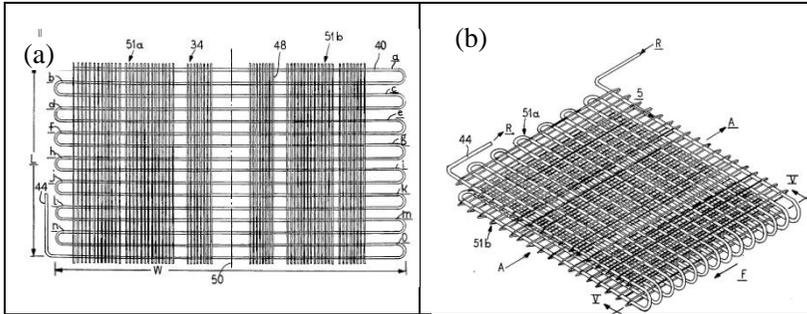


Figura 2.1 – (a) Serpentina inicial com os arames soldados. (b) Trocador já dobrado e em sua configuração final (Dasher, 1996)

Petroski e Clausing (1999) estudaram uma configuração particular onde o trocador, após a soldagem dos arames, é dobrado em ângulos menores que 180° , de forma a produzirem uma serpentina em “dente de serra” (Figura 2.2). Essa disposição, segundo os autores, possui um melhor desempenho térmico, pois os tubos e arames ficam desalinhados, intensificando a troca de calor uma vez que evita o posicionamento de tubos e arames na esteira dos anteriores.

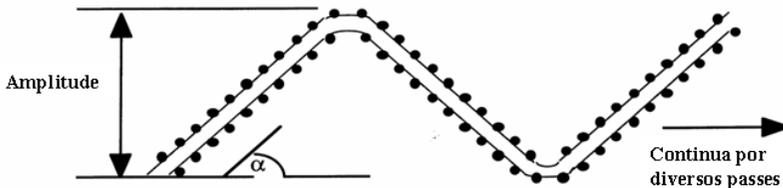


Figura 2.2 – Vista lateral esquemática da configuração em “dente de serra” (Petroski e Clausing, 1999)

Ohgaki (2002) patenteou um trocador em que a serpentina inicial é dobrada em forma de caracol para a sua compactação (Figura 2.3). Esse trocador possui a vantagem de não exigir intervalos na soldagem dos arames para o processo de compactação, aumentando, consequentemente, a área de troca térmica com o ar.

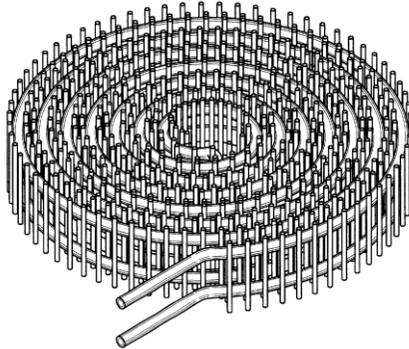


Figura 2.3 – Desenho esquemático do trocador dobrado em “caracol” (Ohgaki, 2002).

Jenkins (2003) patenteou um conceito semelhante aos apresentados inicialmente, porém a dobra que é feita após a soldagem dos arames possui mais de 180° (Figura 2.4 (b)) de forma a encostar a ponta do trocador na parte não dobrada. Fazendo a mesma dobra novamente, resulta em um trocador de 3 filas (como mostrado na Figura 2.4 (a)) que ocupa pouco mais do que a largura (dimensão no plano normal aos tubos) do trocador proposto por Dasher (1996). Dessa forma, a relação entre a área de troca e o volume ocupado é acentuada, possibilitando uma maior transferência de calor sem a necessidade de espaço extra.

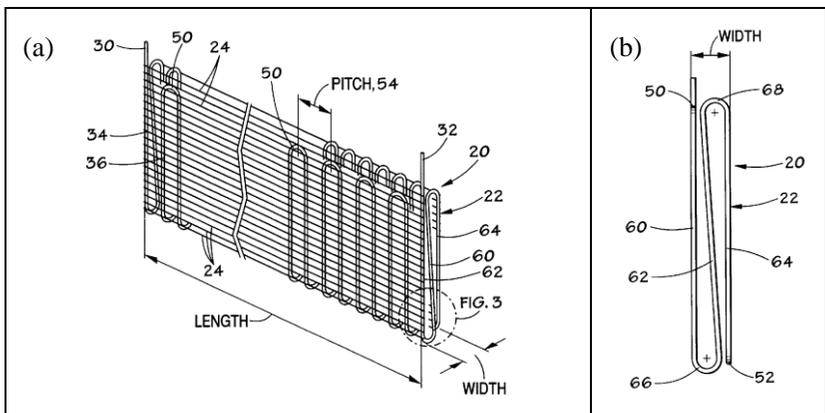


Figura 2.4 – (a) Formato final do trocador proposto por Jenkins (2003). (b) Vista lateral mostrando o detalhe da dobra secundária (Jenkins, 2003).

Lee et al. (2006) patentearam um conceito próximo ao apresentado por Dasher (1996), mas ao invés de somente uma única dobra secundária, são realizadas diversas dobras de forma a compactar o trocador ao máximo possível. Essa configuração, mostrada na Figura 2.5, é a mais utilizada atualmente em refrigeradores onde alta eficiência energética e um espaço restrito aos componentes do sistema de refrigeração são requisitos de projeto.

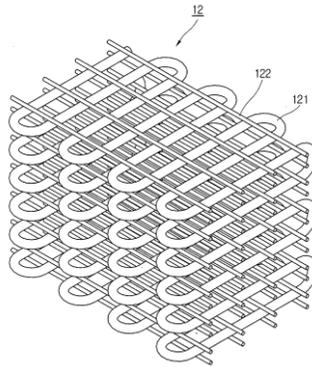


Figura 2.5 – Configuração final do trocador proposto por Lee et al. (2006)

2.2 Estudos realizados sobre condensadores arame sobre tubo sob convecção forçada

Conforme apontado, anteriormente, a maioria das aplicações de condensadores arame sobre tubo em refrigeração está concentrada em situações envolvendo a convecção natural. Revisões da literatura acerca destes trabalhos foram apresentadas por Arsego (2003) e, mais recentemente, por Hermes (2006) e Hermes e Melo (2007), o que torna redundante uma avaliação desta categoria de trocadores de calor neste documento.

Das configurações de condensadores de convecção forçada apresentadas na seção anterior, algumas já tiveram seu desempenho termo-hidráulico avaliado de uma forma sistemática, seja

experimentalmente (por meio de bancadas para avaliação experimental de protótipos), ou também de forma teórica (por meio do desenvolvimento de modelos matemáticos).

Petroski e Clausing (1999) estudaram a configuração em “dente de serra” e, além da convecção forçada, incluíram os efeitos da radiação na troca de calor. Para a regressão dos coeficientes de convecção, foram separadas as contribuições do tubo e dos arames. Assim, a resistência térmica de convecção no trocador deve ser calculada da seguinte maneira:

$$\frac{1}{R_{surf}} = A_t \cdot h_t + \eta_a \cdot A_a \cdot h_a \quad (2.1)$$

onde R_{surf} é a resistência térmica da superfície do trocador, A a área de troca de calor, h o coeficiente de troca térmica por convecção, η_a a eficiência de aleta e os índices “ t ” e “ a ” indicam as variáveis relacionadas ao tubo e o arame respectivamente. Como a complexidade de se avaliar ambas as contribuições simultaneamente foi considerada elevada, uma correlação entre elas foi proposta:

$$\frac{h_t}{h_a} = \left(\frac{D_t}{D_a} \right)^{-0,5} \quad (2.2)$$

onde D_t é o diâmetro do tubo e D_a o diâmetro do arame. Além da complexidade de regressão, outros fatores influenciaram a adoção da correlação entre os coeficientes, tais como o fato de a área de troca térmica dos arames representar cerca de 72% da área total de troca e o seu coeficiente de convecção ser teoricamente superior ao do tubo. Dessa forma, é necessário regredir os dados experimentais somente para um coeficiente de convecção, que no estudo de Petroski e Clausing (1999) foi escolhido o do arame.

Antes de estimar o coeficiente de convecção do arame a partir do calor medido, é necessário descontar a parcela da transferência de calor relativa à radiação, a qual é estimada a partir de:

$$q = q_{conv} + q_{rad} \quad (2.3)$$

$$q_{rad} = \sigma \cdot \varepsilon_{surf} \cdot (A_t \cdot F_{t-s} + \eta_a \cdot A_a \cdot F_{a-s}) \cdot (T_{cond}^4 - T_{amb}^4) \quad (2.4)$$

onde F são os fatores de forma, calculados para a geometria em questão. A emissividade (ε) do trocador foi considerada constante e igual a 0,8.

Diversos parâmetros foram testados nos experimentos, variando a orientação do fluxo de ar em relação aos tubos e arames (cruzados ou alinhados), espaçamento entre arames, amplitude dos “dentes da serra” e também alterações no espaçamento entre o trocador e as paredes da seção de teste do túnel de vento. No total, 8 trocadores foram prototipados e testados para velocidades do ar variando de 0,2 m/s a 2 m/s.

Os testes foram realizados em um túnel de vento aberto em que o ventilador foi colocado ao final do túnel. Assim, o fluxo de ar entra no calorímetro através de uma seção de retificação em forma de colméia, passa por telas para a quebra de vórtices remanescentes, em seguida pela seção de teste e por fim é bombeado pelo ventilador novamente para o laboratório. Nessa configuração, os vórtices gerados pelo ventilador são quebrados no laboratório por placas estrategicamente posicionadas e não influenciam o escoamento na seção de teste.

A seção de teste foi ajustada por placas de madeira de forma a reduzir a sua altura. A largura também foi ajustada usando placas de madeira e espuma. A redução da seção máxima do túnel para a seção ajustada de testes foi feita por placas flexíveis de policarbonato.

O sistema de circulação interna do trocador foi constituído por um ciclo aberto de água, onde a medição do fluxo de massa foi feita por um reservatório e um cronômetro, o que possibilita uma boa precisão dos dados adquiridos, porém inviabiliza a automatização do processo de teste. Para medição das temperaturas de entrada e saída da água, foi usada uma montagem especial com dois termopares, a qual, segundo os autores, minimiza interferências na medição.

Os resultados foram avaliados em termos da troca térmica e da queda de pressão de cada protótipo. Esta última foi transformada em potência requerida de ventilação para uma análise de impacto do trocador no sistema de ventilação. As análises de desempenho térmico com o método proposto mostraram correlação com os dados experimentais de 8,7%. Para a queda de pressão, o método representou os mesmos dados com erro máximo de 11,7%.

Lee et al. (2000) publicaram o estudo feito sobre o conceito de Lee et al. (2006), avaliando seu desempenho em termos de troca de calor. O estudo foi conduzido de maneira a abranger todas as orientações do fluxo de ar possíveis através do feixe de tubos, como mostra a Figura 2.6.

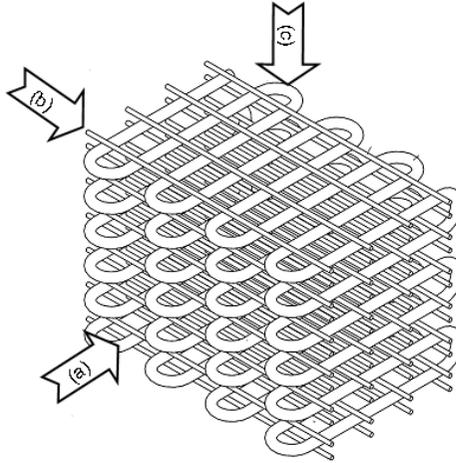


Figura 2.6 - Exemplo de direção de fluxo de ar (Lee et al., 2000):
 (a) arames cruzados e tubos alinhados; (b) tubos cruzados e arames alinhados; (c) arames e tubos cruzados.

Primeiramente, ensaios em um calorímetro de túnel de vento aberto foram feitos para um trocador de um único passe de tubos na direção do escoamento. Com isso, foram definidos fatores de correção para a correlação de Zhukauskas (1985) — originalmente proposta para o coeficiente de transferência de calor em tubos circulares em fluxo cruzado — para que esta possa ser aplicada na geometria da Figura 2.6, de acordo com a Equação (2.5):

$$F_C = \frac{UA_{ar}}{h_{z,t} \cdot A_t + \eta_a \cdot h_{z,a} \cdot A_a} \quad (2.5)$$

onde F_C é o fator de correção, UA_{ar} é a condutância térmica do lado do ar para o caso de tubos e arames cruzados ao fluxo de ar (medida experimentalmente), $h_{z,t}$ e $h_{z,a}$ são os coeficientes de convecção

estimados pela correlação de Zhukauskas (1985), A_t e A_a as áreas de troca de calor e η_a é a eficiência de aleta do arame. Os índices “ t ” e “ a ” referem-se a tubo e arame, respectivamente.

Em seguida, foi adotado um método numérico para estimar a condutância térmica global do trocador de calor, utilizando para a troca de calor do lado do refrigerante a correlação de Shah (1981) e para o lado do ar a correlação de Zhukauskas (1985) com o fator de correção definido experimentalmente. Os resultados da aplicação do método foram comparados com os obtidos experimentalmente em um calorímetro, proporcionando uma correlação entre os dados experimentais e simulados de $\pm 10\%$.

Para as medições experimentais, Lee et al. (2006) utilizaram um túnel de vento aberto para circulação de ar externa ao trocador e uma resistência elétrica no interior do trocador avaliado. Assim, a medição da taxa de transferência de calor trocado se dá de forma direta pela medição da potência dissipada pela resistência e as temperaturas de superfície do tubo são medidas por 10 termopares adequadamente posicionados. A vantagem nessa montagem está na medição direta da taxa de calor trocado e na simplicidade do sistema secundário (resistência elétrica). Porém, as análises feitas sobre os resultados são apresentadas na forma de fluxo de calor prescrito, o que, apesar da relativa precisão dos resultados, não reflete exatamente a condição de funcionamento em um sistema de refrigeração convencional. Além disso, a montagem da resistência no interior de trocadores nem sempre é possível, inviabilizando a medição de configurações mais complexas.

2.3 Síntese do capítulo

Cinco conceitos de compactação de trocadores arame sobre tubo foram apresentados. Todas as configurações partem de uma serpentina inicial, a qual é compactada de diferentes formas. Algumas dessas geometrias já foram caracterizadas experimentalmente e seus resultados publicados. Petroski e Clausing (1999) e Lee et al. (2000) descreveram o desempenho termo-hidráulico dos conceitos em dente de serra e de Lee et al. (2006), respectivamente.

Petroski e Clausing (1999) estudaram o conceito em dente de serra, caracterizando o seu desempenho em transferência de calor e queda de pressão. O efeito de radiação foi contabilizado para a determinação do calor trocado por convecção forçada.

Lee et al. (2000) descreveram o desempenho do trocador proposto por Lee et al. (2006), tendo feito seus testes com uma resistência elétrica colocada no interior do tubo da serpentina. Dessa forma, o calor trocado é medido diretamente como a potência dissipada pela resistência elétrica e a temperatura da superfície do tubo é medida por termopares. Isso faz com que a correlação obtida esteja em função de um fluxo de calor constante e não temperatura superficial constante, o que não reflete o fenômeno físico da troca de calor com um fluido em condensação no interior do tubo. Porém os dados correlacionados mostraram boa aproximação com dados experimentais de um segundo teste, em um calorímetro com sistema de refrigeração.

De uma forma geral, a pesquisa sobre trocadores de calor arame sobre tubo sob convecção forçada ainda é incipiente. Há uma escassez de dados experimentais e de correlações que permitam uma comparação quantitativa do desempenho de diversos tipos de condensadores para uma determinada aplicação. É com o objetivo de preencher esta lacuna na literatura que o presente trabalho é proposto.

CAPÍTULO 3. MATERIAIS E MÉTODOS

O presente capítulo introduz os critérios que nortearam a seleção da configuração de condensador escolhida para o presente trabalho, bem como os parâmetros geométricos cujas influências sobre o desempenho termo-hidráulico serão avaliadas experimentalmente. Além disso, a plataforma experimental construída para a realização dos testes é apresentada em detalhes.

3.1 Seleção da geometria de condensador arame sobre tubo

Esta seção apresenta uma comparação entre as diversas geometrias de condensador visando à escolha daquela que melhor atenda aos requisitos de elevada condutância térmica e pequeno volume ocupado.

Como nem todas as configurações apresentadas no Capítulo 2 foram investigadas a fundo com relação ao seu desempenho termo-hidráulico, o parâmetro de comparação utilizado para selecionar o tipo de trocador a ser avaliado neste trabalho é a concentração de área de troca térmica com o ar por unidade de volume ocupado pelo trocador. No caso de condensadores arame sobre tubo, a resistência de troca térmica entre o ar e a superfície exposta é, em geral, muito maior do que aquela referente ao interior do tubo. Isso porque boa parte do trocador, quando em aplicação com refrigerante, possui cerca de 70% de seu comprimento com troca de calor bifásica. Assim, foi considerada a área externa de troca de calor para efeitos de compacidade.

O parâmetro de comparação entre os conceitos encontrados é dado pela equação (3.1):

$$\beta = \frac{A_{total}}{Vol_{trocador}} \quad (3.1)$$

onde β é o fator de compacidade do trocador de calor, A_{total} é a área total de troca de calor com o ar (tubos e arames), e $Vol_{trocador}$ é o volume ocupado pelo trocador.

Para efetuar uma análise comparativa preliminar entre as diversas geometrias, as seguintes restrições são consideradas:

- O comprimento total do tubo é de 5 m;
- O diâmetro externo do tubo é de 4,76 mm;
- O diâmetro dos arames é de 1,4 mm;
- O raio mínimo de dobra do tubo é de 12,5 mm (tanto para formação da serpentina quanto para as demais dobras de compactação);
- O espaçamento entre os arames é de 5 mm;
- O espaçamento entre o final da curva do trocador e o primeiro arame é de 20 mm.

Tais restrições foram ratificadas junto ao fabricante dos protótipos (Bundy SA) na etapa de avaliação preliminar, a fim de que a análise comparativa seja a mais realista possível. Como será visto adiante, as dimensões reais dos arames e tubos com que os protótipos foram fabricados (diâmetro, espessura, comprimento), diferem apenas ligeiramente dos valores utilizados acima.

Segundo o fabricante, não deve haver arames próximos às regiões onde uma dobra inferior a 30 mm de raio deva ser feita após o processo de soldagem. Isso porque essa dobra pode danificar o trocador, rompendo os pontos de solda ou amassando o tubo. Para redução do volume ocupado pelos conceitos em estudo, o espaçamento longitudinal entre tubos considerado é 25 mm. Assim, a restrição apontada acima deve ser considerada para a estimativa de área externa de troca de calor.

Com base nas restrições impostas, a Tabela 3.1 mostra os valores do fator de compactidade para os tipos de condensador avaliados. Como pode ser observado, o conceito proposto por Ohgaki (2002) é o que possui mais área de troca térmica com o ar por unidade de volume em relação aos demais conceitos. Como não foi encontrado nenhum estudo específico sobre seu desempenho térmico, a geometria proposta por Ohgaki (2002) será aquela a ser prototipada e caracterizada experimentalmente em seu desempenho termo-hidráulico no presente trabalho.

Tabela 3.1 - Fatores de compactidade para os conceitos avaliados

Conceito	β [m²/m³]
Dasher (1996)	144
Petroski e Clausing (1999)	52,75
Ohgaki (2002)	150,1
Jenkins (2003)	124,8
Lee et al. (2006)	93,6

Com a geometria definida, os parâmetros mais relevantes foram identificados levando em conta a possibilidade de fabricação dos trocadores. Um planejamento de amostras para teste foi executado (ver Tabela 3.2) de forma a avaliar pelo menos dois níveis de cada variável e suas combinações de forma a considerar também interações entre os mesmos na correlação final. Os parâmetros escolhidos foram:

- Número de passes: é o número de passes de tubo, contados na direção do fluxo de ar. Por exemplo, 2 passes representa um trocador em que o ar passa por apenas 2 tubos alinhados, e 4 passes representa um trocador em que o ar passa por 4 tubos alinhados.
- Espaçamento radial: É a taxa de crescimento da espira transformada em uma dimensão linear. Significa a distância entre uma espira mais central de uma imediatamente mais externa.
- Espaçamento entre arames: É o espaço entre os centros de dois arames justapostos.
- Espaçamento longitudinal: É a distância entre os passes de tubos na direção do fluxo de ar, definido pelo raio de dobra da serpentina inicial.

Tabela 3.2 - Características dos protótipos fabricados para experimentação

Característica Protótipo	Número de Passes	Espaçamento Radial	Espaçamento entre Arames	Espaçamento longitudinal	β
#1	2	11mm	5mm	12,5mm	147,2 m ² /m ³
#2	2	11mm	5mm	25mm	127,3 m ² /m ³
#3	2	11mm	10mm	12,5mm	93,81 m ² /m ³
#4	2	11mm	10mm	25mm	73,93 m ² /m ³
#5	2	15mm	5mm	12,5mm	114,8 m ² /m ³
#6	2	15mm	5mm	25mm	99,33 m ² /m ³
#7	2	15mm	10mm	12,5mm	73,19 m ² /m ³
#8	2	15mm	10mm	25mm	57,69 m ² /m ³
#9	4	11mm	5mm	12,5mm	128,1 m ² /m ³
#10	4	11mm	5mm	25mm	110,1 m ² /m ³
#11	4	11mm	10mm	12,5mm	82,44 m ² /m ³
#12	4	11mm	10mm	25mm	64,59 m ² /m ³
#13	4	15mm	5mm	12,5mm	104,3 m ² /m ³
#14	4	15mm	5mm	25mm	89,7 m ² /m ³
#15	4	15mm	10mm	12,5mm	67,11 m ² /m ³
#16	4	15mm	10mm	25mm	52,62 m ² /m ³

De forma ilustrativa, o processo de fabricação do trocador #14 é mostrado na Figura 3.1. Nessa figura é possível observar que os parâmetros número de passes de tubos, espaçamento entre arames e espaçamento longitudinal são definidos na primeira etapa de fabricação, ou seja, na serpentina inicial. O espaçamento radial é então definido durante o processo de compactação em espiral.

Devido a uma restrição para a fabricação dos protótipos, o comprimento máximo de tubo que pode ser prototipado para um trocador de 2 passes de tubo é 4 m. Logo, esse comprimento total foi adotado para a construção de todos os trocadores, fazendo com que a área de face, assim como o volume ocupado pelo trocador sejam variáveis dependentes dos valores dos parâmetros especificados na Tabela 3.2. Além disso, o raio mínimo de curvatura no centro da espira foi fixado em 35,5 mm, o diâmetro externo do tubo em 4,74 mm, a sua espessura em 0,7 mm e o diâmetro do arame em 1,4 mm.

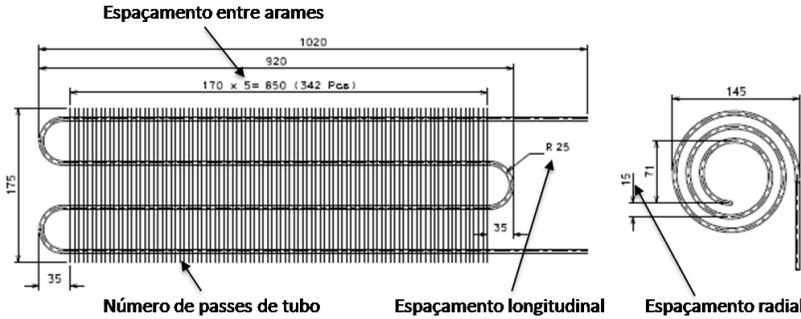


Figura 3.1 – Esquema de fabricação do trocador #14, destacando os parâmetros de avaliação.

3.2 Calorímetro de túnel de vento

Para a realização dos testes experimentais nos trocadores de calor fabricados, um calorímetro de túnel de vento de circuito aberto foi projetado e construído. Esse calorímetro, mostrado na Figura 3.2, é composto por dois sistemas, o túnel de vento propriamente dito, que estabelece as condições experimentais pelo lado externo do trocador, e um circuito fechado de água quente, que estabelece aquelas referentes ao lado interno.



Figura 3.2 - Fotos do calorímetro montado. À esquerda, vista da seção de saída do túnel de vento e à direita, detalhe do ventilador, bocal divergente e sistema de estabilização de temperatura.

O túnel de vento foi projetado de forma a reduzir ao máximo a perda de calor para o ambiente, utilizando uma parede contendo uma camada de isolante térmico de 100 mm de espessura (lã de rocha). Os

principais componentes do túnel de vento são apresentados no diagrama da Figura 3.3 e suas dimensões são mostradas na Figura 3.4, as quais foram determinadas com base nas normas ASHRAE (1987, 1988, 1999).

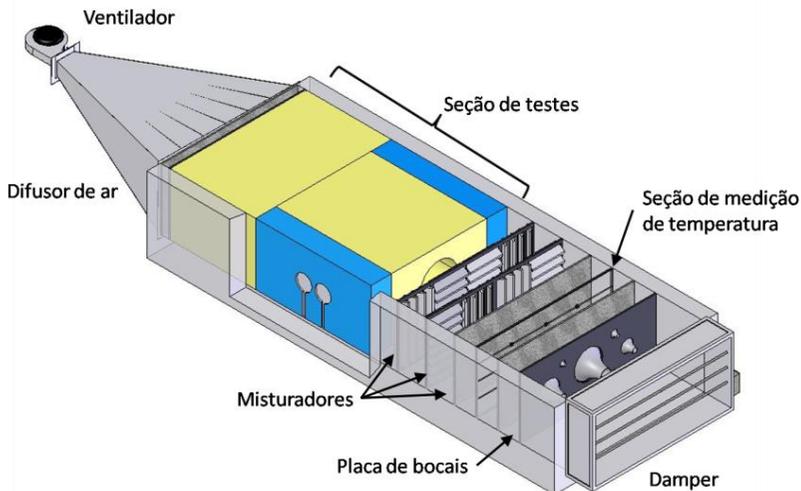


Figura 3.3 - Diagrama esquemático da montagem do túnel de vento e seus principais componentes.

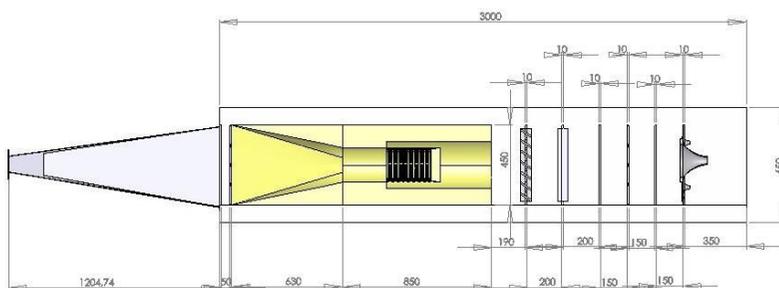


Figura 3.4 - Dimensões do calorímetro de túnel de vento.

Os componentes da bancada experimental e suas funções são descritos a seguir:

- A montante do ventilador, um reservatório com água (não mostrado nas Figura 3.3 e Figura 3.4 e mostrado em detalhe na Figura 3.5) e uma resistência elétrica de 750 W (Rowanet 15330)

controlada por um PID (Eurotherm 2216E/CC/VH/H7/L1/RF/2YM/ENG) fazem o ajuste da temperatura do ar na entrada do túnel;

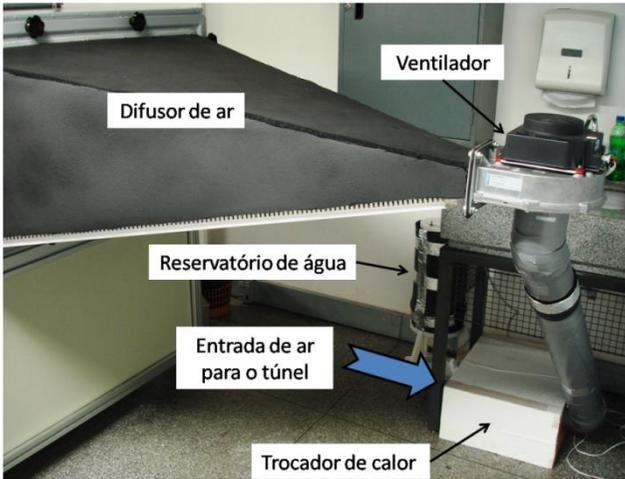


Figura 3.5 - Detalhe da região de entrada do túnel do calorímetro mostrando a montagem do sistema de estabilização de temperatura do ar.

- Um ventilador (EBMPAPST 2216E/CC/VH/H7/L1/RF/2YM/ENG) controlado por placa PWM estabelece a vazão de ar enviada à seção de teste;
- A jusante do ventilador, um difusor de ar equipado com uma tela porosa em sua seção de saída distribui o ar uniformemente em toda a seção de teste. Presos à tela são posicionados 6 termopares do tipo T, uniformemente distribuídos para garantir a identificação de estratificações de temperatura. Para os experimentos com trocadores em espiral, nos quais a seção de passagem do ar é circular, os termopares foram dispostos conforme o esquema da Figura 3.6;

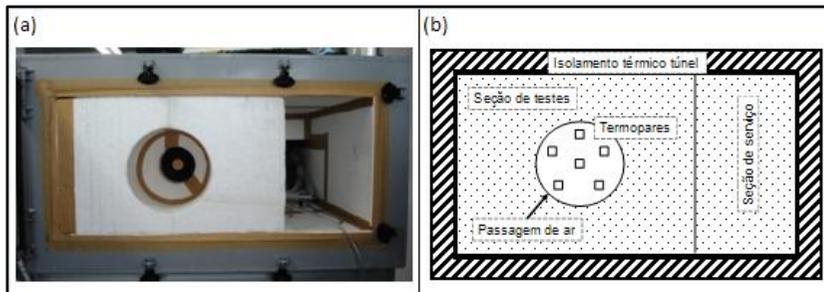


Figura 3.6 - Esquema de montagem da medição de temperatura na região de entrada da seção de teste.

- A seção de teste, que possui dimensões 440 x 990 x 1100 mm (A x L x P), é um espaço onde são alocados um ou mais blocos de espuma isolante de modo a acomodar protótipos de diferentes características geométricas. Os blocos são construídos sob medida para cada trocador de calor, e são encaixados e vedados em seus contatos com silicone e fita adesiva para evitar vazamentos, como mostrado na Figura 3.6.

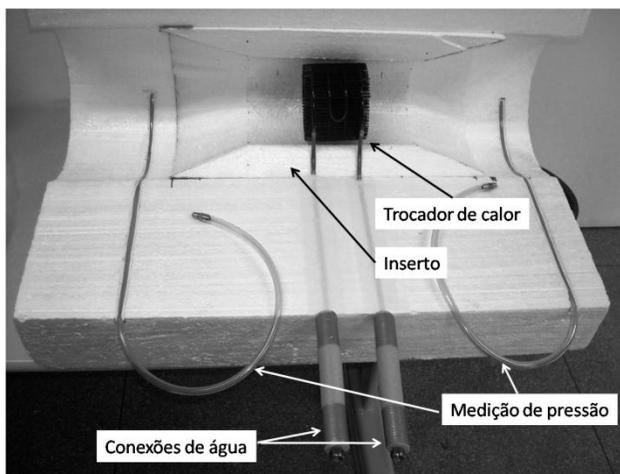


Figura 3.7 - Fotos de detalhes da montagem da seção de teste com o trocador posicionado em seu inserto com as conexões de água e de pressão.

- Como mostrado na Figura 3.7, as tomadas de pressão para medição da queda de pressão do trocador são posicionadas na seção de teste, fora do inserto de ajuste dos trocadores. Isso foi feito para reduzir erros de montagem – uma vez que é necessário somente uma montagem para todos os testes – e a queda de pressão dos insertos é reduzida da medição para estimar a perda de pressão do trocador. O equipamento utilizado para a medição foi um transdutor ASHCROFT ATE100 com módulo de medição AQS-1, com faixa de operação de 0 a 0,5 inH₂O. As mangueiras possuem 5 furos uniformemente distribuídos ao longo da seção de teste e perpendiculares ao fluxo de ar para a captação do nível de pressão.
- Após a seção de teste, há duas telas misturadoras de ar para garantir a homogeneidade dos campos de velocidades e de temperatura, evitando estratificações horizontais e verticais;
- Na sequência, foram posicionados 6 termopares do tipo T encapsulados com massas de latão, a fim de conferir inércia térmica aos sensores de medição da temperatura de saída do ar, conforme Figura 3.8;

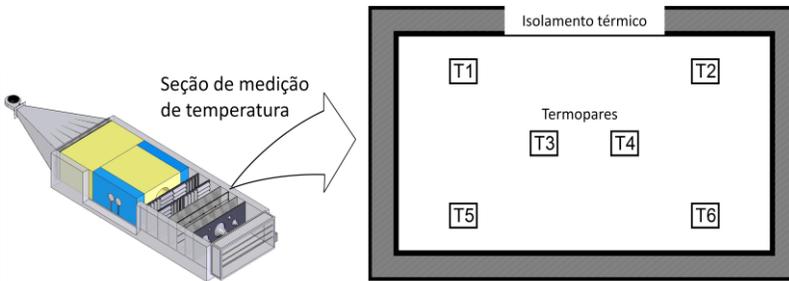


Figura 3.8 - Esquema de montagem da medição de temperaturas na seção de saída do calorímetro.

- Uma placa de bocais calibrados onde se mede a diferença de pressão é utilizada para calcular a vazão de ar pela seção de teste segundo a norma ASHRAE 51 (1999). A diferença de pressão é medida por um transdutor ASHCROFT ATE100 com módulo de medição AQS-1 com faixa de operação de 0 a 3 inH₂O;

- Na saída do túnel de vento, um arranjo de placas forma um damper para um controle refinado da vazão de ar.

O circuito fechado de água quente, ilustrado na Figura 3.9, é formado pelos seguintes componentes:

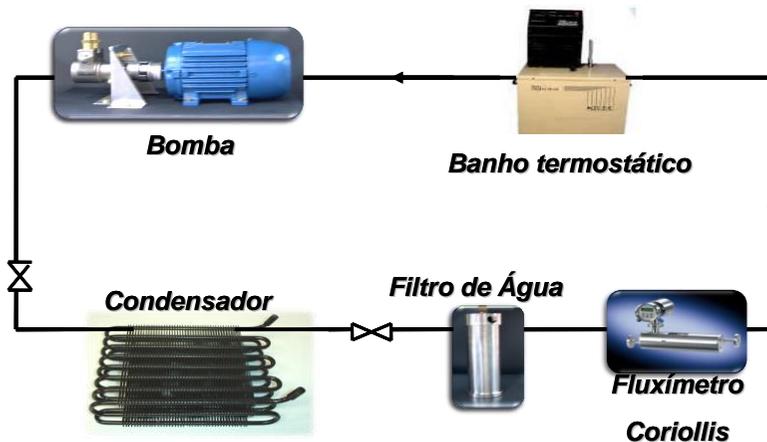


Figura 3.9 - Esquema de montagem do circuito de água quente do calorímetro.

- Um banho termostático (MICROQUÍMICA MQBMP-01) que controla a potência elétrica dissipada em um aquecedor elétrico de 1500 W para manutenção da temperatura da água, que deve entrar no condensador a uma temperatura constante. A bomba interna do banho foi desconectada da saída para que esta atue somente como um misturador;
- Uma bomba de palhetas (STANDEX 113E140F31BA) movida por um motor trifásico (WEG B56C – 08/01) conectado a um inversor de frequência (WEG CFW 08) para movimentação da água pelo circuito e através do trocador com uma vazão especificada;
- Duas sondas de imersão (OMEGA), instaladas conforme a Figura 3.10, para medição da temperatura da água na entrada e na saída do trocador. As mangueiras e dutos de água foram isolados para garantir a menor interferência possível na medição das temperaturas;

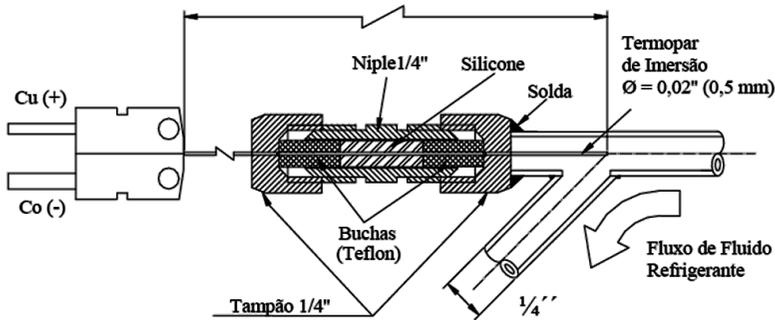


Figura 3.10 - Montagem de sondas de imersão (Gonçalves, 2004)

- Um transdutor de fluxo de massa (“fluxímetro”) do tipo Coriolis (SIEMENS Sitrans F C MassFlo Mass 2100) para a medição da vazão em massa de água na bancada.
- Um filtro de água (CUNO 1BR1), instalado a jusante do trocador de calor

Para o controle e aquisição de dados do calorímetro, foi instalado em um computador um sistema de aquisição NATIONAL INSTRUMENTS composto por uma placa de aquisição NI-PCI-6250, um chassi tipo NI SCXI-1001 onde são conectados dois módulos NI SCXI-1112 para leitura de temperatura com compensação independente, um módulo NI SCXI-1102 para leitura de tensão no fluxímetro, um módulo NI SCXI-1161 de relés e um módulo NI SCXI-1325 como fonte de tensão contínua usado para controlar alguns equipamentos do calorímetro. O programa de controle foi desenvolvido em LabView 7.1.

3.3 Programa de controle e aquisição de dados

O programa de controle e aquisição de dados foi desenvolvido em LabView 7.1 e separado em duas versões:

- Um programa manual, onde o operador define as condições de funcionamento de cada equipamento, faz o acompanhamento do teste e define quando o mesmo entra em regime permanente.
- Um programa automático, onde o operador define as vazões que serão testadas e dá início ao programa. Então, o programa ajusta automaticamente todos os equipamentos e identifica quando o regime permanente é atingido, passando automaticamente para o

próximo ponto de teste. Quando necessário, o programa avisa o operador da necessidade de se trocar um bocal de medição da vazão de ar.

O programa manual foi idealizado para fazer a calibração de componentes da bancada e para testes excepcionais em que o operador necessite de um controle mais refinado dos equipamentos. Nesse programa, o controle do ventilador, damper e inversor de frequência fica a cargo do operador, com as faixas de operação demonstradas na tela para que não sejam excedidos os limites dos equipamentos. Dados coletados são exibidos em tempo real de modo a permitir um acompanhamento dinâmico do teste e um controle preciso sobre todos os componentes. Um arquivo de texto é gravado com todos os dados do teste em questão no formato de uma matriz, facilitando o pós-processamento em programa de planilhas eletrônicas.

O programa automático foi idealizado para que os testes de rotina, ou seja, testes em que condições semelhantes são aplicadas repetidamente, sejam realizados independentes da presença de um operador. Isso faz com que esses testes possam ser rodados durante a noite ou em finais de semana, aumentando a disponibilidade da bancada, assim como a repetibilidade dos testes realizados.

Por exemplo, com uma lista de vazões de ar e um diretório para gravação dos arquivos de resultados, o teste é iniciado e o programa pede ao operador para conferir se o bocal apropriado para aquela faixa de vazões específica está aberto. Em seguida, a velocidade do ventilador é ajustada automaticamente, assim como a posição do damper para que seja atingida a vazão do primeiro ponto. Simultaneamente, a rotação da bomba é ajustada até que a diferença de temperaturas entre a entrada e a saída da água no trocador fique o mais próximo possível do limite de 2°C. Isto faz com que a incerteza de medição do calor trocado pelo circuito de água seja reduzida a um nível aceitável e que a resistência térmica do escoamento da água se reduza o suficiente para aproximar a condição de operação da condição limite de taxa de capacidade térmica infinita no lado interno, minimizando assim o efeito da geometria do trocador de calor sobre a relação ε -NUT (Wang et al., 2000).

Para acompanhamento do teste, gráficos são disponibilizados na tela, em tempo real, registrando sinais dos últimos 10 minutos de teste. Esses gráficos mostram as temperaturas do ar e da água na entrada e na saída, vazões de ar e de água, queda de pressão do lado do ar e uma estimativa da taxa de transferência de calor avaliada por um balanço de

energia tanto pelo lado da água quanto pelo lado do ar. O programa apresenta também, para cada variável medida, o desvio padrão máximo para que a leitura referente a cada canal seja considerada em regime permanente. Os dados adquiridos são armazenados em uma matriz, onde são utilizados para cálculo do critério quantitativo para estabelecimento do regime permanente. Aproximadamente 10 minutos de teste são armazenados e a média e o desvio-padrão são calculados para essa amostra, como mostrados nas Equações (3.2) e (3.3), respectivamente.

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (3.2)$$

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (3.3)$$

onde \bar{x} é a média da amostra, n o número de pontos coletados, x_i o ponto de avaliação e s o desvio-padrão da amostra.

O desvio-padrão para consideração de regime permanente e o tempo de amostragem foram definidos através de experimentos sucessivos, de forma a garantir que o regime permanente seja identificado corretamente, e o mais rápido possível, e que o balanço de energia calculado pela temperatura e vazão do ar e da água sejam inferiores a 5%. A Tabela 3.3 mostra os valores de desvio padrão máximo permitido em 10 minutos de teste. Isso garante que as condições de funcionamento da bancada variam pouco e que a diferença medida é aceitável, como indicado por Wang et al (2000). Fixando um desvio padrão máximo para consideração do regime permanente garante que as variáveis monitoradas não sofram alteração maior do que 3 vezes esse valor para mais ou para menos durante o tempo estimado de teste.

Tabela 3.3 - Tabela do desvio padrão máximo como critério de regime permanente.

Equipamento	Desvio padrão máximo
Termopares de medição do ar	0,04 °C
Sonda de medição da temperatura da água	0,04 °C
Queda de pressão no trocador	0,5 Pa
Vazão de ar medida	0,34 m ³ /h
Vazão de água medida	0,2 kg/min

Quando a leitura de um canal satisfaz o critério de regime permanente, uma luz verde se acende na tela ao lado do canal específico. O teste é finalizado quando todos os canais estão em regime permanente. O programa também apresenta os limites operacionais de cada equipamento para que o operador faça o acompanhamento do funcionamento do calorímetro. Assim, se algum ponto em específico exigir uma condição que o calorímetro não seja capaz de fornecer, a operação será limitada para proteção dos equipamentos.

Ao final do teste, três arquivos são gravados:

- O primeiro possui as aquisições de todos os canais nos últimos 10 minutos de cada etapa de teste;
- O segundo possui a média de cada canal de leitura, durante os mesmos 10 minutos de cada etapa de teste, feito para simplificar o pós-processamento;
- O terceiro possui os dados de desvio-padrão da amostra do primeiro arquivo, para cálculo da incerteza de medição.

Esses arquivos têm por finalidade registrar o máximo de informação sobre o teste e também facilitar rotinas de pós-processamento.

3.4 Seção de teste

A seção de teste foi projetada para ser simples, de fácil manuseio e de montagem rápida. Além disso, como os trocadores a serem testados possuem diâmetros externos diferentes e distâncias diferentes entre os dutos de entrada e saída de água. O espaço interno da seção de teste foi dividido de forma a permitir que todos os testes sejam feitos com uma mesma base de apoio (discutida em detalhes abaixo), e que a instalação individual de cada trocador possa ser feita externamente ao calorímetro.

Para isso, a seção de teste foi dividida em duas partes. A primeira é a seção de serviço, que pode ser vista à direita na foto à esquerda na Figura 3.6. Nessa região, ficam as conexões, tanto para o circuito de água, quanto para o de medição de queda de pressão do trocador. Essa seção é fechada na sua frente para evitar a circulação da corrente de ar de teste por essa região. Desta forma, há espaço para as devidas conexões que devem ser feitas pelo operador durante a montagem, o que também permite uma avaliação de estanqueidade antes do início de cada teste.

A segunda seção é a base para apoio do trocador, que foi subdividida em duas outras partes para acomodar todos os protótipos. A primeira subdivisão é uma base de EPS (sigla em inglês para *expanded polystirene*, ou poliestireno expandido) com um corte cilíndrico central com diâmetro maior que os de todos os trocadores a serem testados. Assim, um inserto específico para cada trocador é necessário para ajustar o seu tamanho da seção transversal ao protótipo em teste. Na primeira subdivisão (comum a todos os trocadores) estão acomodadas as mangueiras para medição de queda de pressão do trocador, as quais são embutidas em canais cortados na superfície para que não perturbem o escoamento. Insertos centrais ajustam a seção do canal para o trocador em teste. O conjunto parcialmente montado foi mostrado na Figura 3.7. A foto mostra o trocador posicionado para teste, junto com o inserto e a base. Dessa forma, utilizando a mesma peça de base e diferentes insertos, todos os trocadores podem ser testados, variando somente o inserto, reduzindo assim a quantidade de material empregado nos testes e acelerando o processo de preparação. Essa economia de tempo se dá através de uma preparação do próximo trocador a ser testado em seu inserto fora da seção com outro trocador ainda em teste.

Para preparação do trocador, o mesmo é posicionado dentro de um inserto apropriado, que é vedado com fita adesiva impermeável. Após essa preparação, o conjunto é montado na base e vedado novamente com fita adesiva.

Com a base de apoio fechada, a mesma é colocada à esquerda da seção de teste como na Figura 3.6. Em seguida, as conexões de água são ligadas ao calorímetro assim como as mangueiras de pressão. Veda-se a interface traseira entre a seção de serviço e a base de apoio com fita adesiva. Finalmente, fecha-se a seção de serviço com uma peça em EPS e toda a face frontal da seção de teste é vedada com fita adesiva. Com isso, têm-se a seção de teste pronta para início das medições.



Figura 3.11 – Foto do trocador montado para teste.

Na Figura 3.11, pode também ser visto um complemento central no trocador de calor, o qual se faz necessário para evitar que o ar passe por essa região durante o teste, reduzindo a efetividade dos tubos e arames. Esse complemento possui o mesmo diâmetro para todos os trocadores (50,8 mm), devido ao raio mínimo de dobra da serpentina de 35,5 mm. Contudo, seu comprimento varia com o número de passes e com o espaçamento longitudinal.

Em uma aplicação, se o trocador for posicionado na região de sucção do ventilador, a condição de escoamento do ar através do trocador é semelhante à reproduzida nos experimentos desse trabalho. Pela baixa pressão dinâmica do ar nessa região, o mesmo tende a escoar

paralelamente aos arames e, caso o complemento não seja aplicado, a corrente de ar irá escoar preferencialmente pela região central. Isso faz com que esse complemento seja necessário também quando da aplicação desse trocador.

3.5 Operação do calorímetro durante um teste

Com a seção de teste devidamente montada, um teste pode ser iniciado utilizando um dos programas de controle descritos na seção 3.3. Para os testes dos condensadores foi utilizado o programa automático com as seguintes vazões de ar: 68, 119, 170 e 221 m³/h. Essas vazões foram escolhidas de forma que os experimentos compreendam as possíveis faixas de aplicação do conceito.

Pouco antes do início do teste, o operador deve conferir o nível de água nos reservatórios do banho termostático e do controle de temperatura do ar na entrada do túnel. Em seguida, ligar todos os equipamentos no painel elétrico, alimentar o programa de controle com as condições de operação e iniciar o teste. Após o início do teste, o operador deve se assegurar de que a bancada esteja operando corretamente, avaliando a temperatura da água, do ar e suas variações, além da prontidão na troca de bocais para medição de uma nova vazão de ar.

A temperatura ambiente deve estar controlada a 20°C pelo sistema de condicionamento de ar, permitindo que o sistema de estabilização da temperatura do ar na entrada do túnel de vento ajuste essa temperatura para 21°C. O banho termostático deve estar ajustado para manter a temperatura de entrada da água no calorímetro a 40°C ou mais, para garantir uma variação de temperatura considerável entre entrada e saída do ar, reduzindo os erros de medição.

O ventilador e o damper são ajustados automaticamente para a vazão de ar especificada e o inversor de frequência para uma vazão de água que reduza a diferença de temperaturas entre entrada e saída da água do trocador para menos de 2°C. Se uma troca de bocais for necessária, um aviso será emitido mostrando qual a próxima configuração da placa de bocais para o operador.

Ao final do teste, os equipamentos do calorímetro são parados automaticamente e os arquivos de resultados gravados na pasta de trabalho. Então, outro teste poderá ser preparado e iniciado. Se todos os testes foram realizados, o operador deve desligar o painel elétrico.

3.6 Incerteza de medição do calorímetro

O cálculo da incerteza de medição do calorímetro foi baseado no método utilizado por Waltrich (2008), onde é calculada a variação da medição em função de erros inerentes aos sistemas de medição e dos dados coletados durante o ensaio.

A incerteza de medição (U) foi calculada a partir da média e desvio padrão das observações e do próprio erro do instrumento de medição. Dessa forma, a incerteza é calculada da seguinte maneira:

$$U = k \cdot \sqrt{u_0^2 + s^2} \quad (3.4)$$

onde o valor de k é o coeficiente de Student, assumido com valor igual a 2 para 95% de probabilidade, u_0 é a incerteza do instrumento de medição e s é o desvio padrão das observações. A Tabela 3.4 mostra as incertezas dos equipamentos do calorímetro. A incerteza expandida de variáveis medidas indiretamente, ou seja, que são calculadas a partir de outras variáveis com medição direta (como, por exemplo, a transferência de calor), foi estimada a partir da equação (3.5).

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_N) \rightarrow U(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} U(x_i) \right)^2} \quad (3.5)$$

A Figura 3.12 mostra a incerteza de medição da taxa de transferência de calor em todos os testes, apresentando uma incerteza máxima de 5,6%. A incerteza aumenta com a transferência de calor porque essa elevação é devida ao aumento do fluxo de massa. Com o aumento do fluxo de massa, mesmo com uma maior transferência de calor, a diferença de temperatura do ar entre entrada e saída do trocador é reduzida, fazendo com que a incerteza da medição aumente.

Na Figura 3.13 é mostrada a incerteza de medição para a queda de pressão nos trocadores. Para valores abaixo de 5 Pa de queda de pressão, o valor da incerteza de medição aumenta, pois qualquer oscilação externa, como por exemplo a própria vibração da bomba de água ou do ventilador, pode gerar um espalhamento nos dados coletados. Acredita-se, entretanto, que a consequência dessa elevada incerteza para baixos valores de queda de pressão seja secundária do ponto de vista da

aplicação, já que as potências de ventilação para estas condições também são baixas e não representam um fator limitante para a seleção da configuração de trocador de calor mais adequada.

Nas Figura 3.14 e Figura 3.15 são mostradas as incertezas expandidas para o fator $j_{Colburn}$ e $f_{Fanning}$, respectivamente. Uma incerteza máxima relacionada ao fator $j_{Colburn}$ de 6,6% pode ser identificada no trocador #11 e um erro menor que 10% para o fator $f_{Fanning}$ é encontrado em medições em que a queda de pressão é maior que 10 Pa. A formulação utilizada para o cálculo dessas variáveis será apresentada na seção 4.1.

Tabela 3.4 - Tabela de incertezas de medição dos equipamentos do calorímetro

Equipamento	Incerteza de medição
Termopares tipo T, sondas e sistema de aquisição	0,2 [°C]
Transdutor de pressão	0,10%
Placa de aquisição da tensão do fluxímetro	300e-6 [V]

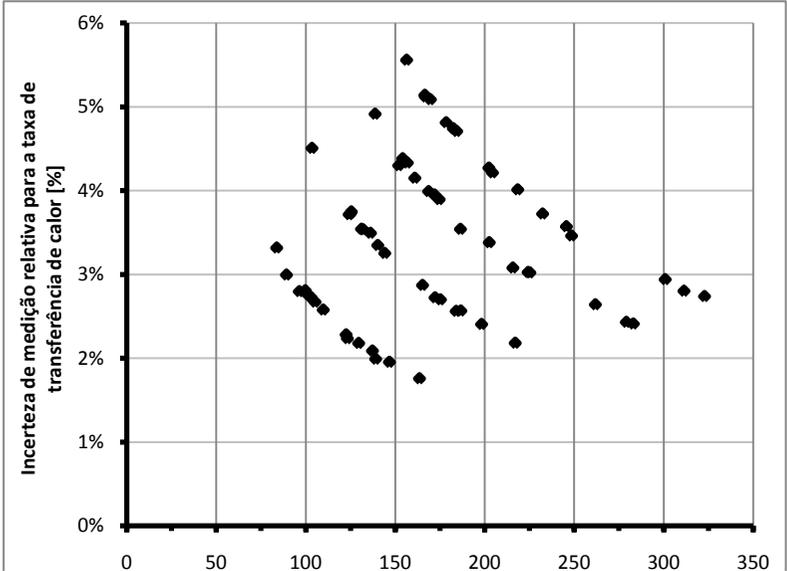


Figura 3.12 - Incerteza de medição da transferência de calor.

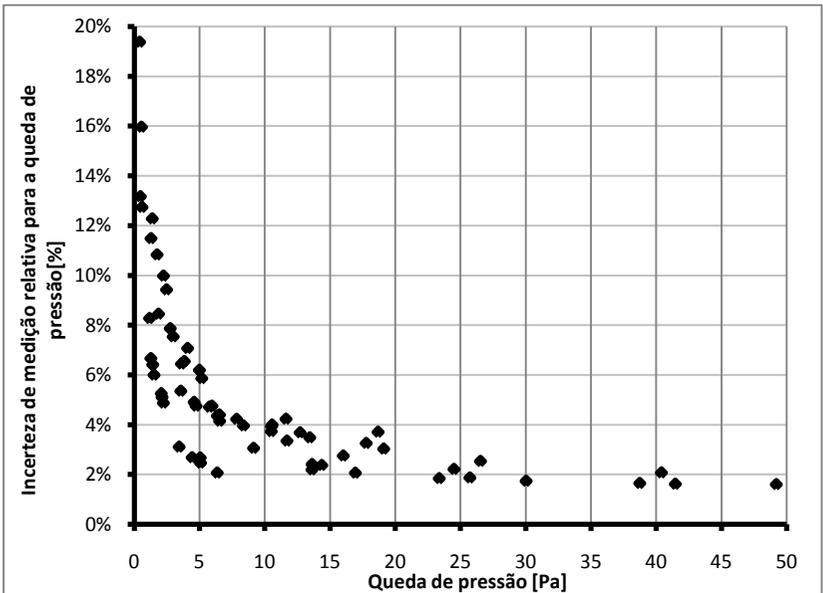


Figura 3.13 - Incerteza de medição da queda de pressão no trocador.

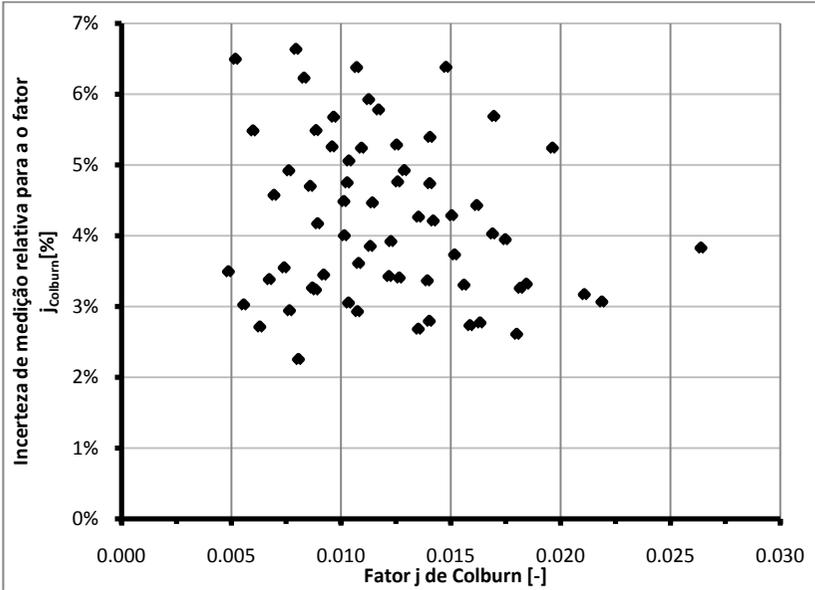


Figura 3.14 - Incerteza de medição expandida para o fator $j_{Colburn}$.

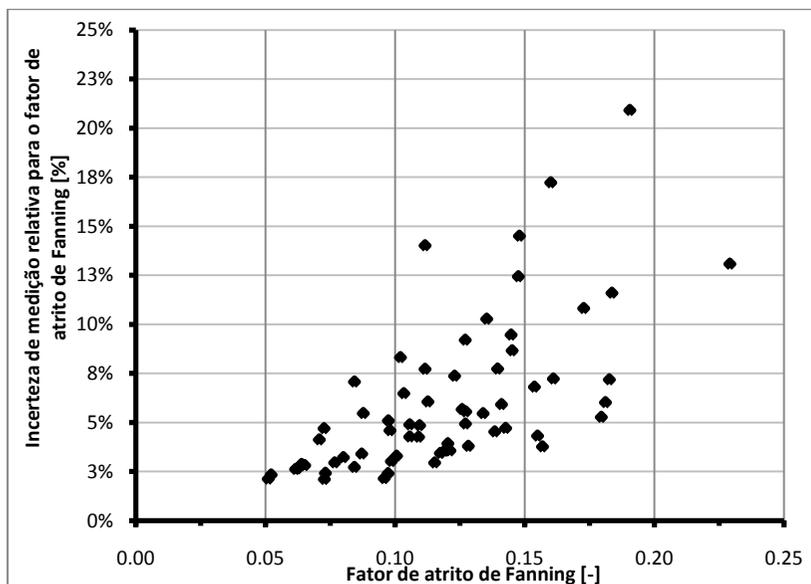


Figura 3.15 - Incerteza de medição expandida para o fator $f_{Fanning}$.

3.7 Validação dos testes no calorímetro de túnel de vento

Uma série de procedimentos de calibração e aferição dos instrumentos utilizados no calorímetro foi realizada visando garantir uma boa exatidão das medidas experimentais. Por exemplo, a aferição do sistema de medição de vazão de água e o tratamento dos sinais de temperatura são descritos nos Anexos 1 e 2, respectivamente. Além disso, como o Laboratório POLO dispõe de outro calorímetro para testes de trocadores de calor operando mediante o mesmo princípio de funcionamento (Waltrich, 2008), uma comparação das medições feitas nos dois calorímetros é uma forma de garantir a validade das medições em ambos os equipamentos.

Como os condensadores arame sobre tubo não podem ser testados no calorímetro de referência devido a limitações nas dimensões de sua seção de teste, escolheu-se para o teste de validação um trocador de calor que pudesse ser acomodado nas seções de testes dos dois calorímetros. Esse trocador, um evaporador de tubos aletados de refrigeradores domésticos do tipo ‘frost-free’ (com convecção forçada), é mostrado na Figura 3.16. O evaporador é fabricado a partir de uma

serpentina de alumínio e possui 47 aletas contínuas, também de alumínio, com 0,125 mm de espessura e 60 mm de profundidade, onde 24 delas possuem 190 mm de altura e as outras 23 têm 124 mm de altura. O trocador possui 10 fileiras de tubos de 8 mm de diâmetro externo em arranjo alternado, com dois tubos por fileira na direção transversal ao escoamento do ar.



Figura 3.16 - Modelo de evaporador testado para comparação entre os dois calorímetros.

Na Figura 3.17, a comparação da condutância térmica do lado do ar (a ser definida no Capítulo 4) medida nos dois calorímetros mostra uma discrepância máxima de 5,8% para 68 m³/h de vazão de ar, valor este que ainda se encontra dentro da faixa de incerteza de medição do calorímetro de referência, que é de $\pm 7\%$, segundo Waltrich (2008).

As medições de queda de pressão são mostradas na Figura 3.18. A discrepância máxima registrada é de 20%, que está no limiar da faixa de incerteza de $\pm 20\%$ do calorímetro de referência para esse parâmetro, nessa faixa de medição (Waltrich, 2008). Novamente, vale ressaltar que as incertezas de medição associadas à queda de pressão são elevadas devido aos baixos valores absolutos de queda de pressão tipicamente encontrados em evaporadores “no-frost”.

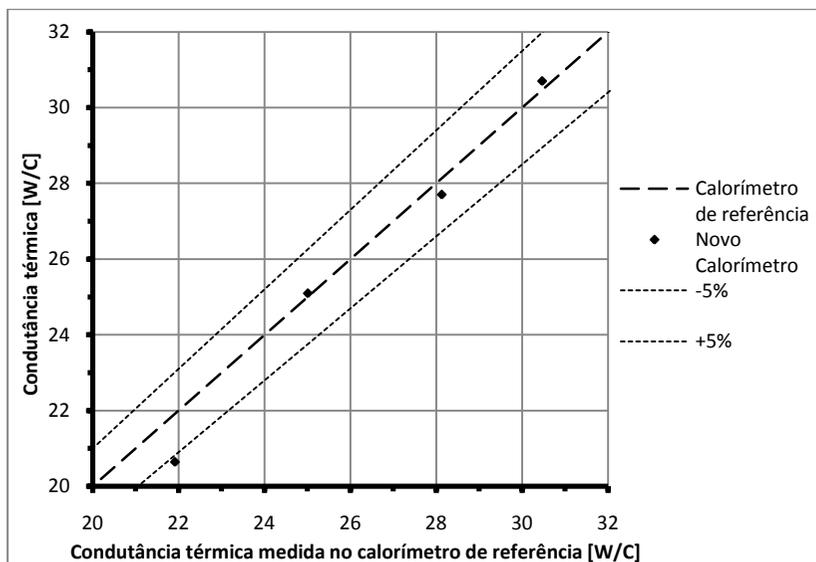


Figura 3.17 - Comparação da condutância térmica do evaporador 'frost-free' determinada a partir dos dados do presente calorímetro com aquela obtida no calorímetro de referência

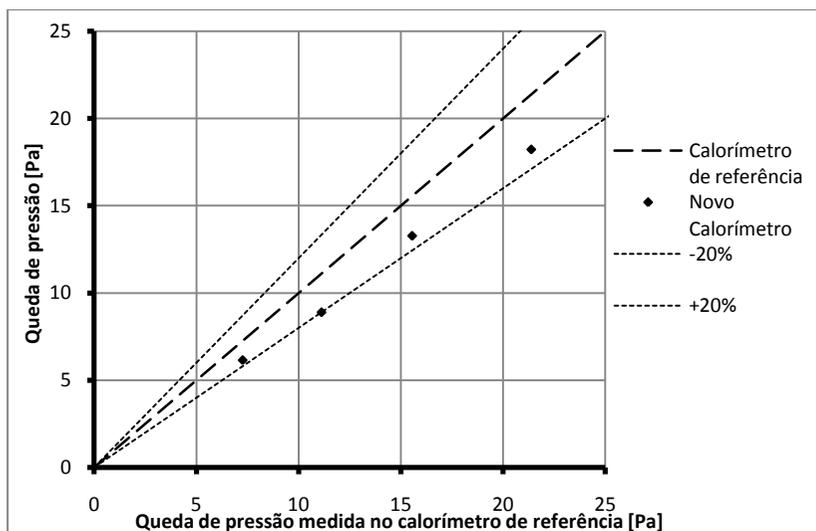


Figura 3.18 - Comparação da queda de pressão no evaporador 'frost-free' medida no presente calorímetro com aquela obtida no calorímetro de referência

CAPÍTULO 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados os resultados experimentais, o procedimento de regressão dos dados, bem como o desenvolvimento de correlações para o cálculo da transferência de calor e da queda de pressão nos trocadores de calor avaliados.

4.1 Pós-processamento dos resultados

Para o processamento dos resultados de transferência de calor obtidos nos experimentos, o procedimento descrito por Wang et al. (2000) foi utilizado por ser um método amplamente empregado na literatura.

A taxa de transferência de calor pelo lado da corrente de ar é calculada por meio da equação (4.1), onde as propriedades do ar são estimadas à temperatura média entre a entrada e a saída.

$$\dot{Q} = \rho_{ar} \cdot C_{p_{ar}} \cdot \dot{V}_{ar} \cdot (T_{ar;s} - T_{ar;e}) \quad (4.1)$$

onde ρ_{ar} e $C_{p_{ar}}$ são a massa específica e o calor específico do ar, avaliados à temperatura média entre a entrada e a saída da seção de teste.

\dot{V}_{ar} é a vazão volumétrica de ar medida na placa de bocais e $T_{ar;e}$ e $T_{ar;s}$ as médias das leituras de temperatura na entrada e na saída da seção de teste.

A efetividade do trocador de calor é então calculada a partir de:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (4.2)$$

onde \dot{Q}_{\max} , que é a máxima transferência de calor teórica, é calculada com o fluxo de ar sob a variação máxima de temperatura possível, ou seja, o ar entra à sua temperatura de entrada na seção de teste e sai à mesma temperatura de entrada da água, como mostrado na equação (4.3):

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} \Delta T_{\max} = C_{\min} (T_{\text{agua};e} - T_{\text{ar};e}) \quad (4.3)$$

e a taxa de capacidade térmica mínima é dada por:

$$C_{\min} = \rho_{\text{ar}} \cdot C_{p_{\text{ar}}} \cdot \dot{V}_{\text{ar}} \quad (4.4)$$

A condutância térmica global é determinada a partir do número de unidades de transferência, NTU , calculado a partir da correlação ε - NTU para um trocador de calor em escoamento cruzado com mistura nos dois lados apresentada por Shah e Sekulic (2003):

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{1 - \exp(-NTU)} + \frac{C^*}{1 - \exp(-NTU \cdot C^*)} - \frac{1}{NTU} \quad (4.5)$$

onde:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (4.6)$$

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (4.7)$$

$$C_{\max} = \dot{m}_{\text{agua}} \cdot C_{p_{\text{agua}}} \quad (4.8)$$

Em seguida, é preciso excluir da condutância global a condutância referente à convecção interna entre a água e a superfície interna do tubo e à condução pela parede do tubo de aço, obtendo assim a condutância relativa à convecção externa. Isso se faz necessário já que, nos testes experimentais, o coeficiente de transferência de calor interno (convecção monofásica) é sensivelmente inferior àquele encontrado na aplicação (condensação). Também foi desprezado o efeito de curvatura do tubo sobre o coeficiente de transferência de calor interno e utilizada a correlação de Gnielinski (Incropera e DeWitt, 2003) para calcular o

coeficiente de transferência de calor no escoamento interno turbulento de fluidos monofásicos:

$$h_i = \frac{k_{agua}}{D_t} \cdot \left[\frac{(\text{Re}_{agua} - 1000) \cdot \text{Pr}_{agua} \cdot \frac{f_i}{2}}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f_i}{2}\right)^{0,5} \cdot (\text{Pr}_{agua}^{2/3} - 1)} \right] \quad (4.9)$$

onde o fator de atrito é dado por:

$$f_i = (1,58 \cdot \ln(\text{Re}_{agua}) - 3,28)^{-2} \quad (4.10)$$

A resistência térmica do lado da água é definida por:

$$R_{agua} = (h_i \cdot A_i)^{-1} \quad (4.11)$$

onde A_i é a área de troca interna calculada através do diâmetro interno ($D_{t,i}$) e do comprimento (l_t) do tubo, segundo a equação (4.12).

$$A_i = \pi \cdot D_{t,i} \cdot l_t \quad (4.12)$$

A resistência térmica da parede do tubo é estimada pela seguinte equação:

$$\frac{1}{R_{tubo}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot l_t \cdot k_{aço}}{\ln\left(\frac{D_t}{D_{t,i}}\right)} \quad (4.13)$$

Assim, a condutância do ar é, finalmente, obtida através de:

$$\frac{1}{\eta_o h_{ar} A_{ar}} = \frac{1}{UA} - R_{agua} - R_{tubo} \quad (4.14)$$

Como descrito na seção 3.4, a medição da queda de pressão do trocador é feita na base da seção de teste. Assim, a medição inclui a queda de pressão representada pela contração causada pelo inserto externo de ajuste do diâmetro de escoamento, somada à do próprio trocador e do complemento central. Como o complemento central deve fazer parte da montagem do trocador em uma eventual aplicação, a sua contribuição à queda de pressão deve ser correlacionada juntamente à queda de pressão do trocador.

A fim de eliminar o efeito do inserto da seção de teste sobre a leitura de queda de pressão do trocador foram testados os 4 insertos separadamente. Em seguida, a queda de pressão de cada inserto foi definida em função do número de Reynolds baseado no diâmetro interno do inserto, como mostrado na equação (4.15).

$$\Delta P_{inserto} = k_p \cdot Re_D^m \quad (4.15)$$

com Re_D definido como

$$Re_D = \frac{\rho_{ar} \cdot V_{ar} \cdot D_{inserto}}{\mu_{ar}} \quad (4.16)$$

A

Tabela 4.1 mostra as constantes k_p e m de regressão da queda de pressão para cada um dos insertos. Com essas equações definidas, a queda de pressão do trocador é definida como sendo a diferença de pressão medida, reduzida da contribuição calculada para o inserto utilizado, como mostrado na equação (4.17).

$$\Delta P_{trocador} = \Delta P - \Delta P_{inserto} \quad (4.17)$$

onde ΔP é a diferença de pressão medida.

Tabela 4.1 - Tabela dos coeficientes da queda de pressão do inserto.

Diâmetro interno do inserto [mm]	k_p [Pa]	m
140	$9,0486 \cdot 10^{-8}$	1,7102
160	$4,7216 \cdot 10^{-7}$	1,5341
180	$5,0187 \cdot 10^{-6}$	1,2619
208	$9,9952 \cdot 10^{-5}$	0,8779

A Tabela 4.2 apresenta as configurações prototipadas com suas características geométricas e a legenda de símbolos utilizados nas Figuras Figura 4.1, Figura 4.2, Figura 4.3, Figura 4.4, Figura 4.5. A legenda foi idealizada para uma direta identificação das características geométricas dos trocadores. Assim o tipo de linha (contínua ou tracejada) identifica o número de passes de tubos, o preenchimento do símbolo (com ou sem preenchimento) identifica o espaçamento radial, o tipo de símbolo (quadrado ou círculo) o espaçamento entre arames e a cor (azul ou vermelho) o espaçamento longitudinal. A Figura 4.1 mostra as medições de transferência de calor para os protótipos testados. As medições abrangeram uma faixa considerável de capacidade, variando de 80 a 320 W. Outra característica que pode ser observada é que o espaçamento entre arames é o fator mais importante para o desempenho térmico dos trocadores. Ainda assim, outras variáveis, como o número de passes de tubos e os espaçamentos radial e longitudinal, também contribuem de forma significativa, ou seja, todas as variáveis escolhidas para experimentação têm influência considerável sobre o desempenho do trocador. Uma análise mais detalhada sobre a influência de cada variável é apresentada na seção 4.3.

Tabela 4.2 - Tabela de índices dos trocadores e características geométricas

Característica		Número de Passes	Espaçamento Radial [mm]	Espaçamento entre Arames [mm]	Espaçamento Longitudinal [mm]	β [m2/m3]
Protótipo	Símbolo					
#1		2	11	5	25	147,2
#2		2	11	5	50	127,3
#3		2	11	10	25	93,81
#4		2	11	10	50	73,93
#5		2	15	5	25	114,8
#6		2	15	5	50	99,33
#7		2	15	10	25	73,19
#8		2	15	10	50	57,69
#9		4	11	5	25	128,1
#10		4	11	5	50	110,1
#11		4	11	10	25	82,44
#12		4	11	10	50	64,59
#13		4	15	5	25	104,3
#14		4	15	5	50	89,7
#15		4	15	10	25	67,11
#16		4	15	10	50	52,62

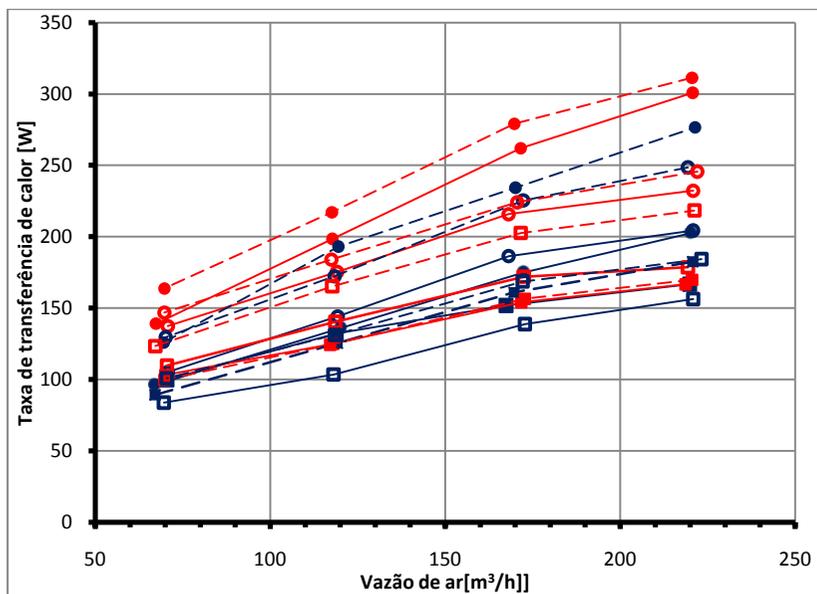


Figura 4.1 - Curvas experimentais da transferência de calor em função da vazão de ar para os trocadores testados (Tabela 3.2).

Na Figura 4.2, a redução da área de passagem de ar é o principal fator de alteração da queda de pressão do trocador. Tal efeito é acentuado, separando os trocadores em agrupamentos, onde os trocadores com maior queda de pressão possuem 4 passes de tubos, identificados pela linha tracejada. Outra variável relevante para a queda de pressão é o espaçamento radial, que atua também na seção de passagem de ar. Trocadores com espaçamento radial maior apresentam menor queda de pressão, identificados pelos símbolos sem preenchimento.

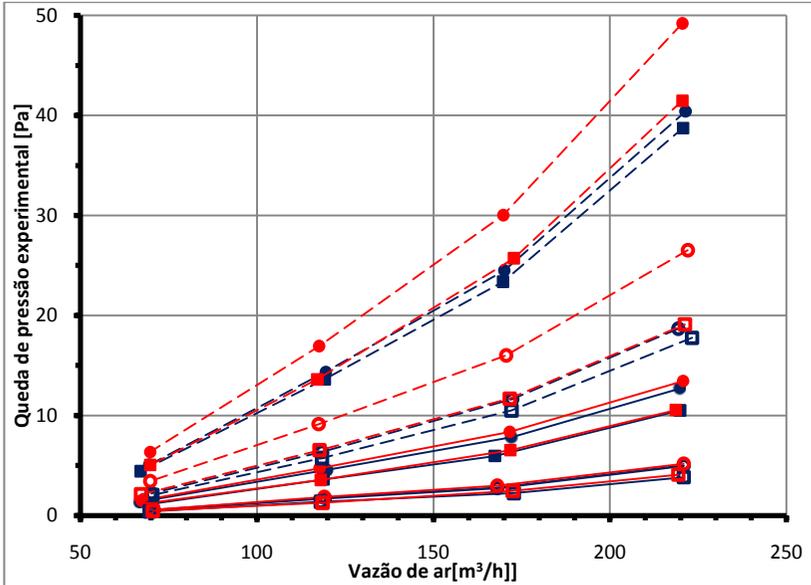


Figura 4.2 - Resultados de medição de queda de pressão em função da vazão de ar para os trocadores testados.

Um trocador de calor ideal é aquele que possibilita o máximo de transferência de calor com o mínimo de potência de bombeamento necessária. Essa potência é dada pela vazão de ar e queda de pressão no trocador, como mostrado na equação (4.18):

$$POT = \dot{V}_{ar} \cdot \Delta P_{trocador} \quad (4.18)$$

Na Figura 4.3 são mostradas as curvas de condutância térmica em função da potência de bombeamento. Quando unidas na análise a transferência de calor e a queda de pressão, a diferença entre os trocadores é reduzida. Os melhores trocadores da Figura 4.3 são o #2, o #6 e o #14. Esses protótipos têm em comum um menor espaçamento entre arames e um maior espaçamento longitudinal, o que aumenta a condutância térmica sem aumentar consideravelmente a queda de pressão.

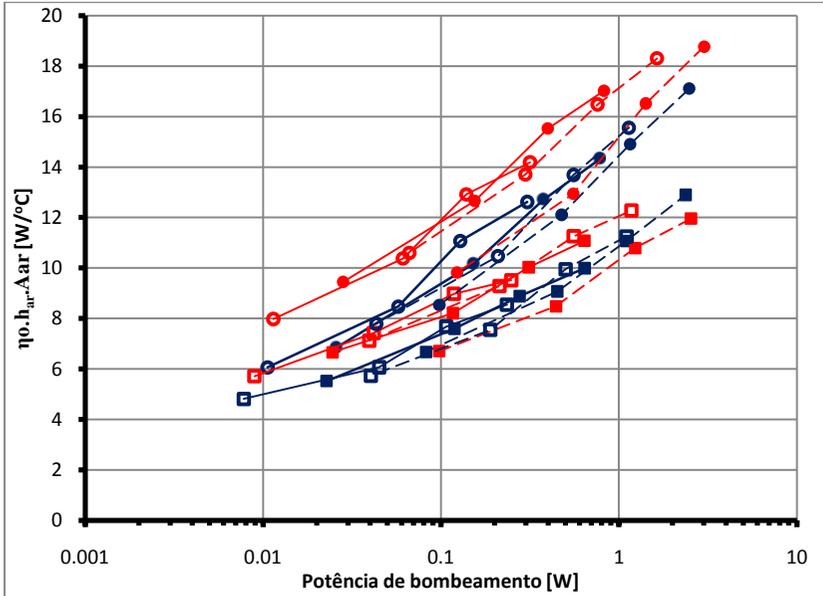


Figura 4.3 - Curvas de condutância térmica em função da potência de bombeamento para os trocadores testados.

A fim de permitir a identificação dos parâmetros que influenciam a transferência de calor e a queda de pressão do lado do ar nos condensadores arame sobre tubo, os dados experimentais foram reduzidos à forma adimensional em termos do fator de atrito de Fanning e do fator j de Colburn. Essa adimensionalização também facilita o desenvolvimento de correlações semi-empíricas para a queda de pressão e transferência de calor, objeto da próxima seção.

O fator j de Colburn é a condutância térmica adimensional, dada por:

$$j_{Colburn} = St_{ar} Pr_{ar}^{2/3} = \frac{\eta_o h_{ar} \cdot Pr_{ar}^{2/3}}{\rho_{ar} \cdot V_{ar,max} \cdot Cp_{ar}} \quad (4.19)$$

onde $\eta_o h_{ar}$ é definido como sendo a razão entre a condutância térmica do trocador dividida pela área total da superfície em contato com o ar (tubos e arames), da seguinte forma:

$$\eta_o h_{ar} = \frac{UA_{ar}}{A_{total}} \quad (4.20)$$

O fator de atrito de Fanning, conforme definido por Shah e Sekulic (2003) é a forma mais indicada para adimensionalização da queda de pressão do trocador, segundo Wang et al. (2000). Esse fator é calculado segundo a expressão:

$$\Delta P_{trocador} = \frac{G_c^2}{2 \cdot \rho_1} \cdot \left[\begin{aligned} & \left((1 - \sigma^2 + K_c) + 2 \cdot \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1 \right) + \right. \\ & \left. \left(f_{Fanning} \cdot \frac{2 \cdot L}{D_h} \cdot \frac{\rho_1}{\rho_{ar}} \right) \right. \\ & \left. - \left((1 - \sigma^2 - K_e) \cdot \frac{\rho_1}{\rho_2} \right) \right] \quad (4.21) \end{aligned}$$

onde o primeiro termo da equação refere-se à queda de pressão por uma redução brusca na área de fluxo do ar, dada pela razão entre áreas total e mínima de passagem, σ , e pelo coeficiente de contração abrupta K_c . O segundo termo é deduzido do fato de haver uma aceleração do escoamento, provocado pela transferência de calor entre o ar e o trocador, sendo ρ_1 e ρ_2 a massa específica do ar na entrada e na saída do trocador, respectivamente. O terceiro termo é a queda de pressão pelo atrito entre as paredes do trocador e o fluxo de ar, onde $f_{Fanning}$ é o fator de atrito de Fanning, L é o comprimento do trocador na direção do fluxo de ar. O diâmetro hidráulico do trocador pode ser calculado pela seguinte relação:

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{min} \cdot L}{A_{total}} \quad (4.22)$$

onde A_{min} é a área mínima de passagem de ar, definida como segue:

$$A_{min} = \left(A_{seção} - \frac{\pi \cdot D_{complemento}^2}{4} \right) \cdot \left(\frac{e_{radial} - D_t}{e_{radial}} \right) \quad (4.23)$$

o diâmetro do complemento refere-se à peça descrita posicionada no centro do trocador, como descrito na seção 3.4.

O quarto termo, semelhante ao primeiro, se deve à recuperação de pressão após o trocador, a qual é devida à retomada da área total de fluxo de ar, reduzindo a velocidade do escoamento. A variação de pressão é definida, além da razão entre áreas, pelo coeficiente de expansão abrupta, K_e .

Pela dificuldade em se obter os coeficientes K_c e K_e para a geometria complexa do trocador de calor, o efeito dessas constantes será incluído no fator de atrito, como sugerido por Wang et al. (2000). Com isso, aplicando a equação (4.23) em (4.21) e isolando o fator de atrito, a equação utilizada para cálculo do fator de atrito é:

$$f_{Fanning} = \frac{A_{\min}}{A_{total}} \cdot \frac{\rho_{ar}}{\rho_1} \cdot \left[\frac{2 \cdot \Delta P_{trocador} \cdot \rho_1}{G_c^2} - \left(1 + \sigma_f^2\right) \cdot \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1\right) \right] \quad (4.24)$$

Os fatores adimensionais $j_{Colburn}$ e $f_{Fanning}$ são correlacionados com o número de Reynolds máximo definido por:

$$Re_{\max} = \frac{\rho_{ar} \cdot V_{ar,\max} \cdot e_{radial}}{\mu_{ar}} \quad (4.25)$$

onde as propriedades do ar são avaliadas na temperatura média entre entrada e saída do trocador e $V_{ar,\max}$ é definido por:

$$V_{ar,\max} = \frac{\dot{V}_{ar}}{A_{\min}} \quad (4.26)$$

O número de Reynolds foi definido em função do espaçamento radial, pois esse espaçamento é um dos principais fatores de definição da área mínima de passagem do ar, além de reduzir o erro das correlações a serem apresentadas na seção 4.2.

As Figura 4.4 e Figura 4.5 mostram o comportamento dos fatores adimensionais em função do número de Reynolds. Como pode ser visto, o comportamento típico de decréscimo dos fatores em função do número de Reynolds é observado em todos os protótipos. Entretanto, a dispersão dos dados parece indicar que este não é o único parâmetro de correlação dos dados experimentais, e que as características geométricas dos protótipos

devem ser levadas em consideração durante a elaboração de correlações para os fatores de atrito de Fanning e de Colburn. O procedimento adotado para a regressão dos dados sob a forma de correlações é apresentado na seção a seguir.

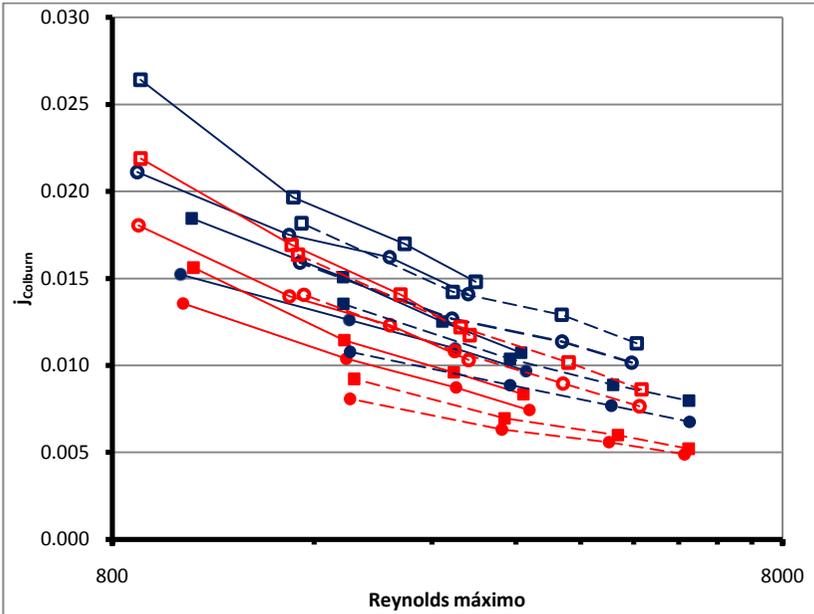


Figura 4.4 - Comportamento do fator $j_{Colburn}$ experimental em função do número de Reynolds.

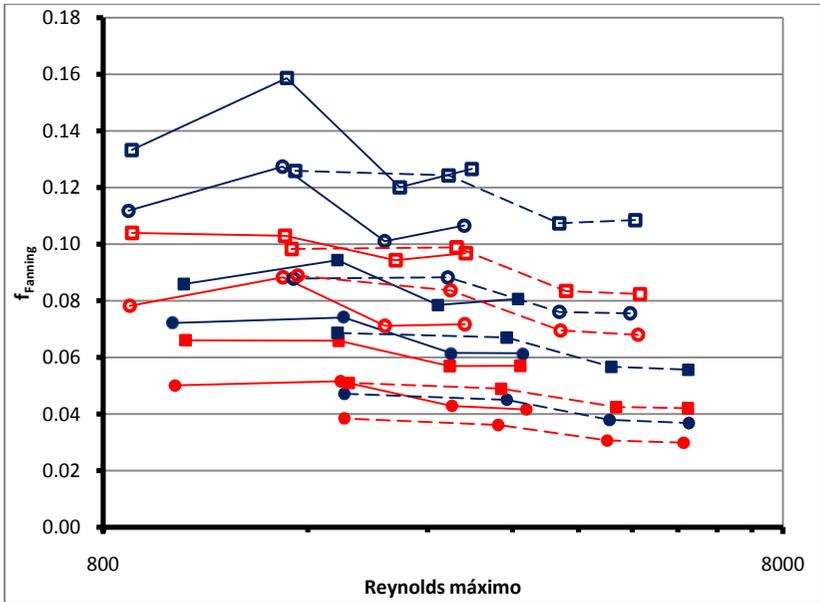


Figura 4.5 - Comportamento do fator $f_{Fanning}$ experimental em função do número de Reynolds.

4.2 Desenvolvimento das correlações

Uma avaliação do comportamento dos dados mostrados na Figura 4.4 e na Figura 4.5 evidencia que as relações que melhor reproduzem os dados experimentais dos fatores $j_{Colburn}$ e $f_{Fanning}$ possuem a forma:

$$j_{Colburn} = a_j \cdot \ln(\text{Re}_{\max}) + b_j \quad (4.27)$$

$$f_{Fanning} = a_f \cdot \ln(\text{Re}_{\max}) + b_f \quad (4.28)$$

onde os coeficientes a e b de cada correlação são próprios para cada trocador testado, sendo correlacionados em função das características geométricas dos trocadores testados, a saber, o número de passes, o espaçamento radial entre os tubos, o espaçamento entre os arames e o espaçamento longitudinal.

As Figura 4.6 e Figura 4.7 mostram a concordância da aproximação de $j_{Colburn}$ e $f_{Fanning}$ pelas equações propostas (4.26) e (4.27), com os respectivos coeficientes a e b calculados conforme o procedimento mostrado a seguir. Os dados transformados recaem sobre uma reta sobre o gráfico em função do logaritmo do número de Reynolds, mostrando uma concordância forte por essa forma de correlação. Essa aproximação é evidente no gráfico de $j_{Colburn}$, mas para $f_{Fanning}$, nos pontos onde a incerteza de medição relacionada ao nível de diferença de pressão medida é alta, há um espalhamento dos pontos, mas nos pontos onde essa incerteza é menor, há a tendência de uma reta.

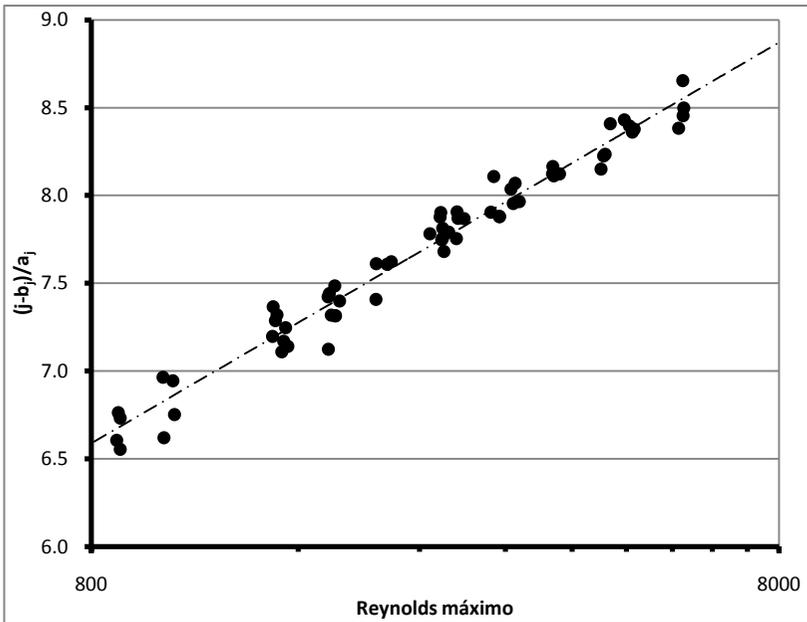


Figura 4.6 - Correlação de $j_{Colburn}$ transformado em função do número de Reynolds.

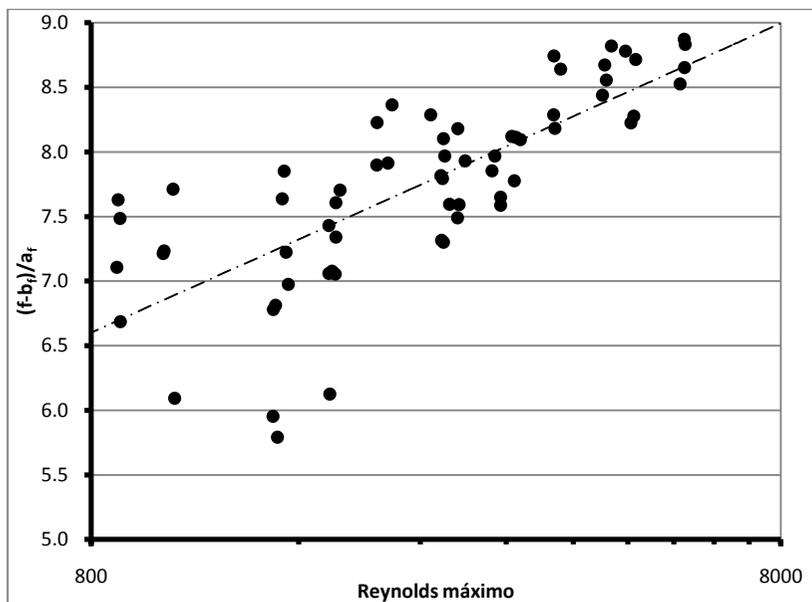


Figura 4.7 - Correlação entre $f_{Fanning}$ transformado em função do número de Reynolds máximo.

Os coeficientes a_j , b_j , a_f e b_f foram definidos para cada trocador de calor ajustando os dados experimentais pelo método dos mínimos quadrados. Esses coeficientes são então regredidos em função das características geométricas dos trocadores que foram manipuladas nos protótipos, sendo elas o número de passes de tubo, o espaçamento radial, o espaçamento entre arames e o espaçamento longitudinal. Para essa regressão, foi utilizado o método proposto por Montgomery (2001).

Esse método de correlação consiste em avaliar as variações causadas por cada variável na resposta, assim como o efeito das interações entre essas variáveis. Para isso, é preciso normalizar as variáveis antes de realizar a correlação, de forma a uniformizar as variações e melhorar o entendimento da influência de cada variável sobre a resposta. A normalização considera que, para cada variável, o valor máximo avaliado é igual à +1 e o mínimo é igual à -1. Por exemplo, para o espaçamento radial, atribui-se o valor -1 a 11 mm e o valor +1 a 15 mm. Neste procedimento, valores intermediários de uma dada variável são ponderados por meio de uma interpolação linear entre valores extremos, da forma:

$$\frac{(X - x_{\min})}{(x_{\max} - x_{\min})} = \frac{[Y - (-1)]}{[+1 - (-1)]} \quad (4.29)$$

onde X é a variável em análise, x_{\min} é o valor mínimo que essa variável pode assumir – no caso do espaçamento radial esse valor é 11mm –, x_{\max} é o valor máximo da variável e Y é o valor de X normalizado.

Entretanto, como no presente trabalho as características geométricas foram avaliadas em apenas dois níveis, ou seja, apenas dois valores foram atribuídos a elas, apenas valores “+1” ou “-1” existem na avaliação. Os coeficientes a_j , b_j , a_f e b_f , associados à transferência de calor e queda de pressão também foram normalizados conforme a equação (4.29). Os valores máximos e mínimos utilizados para normalização dessas variáveis, mostrados na Tabela 4.3, foram obtidos pela regressão de todos os trocadores, como comentado anteriormente.

Tabela 4.3 - Valores máximos e mínimos utilizados para normalização das variáveis a_j , b_j , a_f e b_f .

Variável	Valor máximo	Valor mínimo
a_j	$-2,569.10^{-3}$	$-9,129.10^{-3}$
b_j	$8,714.10^{-2}$	$2,711.10^{-2}$
a_f	$-4,120.10^{-3}$	$-2,136.10^{-2}$
b_f	$2,939.10^{-1}$	$9,484.10^{-2}$

Adicionalmente à influência direta de cada característica geométrica nos coeficientes das correlações de $j_{Colburn}$ e $f_{Fanning}$, foram incluídas no processo de correlação as interações de primeira ordem das variáveis principais. Dessa forma é possível observar, na resposta, a influência de uma variável sobre a outra.

Sendo φ a variável normalizada a ser regredida (por exemplo, um dos coeficientes a_j , b_j , a_f ou b_f , normalizados) e A , B , C e D as características geométricas dos trocadores – número de passes, espaçamento radial, espaçamento entre arames e espaçamento longitudinal, todos normalizados –, a regressão proposta fica na forma:

$$\begin{aligned} \varphi = & \beta_0 + \beta_1 \cdot A + \beta_2 \cdot B + \beta_3 \cdot C + \beta_4 \cdot D + \beta_5 \cdot A \cdot B \\ & + \beta_6 \cdot A \cdot C + \beta_7 \cdot A \cdot D + \beta_8 \cdot B \cdot C + \beta_9 \cdot B \cdot D + \beta_{10} \cdot C \cdot D \end{aligned} \quad (4.30)$$

onde os coeficientes $\beta_{0..10}$ são os parâmetros de correlação a serem ajustados.

Como as variáveis independentes normalizadas assumem somente dois valores para todos os experimentos, “+1” e “-1”, as interações entre esses fatores também assumem esses valores, uma vez que a interação entre dois fatores é a multiplicação entre eles. Assim, os coeficientes $\beta_{1..10}$ podem ser definidos em função da influência da variável no experimento. Essa influência é calculada fazendo-se a média dos valores de φ para cada nível da variável. Em seguida, uma interpolação linear é realizada entre as duas médias, de forma que o coeficiente angular dessa interpolação seja o parâmetro β para o termo em questão. Por exemplo, para o cálculo de β_1 , faz-se:

$$\beta_{1,\min} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \varphi_i \quad \text{tal que } A = -1 \quad (4.31)$$

$$\beta_{1,\max} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \varphi_i \quad \text{tal que } A = +1 \quad (4.32)$$

Com $\beta_{1,\min}$ e $\beta_{1,\max}$, faz-se a interpolação linear entre os pontos para obter β_1 , da seguinte forma:

$$\beta_1 = \frac{\beta_{1,\max} - \beta_{1,\min}}{2} \quad (4.33)$$

Como as variáveis são normalizadas entre “+1” e “-1”, o nível intermediário, ou seja 0, deve ainda possuir um valor diferente de zero. Por isso, o coeficiente β_0 é necessário. Ele é ajustado após o cálculo dos demais coeficientes pelo método dos mínimos quadrados, minimizando o erro de ajuste. Uma tabela com os valores dos coeficientes $\beta_{0..10}$ encontrados para a_j , b_j , a_f e b_f é apresentada no ANEXO 4.

Os gráficos das Figuras Figura 4.8 e Figura 4.9 mostram o desempenho das correlações propostas na determinação dos valores de taxa de transferência de calor e de queda de pressão obtidos experimentalmente. Para a estimativa de transferência de calor, observa-se uma incerteza máxima de 9,4% e média de 2,8%, mostrando uma concordância muito boa com os dados experimentais. Para a queda de pressão, incertezas máxima de 14,2% e média de 4,8% são consideradas aceitáveis, uma vez que a incerteza na medição experimental também é acentuada, como visto na seção 3.6. Obviamente, o erro de previsão da queda de pressão é maior nas configurações e aplicações onde o seu valor absoluto é baixo. No entanto,

isso não prejudica uma eventual análise ou aplicação do conceito em refrigeradores ou freezers domésticos, pois os sistemas de fluxo de ar nas seções de condensação de refrigeradores domésticos usualmente possuem perda de carga da ordem de 20Pa.

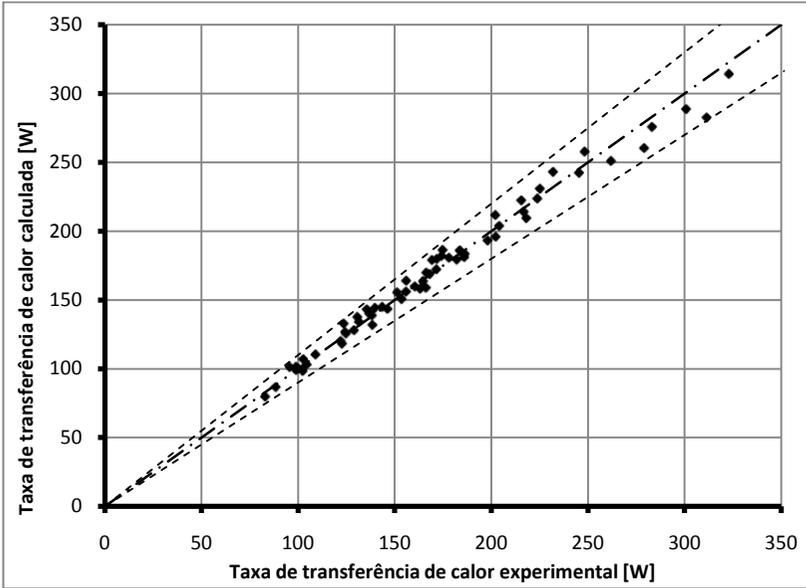


Figura 4.8 – Concordância entre a taxa de transferência de calor experimental e a calculada.

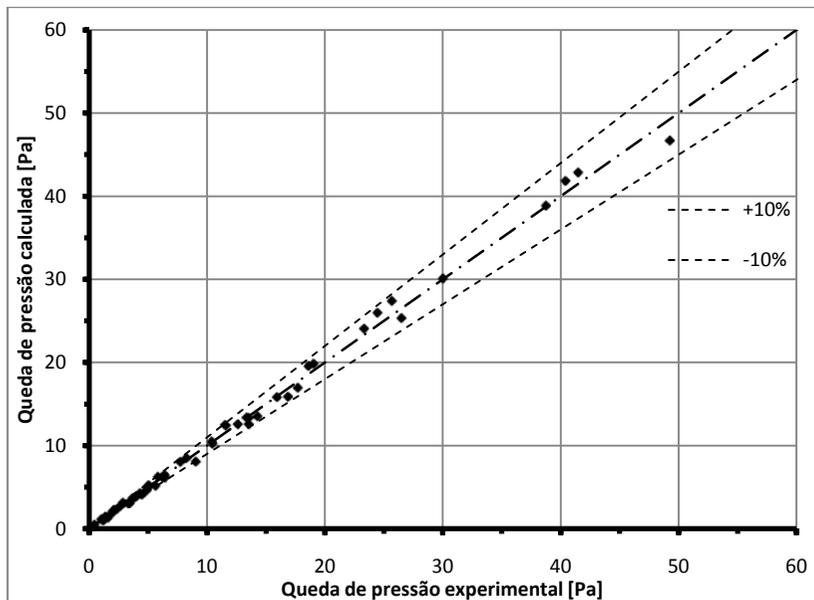


Figura 4.9- Concordância entre a queda de pressão experimental e a calculada.

4.3 Análise paramétrica

Tendo demonstrado a boa concordância do método proposto com os dados experimentais, o mesmo será empregado na avaliação da influência das características geométricas sobre o desempenho termo-hidráulico de condensadores arame sobre tubo em convecção forçada. Para tanto, foram calculadas a taxa de transferência de calor e a queda de pressão para todas as configurações testadas, porém, analisando somente a resistência de troca de calor com o ar, um escoamento com $C^*=0$ e vazão de ar constante de $170\text{m}^3/\text{h}$. Fixou-se a vazão ao invés de uma capacidade de transferência de calor como base de comparação porque, em um sistema de refrigeração doméstico, a contribuição da queda de pressão do trocador no sistema de ventilação é baixa. Também os componentes de ventilação (ventilador e motor) são padronizados, fazendo com que o trocador de calor seja dimensionado em função da vazão de ar disponível.

A Figura 4.10 mostra a influência das variáveis principais avaliadas na determinação da taxa de transferência de calor. Nesse gráfico observa-se a tendência de que, com um maior número de passes de tubos, maior é a taxa de transferência de calor. Para a vazão de ar especificada, a inclusão de

dois passes de tubos aumenta, em 20 W, em média, a troca térmica. Como o comprimento de tubo é constante, o aumento no número de passes reduz o diâmetro externo do trocador reduzindo a área de passagem de ar e aumentando a velocidade do ar que, por consequência, aumenta a efetividade de troca térmica do tubo e dos arames. O raio de dobra dos tubos possui a mesma tendência, ou seja, à medida que o seu valor é acrescido, maior se torna a capacidade de transferência de calor. Nesse caso, um aumento de 12,5 mm no raio de dobra aumenta a taxa de transferência de calor em 30 W. Isso se deve principalmente ao aumento da área de troca dos arames, já que o comprimento desses é definido pela distância entre os passes de tubos.

As demais variáveis possuem uma tendência oposta, ou seja, quanto maior o espaçamento radial ou o espaçamento entre arames, menor a troca térmica. O espaçamento radial influencia a troca térmica em 10 W e a distância entre arames, a variável mais influente na troca térmica, contribui com uma variação de 40 W. Assim como o número de passes, o espaçamento radial tem influência direta sobre a área de passagem de ar, aumentando a efetividade de troca térmica sempre que esta área é reduzida. Já o efeito do espaçamento entre arames é semelhante ao do espaçamento longitudinal, o qual altera a área superficial de arames disponível para troca de calor.

Em suma, todas as variáveis estudadas exercem influência na troca térmica na mesma ordem de grandeza, ou seja, o efeito de todas as variáveis escolhidas é considerável sobre o desempenho do trocador.

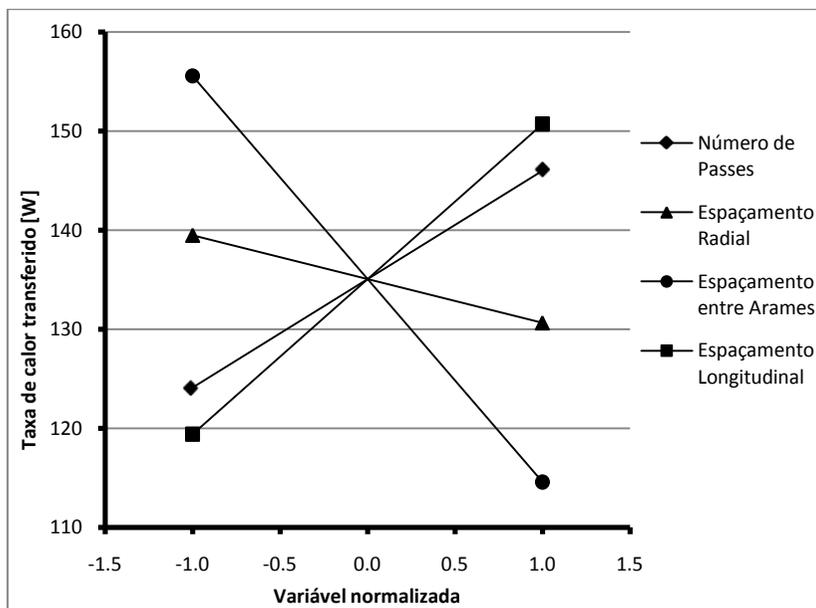


Figura 4.10 - Influência das variáveis geométricas dos trocadores sobre a transferência de calor.

Apesar de permitir a interpretação da influência dos parâmetros geométricos sobre os resultados, a análise das variáveis principais de maneira isolada não é suficiente para que todos os efeitos sejam considerados (Montgomery, 2001). As variáveis podem interagir entre si, alterando o resultado de sua influência dependendo do nível das demais. Dessa forma, é necessário analisar as interações entre as variáveis para uma avaliação completa do fenômeno.

Como demonstrado na seção anterior, as interações entre as variáveis são calculadas pela multiplicação dos níveis de cada variável e o resultado dessa multiplicação é o nível definido para a interação. Para facilitar a compreensão, adota-se novamente a transformação para as variáveis normalizadas, ou seja, o número de passes passa a ser definido pela letra "A", o espaçamento radial é definido por "B", o espaçamento entre arames, "C", e o espaçamento longitudinal pela letra "D". Em seguida, multiplica-se o nível de "A" pelo nível de "B" no referido experimento para obter-se o nível da interação de "A" com "B". As interações de todas as variáveis estão mostradas na Figura 4.11.

A interação entre dois parâmetros se explica pela alteração no desempenho de um deles em função do nível em que se encontra o outro. Na Figura 4.11, a interação “CD” foi a mais influente, ou seja, a influência do espaçamento longitudinal sobre a troca térmica varia dependendo do espaçamento entre arames aplicado. A Figura 4.12 mostra que, para um espaçamento entre arames de 10 mm, uma alteração do raio de dobra altera em 20 W a troca térmica. Porém, se o espaçamento entre arames for de 5 mm, o espaçamento longitudinal pode alterar o desempenho em até 40 W. Isso porque ambas as variáveis alteram simultaneamente a área de troca de calor, por exemplo, somando a sua influência quando aplicadas de forma a aumentar ou diminuir essa área.

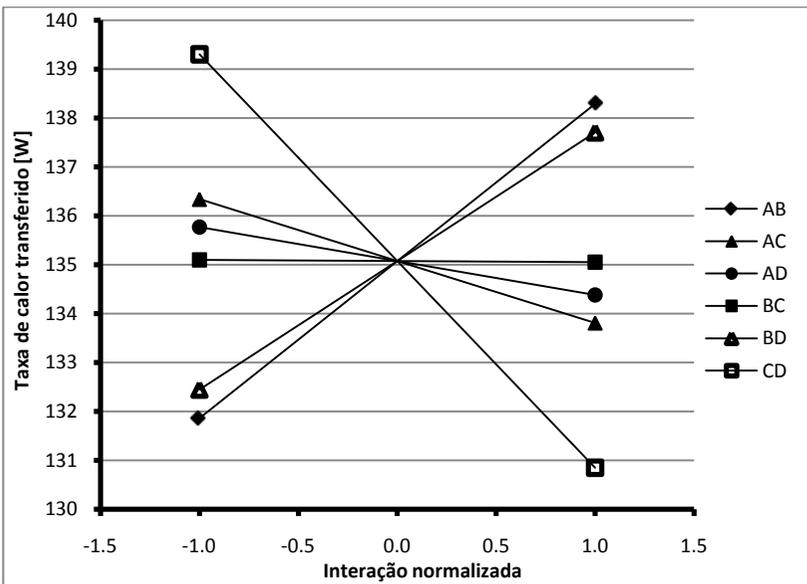


Figura 4.11 - Interação entre as variáveis geométricas e seu efeito sobre a transferência de calor.

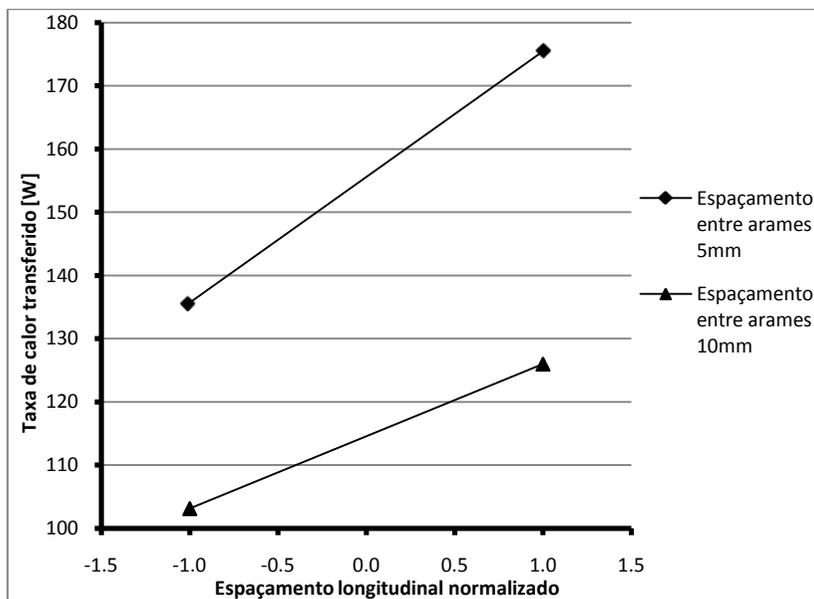


Figura 4.12 - Interação entre o espaçamento longitudinal e o espaçamento entre arames sobre a transferência de calor.

Repetindo a análise para a interação “AB”, em detalhe na Figura 4.13, quando o trocador possui 4 passes de tubo, o espaçamento radial não é influente sobre o desempenho do trocador, alterando somente em 3 W o calor trocado. Mas quando o trocador possui somente 2 passes de tubo, um aumento no espaçamento radial reduz consideravelmente o desempenho, alterando em 15 W o calor trocado. O espaçamento radial altera o diâmetro externo do trocador por definir a distância entre cada espira. Como um trocador com 4 passes de tubo possui apenas três espiras, a alteração provocada no diâmetro externo por um acréscimo de 4 mm no espaçamento radial é menor do que em um trocador com 2 passes de tubo, que possui 5 espiras. Esse aumento da área de face resulta em uma menor velocidade de escoamento, reduzindo a transferência de calor.

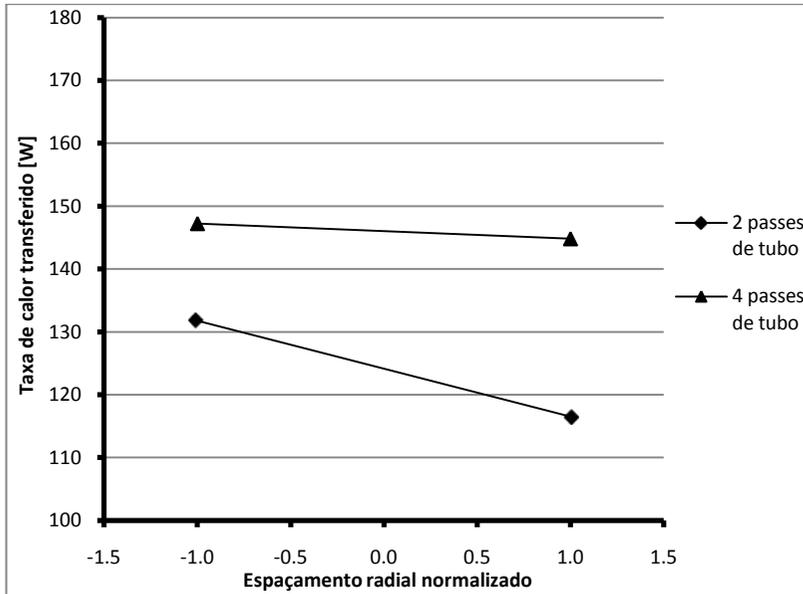


Figura 4.13 - Interação entre o número de passes de tubos e o espaçamento radial sobre a transferência de calor.

A interação “BD” está apresentada na Figura 4.14, mostrando que, quando o espaçamento longitudinal é de 50 mm, o espaçamento radial é pouco influente, porém, quando o espaçamento longitudinal é reduzido para 25 mm, o espaçamento radial altera a transferência de calor em 14 W. Esse efeito deve-se à influência da esteira do tubo a jusante sobre o tubo a montante. Quando o espaçamento longitudinal é de 25 mm, a esteira do tubo a jusante estende-se até o próximo passe. Assim, um aumento na esteira do tubo causada pela redução do canal de passagem de ar intensifica a troca de calor do passe a montante. Porém, quando o espaçamento longitudinal é maior, a influência do passe a jusante é reduzida e mesmo um aumento na velocidade do ar causado pela redução do espaçamento radial ainda não é suficiente para que o passe a montante seja afetado.

Já a interação “BC”, mostrada na Figura 4.11, assim como as interações “AC” e “AD”, não evidenciou alteração considerável do calor trocado em função do seu nível. Na Figura 4.15 pode ser observado que os níveis de cada variável alteram o calor trocado de forma independente. Isso porque tanto o espaçamento radial quanto o espaçamento entre arames influenciam variáveis diferentes de composição da troca de calor. Enquanto o espaçamento radial altera a área de passagem de ar, o espaçamento entre

arames altera a área de troca térmica. Essas duas formas independentes de aumento do desempenho do trocador podem ser avaliadas separadamente sem perda de fidelidade dos resultados.

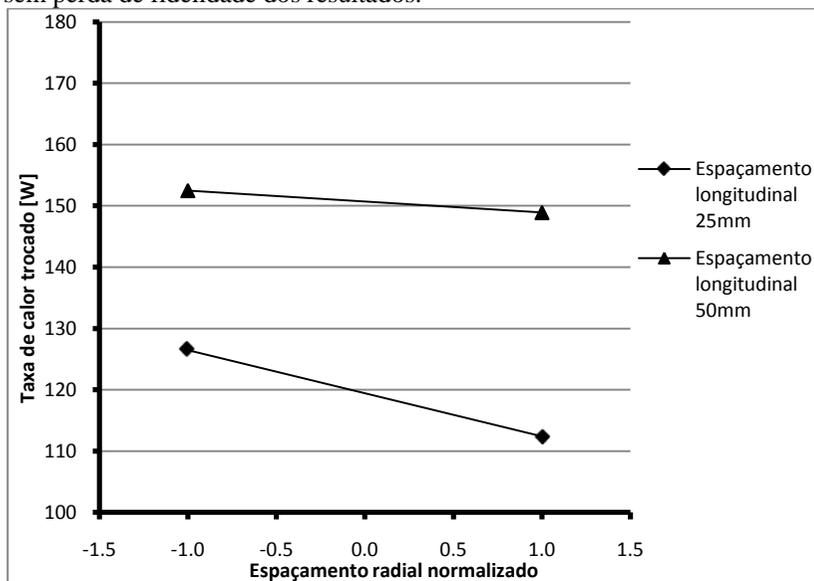


Figura 4.14 - Interação do espaçamento radial e o raio de dobra dos tubos sobre a transferência de calor.

O comportamento da queda de pressão para a condição de operação típica de $170 \text{ m}^3/\text{h}$ é mostrada na Figura 4.16. Como pode ser visto, os elementos principais de variação são o número de passes de tubos e o espaçamento radial, que contribuem com variações de 11 Pa e 6 Pa, respectivamente. A explicação para este comportamento reside no fato de que esses dois fatores, como comentado anteriormente, são os principais determinantes da velocidade máxima de escoamento do ar pelo trocador, sendo então responsáveis pela maior alteração na sua queda de pressão.

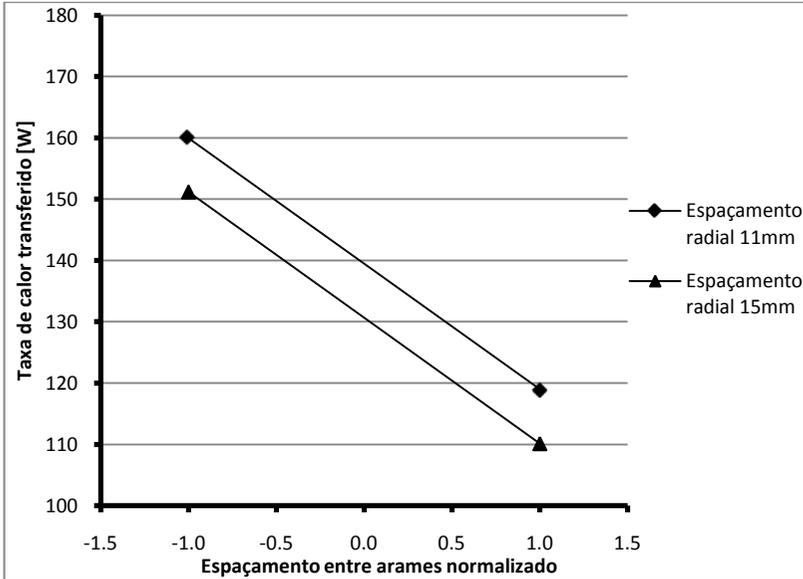


Figura 4.15 - Interação entre o espaçamento radial e entre arames sobre a transferência de calor.

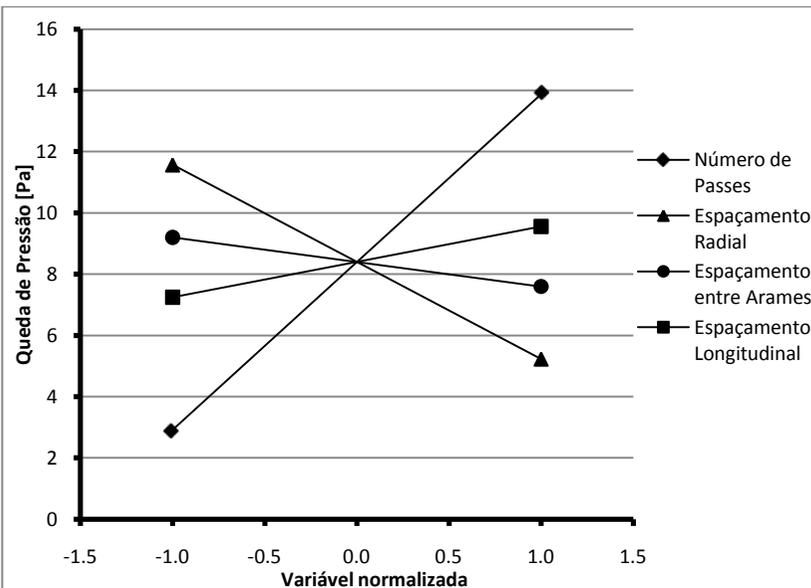


Figura 4.16 - Influência das variáveis principais na queda de pressão do trocador.

Na Figura 4.17 são mostradas as influências das interações entre as variáveis sobre a queda de pressão. Nesse gráfico, as variáveis principais que mais influíram na queda de pressão do trocador de forma independente mostram também uma interação considerável entre si. A Figura 4.18 mostra que, para um trocador com 2 passes, uma alteração no espaçamento radial é pouco influente sobre a sua queda de pressão (apenas 3 Pa). Porém, quando o trocador possui 4 passes, uma redução do espaçamento radial aumenta ainda mais a velocidade do ar quando comparado à um trocador de 2 passes. Como a queda de pressão é proporcional ao quadrado da velocidade máxima, isso faz com que o impacto da redução do espaçamento radial sobre um trocador de 4 passes seja ampliado para 9 Pa.

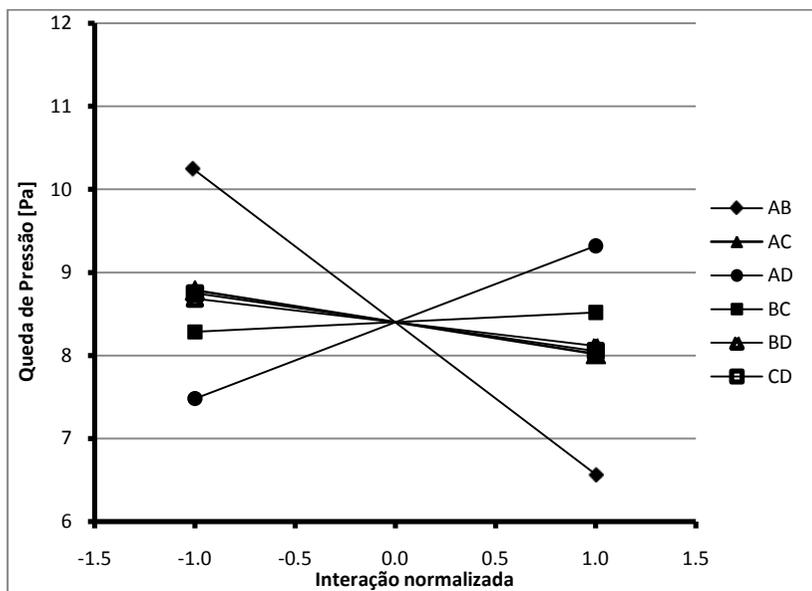


Figura 4.17 - Influência das interações entre as variáveis principais na queda de pressão do trocador.

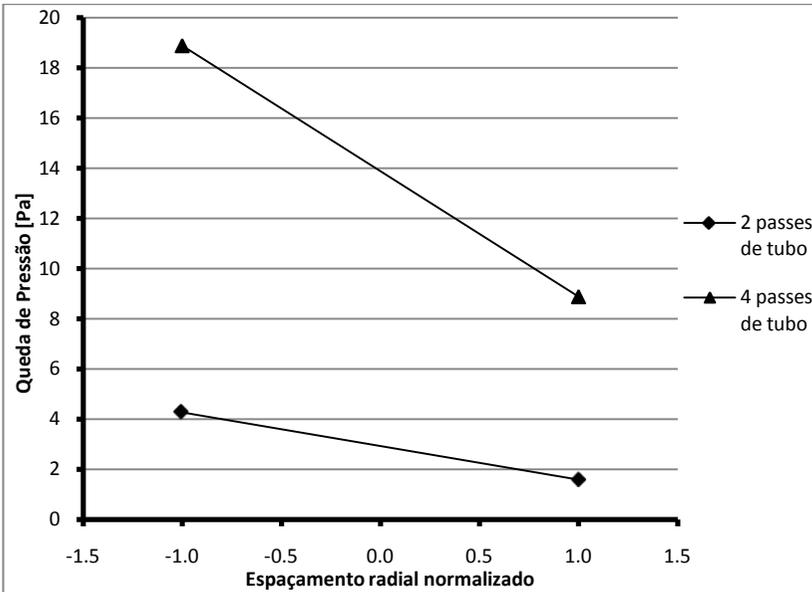


Figura 4.18 - Interação entre o espaçamento radial e o número de passes de tubos sobre a queda de pressão.

Com base nas análises apresentadas acima, objetiva-se determinar uma configuração que seja mais indicada para uma dada aplicação, de acordo com um determinado critério de avaliação. Admitindo que este critério seja estabelecido somente pela transferência de calor, determinam-se inicialmente o número de passes de tubo e o espaçamento entre arames, parâmetros que não possuem interação considerável entre si e são variáveis importantes na definição da capacidade do trocador. Admite-se que o número de passes para a máxima transferência de calor deva ser 4 e que o espaçamento entre arames seja de 5 mm. Avaliando em seguida as interações entre as variáveis, conclui-se que, para um espaçamento entre arames de 5 mm, o raio de dobra do tubo ideal deve ser de 25 mm. Com as características até aqui propostas, avalia-se então as interações “AB” e “BD” de forma a definir o valor ótimo de espaçamento radial. Como este parâmetro não exerce grande influência sobre a troca de calor, recorre-se à sua importância para a queda de pressão a fim de determinar o valor mais adequado, isto é, 15 mm. Logo, conclui-se que a geometria do trocador #14 é aquela que apresenta o melhor desempenho de transferência de calor. Conforme esperado, esse resultado é confirmado pela tabela de resultados experimentais, apresentada no Anexo 3.

Quando o critério de avaliação inclui, além da transferência de calor, o volume ocupado pelo trocador, observa-se que a configuração apontada anteriormente como a mais propícia ocupa um volume muito grande (5,2 l) quando comparado à configuração mais compacta possível (1,9 l). Como a redução do volume ocupado pelo trocador é um dos objetivos do presente trabalho, um critério de avaliação de desempenho (PEC) deve ser construído de forma a incluir os fatores mais importantes, que são a transferência de calor e o volume ocupado pelo trocador. O critério proposto, então, é uma razão entre as duas grandezas normalizadas. Essa normalização se faz necessária para que as alterações sejam consideradas com a mesma importância, ou seja, a ordem de grandeza absoluta das alterações deve ser a mesma. Dessa forma, ao invés da normalização utilizada nas variáveis geométricas, entre -1 e +1, neste caso, será utilizado o intervalo entre 1 e 2, visto que uma divisão deverá ser feita entre as duas variáveis. Para a determinação da configuração mais propícia, serão realizados os cálculos de volume e taxa de transferência de calor para todas as configurações prototipadas e escolhida a que possuir a melhor relação transferência de calor por volume ocupado. A Tabela 4.4 mostra os resultados de tais cálculos, classificados em ordem de desempenho de acordo com o PEC. Nesse caso, a melhor geometria é a #9, que possui uma capacidade de transferência de calor 15% superior e um aumento de volume de apenas 9%. Essa geometria possui o espaçamento radial e o espaçamento longitudinal menores que a geometria #14, escolhida anteriormente, o que lhe confere uma redução considerável de volume, sem tanta redução na taxa de transferência de calor.

Tabela 4.4 - Tabela de resultado dos cálculos de desempenho e volume dos trocadores testados.

Trocador	Número de Passes	Espaçamento Radial [m]	Espaçamento entre Arames [m]	Espaçamento longitudinal [m]	Calor trocado [W]	Calor normalizado	Volume ocupado [l]	Volume normalizado	PEC
9	4	0,011	0,005	0,025	153,17	1,645	2,10	1,052	1,563
1	2	0,011	0,005	0,025	133,53	1,459	1,93	1,000	1,459
13	4	0,015	0,005	0,025	144,84	1,566	2,63	1,213	1,291
11	4	0,011	0,01	0,025	117,8	1,310	2,10	1,052	1,245
3	2	0,011	0,01	0,025	101,37	1,155	1,93	1,000	1,155
2	2	0,011	0,005	0,05	170,81	1,811	3,85	1,582	1,145
10	4	0,011	0,005	0,05	182,36	1,920	4,18	1,681	1,142
5	2	0,015	0,005	0,025	111,25	1,248	2,50	1,174	1,063
15	4	0,015	0,01	0,025	108,45	1,222	2,63	1,213	1,007
14	4	0,015	0,005	0,05	190,78	2,000	5,23	2,000	1,000
12	4	0,011	0,01	0,05	135,57	1,478	4,18	1,681	0,879
6	2	0,015	0,005	0,05	157,86	1,689	5,00	1,929	0,875
7	2	0,015	0,01	0,025	84,98	1,000	2,50	1,174	0,852
4	2	0,011	0,01	0,05	121,31	1,343	3,85	1,582	0,849
16	4	0,015	0,01	0,05	135,21	1,475	5,23	2,000	0,737
8	2	0,015	0,01	0,05	111,9	1,254	5,00	1,929	0,650

CAPÍTULO 5. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1 Conclusões

Nesse trabalho, foi apresentado e discutido o estado-da-arte em trocadores de calor arame sobre tubo para aplicações em refrigeração (condensadores) sob convecção forçada. Diversas configurações, disponíveis na literatura na forma de patentes, foram descritas com relação aos seus aspectos construtivos. Uma análise crítica de trabalhos que avaliaram quantitativamente o comportamento termo-hidráulico de algumas dessas configurações também foi realizada.

A configuração geométrica mais conveniente para a avaliação experimental aqui proposta foi escolhida com base na relação entre a área de troca de calor com o ar e o volume ocupado pelo trocador, uma vez que a redução de espaço é um dos mais importantes fatores considerados no projeto de refrigeradores. Logo, a configuração escolhida para a avaliação, proposta por Ohgaki (2002), foi prototipada de forma a serem incluídos os principais parâmetros de projeto, a saber, o número de passes de tubo, o espaçamento radial, entre arames e longitudinal. Para que seus efeitos fossem claramente identificados, os experimentos foram planejados de forma que dois níveis de cada variável fossem combinados, sendo necessárias 16 amostras para tal.

Para realização dos testes experimentais nos protótipos, um calorímetro de túnel de vento de circuito aberto foi projetado e construído. A bancada foi montada, seus instrumentos foram calibrados, e medições foram comparadas com aquelas obtidas em outro calorímetro disponível no POLO, de forma a aumentar o grau de confiança das medições realizadas. Além de uma seção de teste de maiores dimensões (o que confere versatilidade à bancada quanto à geometria e faixa de vazões de ar que podem ser testadas). Outra importante melhoria aplicada ao calorímetro foi o programa de controle automático, que inclui desde o controle dos sistemas de operação do calorímetro até a detecção de regime permanente. Isso possibilita uma maior rapidez na execução dos testes, uma vez que a independência do operador permite que ensaios sejam iniciados e finalizados durante a noite ou em finais de semana.

O método de regressão de dados escolhido para elaboração de uma correlação foi baseado em uma relação funcional entre os parâmetros adimensionais $j_{Colburn}$ e $f_{Fanning}$ e o logaritmo neperiano do número de Reynolds. Coeficientes foram ajustados por meio do método proposto por

Montgomery (2001). A regressão mostrou uma boa concordância com os dados experimentais, com erros máximos de 9,4% para a transferência de calor e 14,2% para a queda de pressão.

Os parâmetros geométricos escolhidos para avaliação são todos influentes sobre o desempenho do trocador de calor, possuindo também interações entre si, potencializando o seu efeito sobre a resposta. Duas geometrias otimizadas foram propostas. A primeira foi estudada de forma a aumentar ao máximo a transferência de calor. Porém o volume ocupado pela geometria encontrada não foi satisfatório. A geometria #14, que possui a maior transferência de calor ocupa um volume maior que o dobro da menor geometria avaliada. Isso fez com que um critério de performance fosse desenvolvido para incluir o efeito da mudança de volume ocupado na análise. A razão entre o calor trocado e o volume ocupado, ambos normalizados, resultou na identificação da geometria #9 como a que possui a melhor relação capacidade de troca de calor por volume ocupado. Essa geometria possui 9% a mais de volume que o menor trocador, porém com uma transferência de calor total 14% superior.

5.2 Sugestão para trabalhos futuros

Como continuação do presente trabalho, algumas linhas de pesquisa podem ser propostas:

- Estudo do efeito da compactidade do sistema de refrigeração de baixa pressão em características de confiabilidade e desempenho (a redução do volume interno do condensador impacta na pressão máxima de operação do sistema; retorno de líquido para o compressor por uma linha de sucção muito curta, trocador de calor entre linha de sucção e tubo capilar para uma linha de sucção curta);
- Aplicação do conceito de Ohgaki (2002) logo após a descarga de ventiladores para tirar proveito da componente rotacional da corrente de ar e o maior nível de turbulência nessa região;
- Otimização do conceito estudado em conjunto com o sistema de refrigeração.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ARSEGO, C., 2003, “Avaliação experimental do desempenho de condensadores arame sobre tubo”. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil
- ASHRAE Standard 37, 1988, “Methods of testing for rating electrically driven unitary air-conditioning and heat pump equipment”, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA.
- ASHRAE Standard 41.2, 1987, “Standard methods for laboratory airflow measurement”, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA.
- ASHRAE Standard 51, 1999, “Laboratory methods of testing fans for rating”, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA.
- BARBOSA, Jr., J. R., MELO, C. HERMES, C. J. L., WALTRICH, P.J., 2009, “Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop in Tube-fin “No-Frost” Evaporators”, *Applied Energy* vol 86 pp. 1484–1491
- BELLIS, M, 2007, “The history of the Refrigerator and Freezers”, <http://inventors.about.com/>
- DASHER, J.F., 1996 “Apparatus and method of forming a refrigerator condenser”, Patent number 5,502,983, Whirlpool Corporation.
- GONÇALVES, J.M., 2004, “Desenvolvimento e aplicação de uma metodologia para a análise térmica de refrigeradores domésticos em regime permanente”, Tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil
- HERMES, C.J.L., 2006, “Uma metodologia para a simulação transiente de refrigeradores domésticos”, Tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

- HERMES, C. J. L.; MELO, C., 2007, “A Heat Transfer Correlation for Natural Draft Wire-and-Tube Condensers”, 22th International Congress of Refrigeration, Beijing, P. R. China, Paper ICR07-B2-1567.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P., 2003, “Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa”, 5ª Edição, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, Brasil.
- JENKINS JR, J. H. (2003) “Three-layer condenser”, Patent number US 6,640,885 B2, Maytag Corporation.
- LEE, T., YUN, J., LEE, J., PARK, J., LEE, K., 2000, “Determination of airside heat transfer coefficient on wire-on-tube type heat exchanger.”, International Journal of Heat and Mass Transfer 44 (2001) 1767-1776, ed. Pergamon.
- LEE, J., KIM, K., JHEE, S., CHO, N., PARK, K., 2006, “Condenser of refrigerator”, Patent number WO 2006/009339 A1, LG Electronics Inc.
- MONTGOMERY, D. C., 2001, “Design and analysis of experiments” 5ª edição, editora John Wiley & Sons INC, Nova York
- OHGAKI, M., 2002, “Condenser for a refrigerator”, Patent number US D467,946 S, Sanoh Industrial Co., Ltd.
- PROCEL/ELETROBRÁS, 2005, “Regulamento do Selo PROCEL de Economia de Energia”, DPS – Departamento de Planejamento e Estudos de Conservação de Energia.
- PETROSKI, S.J. and CLAUSING, A.M., 1999, “An investigation of the performance of confined, saw-tooth shaped wire-on-tube condensers”, Air Conditioning and Refrigeration Center ACRC, University of Illinois.
- SHAH, M.M. , 1981, “Heat transfer during film condensation in tubes and annuli: a review of literature”, ASHRAE Trans. 87 (1) (1981) 1068-1105.

- SOUZA, R. C., 2006, “Avaliação do Mercado de Eficiência Energética no Brasil: Pesquisa na Classe Residencial” Relatório de pesquisa sobre consumo de energia, DEE & IEPUC, PUC-Rio.
- WALTRICH, P. J., 2008, “Análise e Otimização de Evaporadores de Fluxo Acelerado Aplicados a Refrigeração Doméstica”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina
- WANG, C., WEBB, R.L., CHI, K., 2000, “Data reduction for air-side performance of fin-and-tube heat exchangers”, *Experimental Thermal and Fluid Science* 21 (2000) 218-226, ed. Elsevier.
- ZHUKAUSKAS, A. , ZIUGZDA, J., 1985, “Heat transfer of a cylinder in cross flow”, ed. Hemisphere Publishing Corp., Washington, DC.

ANEXO 1. AFERIÇÃO DO SISTEMA DE MEDIÇÃO DE VAZÃO DE ÁGUA

O fluxímetro coriolis instalado possui uma saída na forma de corrente, de 4 a 20 mA. Como a placa de aquisição do sistema utilizado consegue captar apenas sinais de tensão, uma resistência de 250 Ω foi colocada entre os terminais positivo e negativo da placa de saída e a tensão no resistor é então medida de 1 a 5 V.

Assim, se fez necessária uma conferência do sistema de medição. Isso foi feito conforme o procedimento a seguir:

1. Ligar o sistema de aquisição e aguardar 20 minutos para que o mesmo entre em regime permanente de operação;
2. Iniciar a rotação da bomba com o sistema em ciclo fechado;
3. Após 5 minutos, o sistema é aberto para o ambiente, através de uma válvula a jusante do fluxímetro e a água é coletada em um reservatório. Simultaneamente, um cronômetro é acionado e o sistema de aquisição é iniciado;
4. Coleta-se, pelo menos, 3 kg de água. Para-se o cronômetro e o sistema de aquisição e, simultaneamente, fecha-se o circuito novamente;
5. Em seguida, a água coletada é pesada;
6. Calcula-se o fluxo de massa médio dividindo a massa coletada pelo tempo registrado;
7. Faz-se uma média das leituras de tensão do sistema de aquisição;

Repetindo esse processo para diferentes vazões, tem-se a correlação da tensão com o fluxo de massa, como mostrado na Figura I.1.

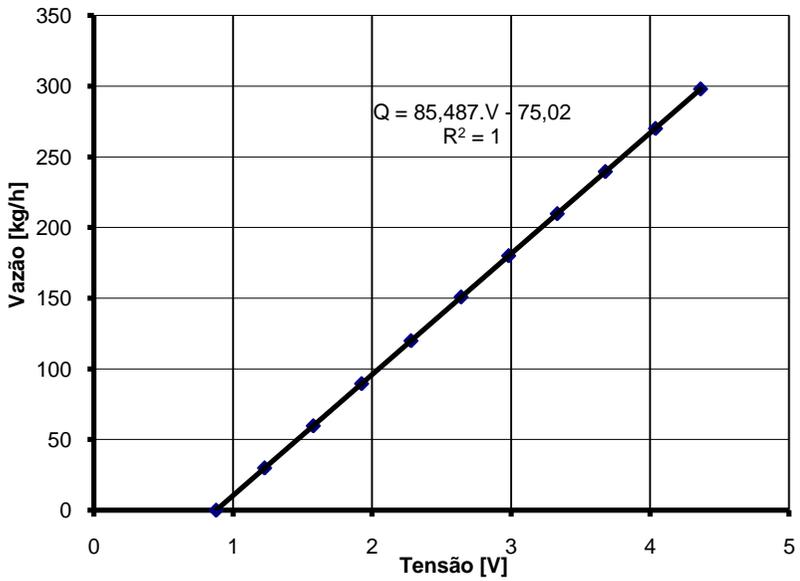


Figura I.1 - Gráfico da vazão de água através do fluxímetro em função da tensão medida.

ANEXO 2. REDUÇÃO DE ERRO SISTEMÁTICO E TRATAMENTO DOS SINAIS DAS MEDIÇÕES DE TEMPERATURA

Como as medições de temperatura são parâmetros importantes para a determinação da taxa de transferência de calor, os termopares foram calibrados em relação à um dos canais disponíveis.

Isso foi feito colocando-se todos os termopares simultaneamente no banho termostático e registrando as temperaturas. Um recipiente plástico foi colocado em torno dos termopares para evitar que ruídos elétricos originados na resistência elétrica do banho pudessem influenciar a medição.

Dessa forma, foram feitas medições na faixa de temperaturas utilizada nos testes, sendo elas 17°C, 35°C, 40°C e 45°C. A Figura II.1 mostra uma das aquisições para comparação, a 45°C. Nota-se uma diferença sistemática entre alguns termopares, chegando a 0,3°C. Como as medições realizadas são sempre em função da diferença de temperaturas relativa entre entradas e saídas dos circuitos, não foi utilizado um termômetro padrão para a calibração. Foi tomando como base as medidas do termopar T_9 e feitas correções nos demais termopares, a fim de que as medições relativas de temperatura sejam calibradas em toda a faixa de aplicação. Os termopares T_1, T_2, T_3, T_4, T_5, T_6, T_7 e T_11 foram corrigidos e os resultados da correção sobre a mesma medição é mostrada na Figura II.2.

Dessa forma, as medições de temperatura de entrada e saída do ar foram uniformizadas, reduzindo o erro sistemático das diferenças de temperaturas na faixa de valores a serem utilizadas.

Durante os primeiros testes em que a bancada operou com todos os seus sistemas funcionando simultaneamente, foi observada a presença de ruído eletromagnético na aquisição de dados, como mostra a Figura II.3. Esse problema afeta não somente a medição, mas também o sistema de controle da bancada, fazendo com que o programa continue atuando nos dispositivos, dificultando a convergência para um regime permanente no calorímetro.

Figura II.2 - Gráfico das temperaturas ajustadas segundo a diferença encontrada em diversas temperaturas.

O principal gerador do ruído identificado foi a fiação que liga o motor da bomba de água ao inversor de frequência, que passa por baixo do sistema de aquisição. Essa fiação foi então isolada usando uma fita elétrica para blindagem 3M SCOTCH – 24. Mesmo assim o ruído não foi eliminado totalmente. Então, tirando proveito da alta frequência de aquisição do sistema de aquisição, foi construída uma lógica de aquisição rápida que, para o registro de um ponto, faz uma média de um número de pontos para tentar reduzir o efeito do ruído. Esse procedimento foi testado com quatro frequências: 25 Hz, 50 Hz, 100 Hz e 200 Hz. Dessa forma, como a frequência mínima de pontos para controle do calorímetro é de 1 Hz, cada frequência de aquisição representa um número diferente de pontos para cálculo da média a ser registrada. Como mostrado na Figura II.4, a partir da frequência de 100 Hz, o procedimento de média reduz consideravelmente o ruído, eliminando o problema e reduzindo a incerteza associada a cada ponto experimental.

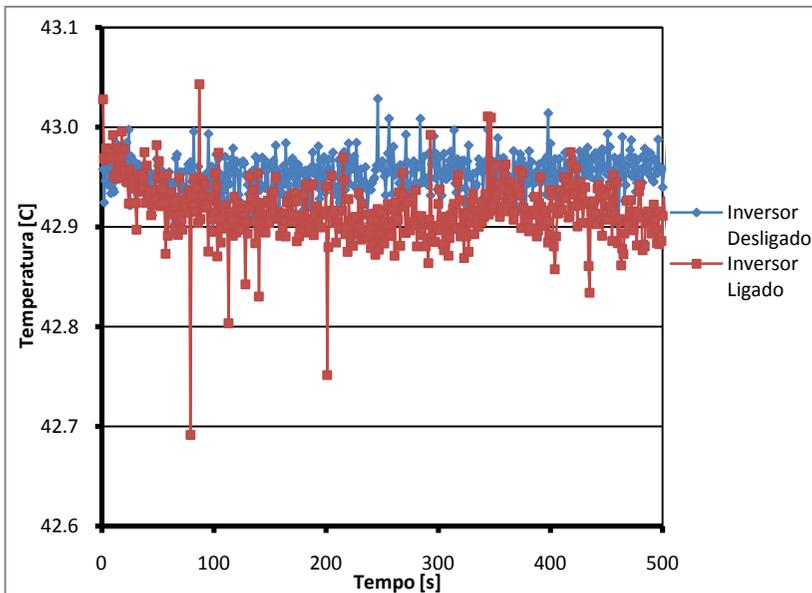


Figura II.3 - Gráfico da medição de temperatura em um termopar com o inversor de frequência ligado e desligado.

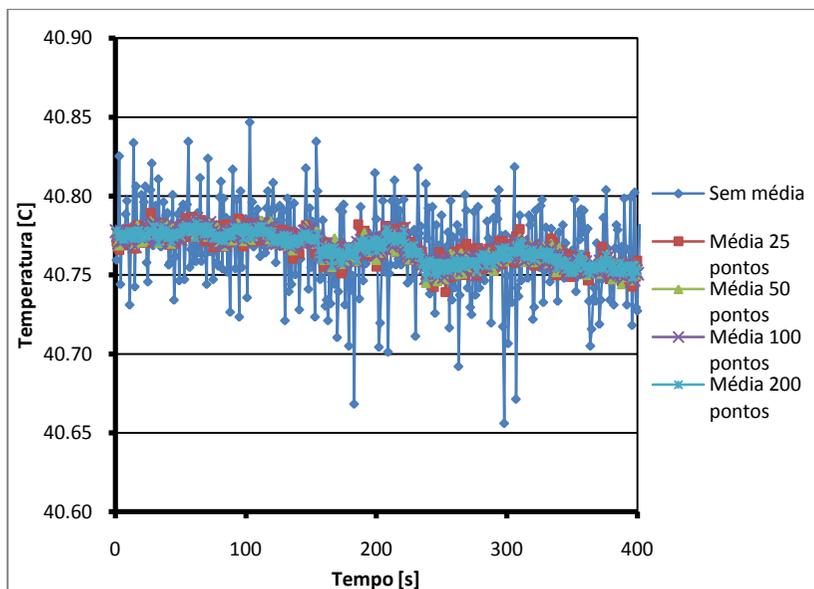


Figura II.4 - Gráfico da medição de temperatura de um termopar com o inversor de frequência ligado, mostrando a diferença na estabilidade dos dados com um sistema de médias aplicado.

ANEXO 3. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Trocador	Vazão de ar [m ³ /h]	Reynolds máximo [-]	Calor [W]	j_{Colburn} [-]	Queda de pressão [Pa]	f_{Fanning} [-]
#1	67,40	1017	96,47	0,01518	1,406	0,1229
#1	120,29	1808	136,2	0,01258	4,577	0,1272
#1	172,28	2595	174,8	0,01094	7,836	0,1056
#1	219,85	3305	202,4	0,009667	12,7	0,1056
#2	67,35	1020	139,1	0,01353	1,503	0,08419
#2	117,76	1787	198,5	0,01035	4,727	0,08763
#2	171,60	2606	262	0,008701	8,361	0,07255
#2	220,70	3354	300,8	0,007409	13,44	0,0707
#3	219,85	3260	166,8	0,01071	10,51	0,1385
#3	167,39	2486	151,8	0,0125	5,947	0,134
#3	118,86	1768	132,2	0,01504	3,605	0,1609
#3	70,49	1051	99,73	0,01843	1,161	0,1446
#4	218,66	3286	166,7	0,008323	10,55	0,09801
#4	171,77	2586	154,1	0,00958	6,522	0,09737
#4	118,05	1775	125	0,01142	3,557	0,1126
#4	70,07	1057	103,1	0,0156	1,262	0,1115
#5	220,87	2717	204,4	0,01405	4,98	0,1537
#5	168,12	2075	186,4	0,01617	2,748	0,1452
#5	119,25	1468	144,1	0,01747	1,737	0,1835
#5	70,76	871,4	105,2	0,02108	0,5389	0,16
#6	220,87	2722	232,2	0,01027	5,161	0,1033
#6	168,10	2077	215,8	0,01227	2,975	0,1021
#6	119,08	1470	175,3	0,01393	1,848	0,1269
#6	70,71	875,2	137,4	0,01801	0,5811	0,1114
#7	69,61	881,2	83,82	0,02639	0,4026	0,1904
#7	118,08	1490	103,5	0,01963	1,369	0,229
#7	172,79	2184	138,8	0,01696	2,226	0,1726
#7	220,87	2788	156,4	0,01478	3,824	0,1826
#8	219,34	2732	178,6	0,01172	4,078	0,1396
#8	172,45	2154	172	0,01404	2,463	0,1353

#8	118,57	1481	140,4	0,0169	1,272	0,1475
#8	70,49	881,7	109,7	0,02186	0,4558	0,1479
#9	69,56	1811	122,7	0,01076	5,069	0,07998
#9	119,51	3139	186,7	0,008838	14,36	0,07657
#9	170,07	4444	283,2	0,00766	24,5	0,06385
#9	221,38	5815	322,8	0,006733	40,4	0,06229
#10	220,53	5713	311,3	0,004873	49,21	0,05098
#10	169,78	4409	279,1	0,005566	30,03	0,05213
#10	117,62	3050	217,1	0,006301	16,94	0,06154
#10	69,76	1811	163,7	0,008061	6,347	0,06502
#11	67,06	1769	89,26	0,01352	4,426	0,1173
#11	119,24	3138	125,4	0,01035	13,62	0,1152
#11	169,71	4470	161	0,008864	23,37	0,09725
#11	220,70	5801	182,5	0,007947	38,74	0,09574
#12	220,53	5795	169,8	0,005198	41,47	0,07265
#12	172,79	4546	156,5	0,005981	25,72	0,07307
#12	117,11	3078	124,3	0,006947	13,61	0,08421
#12	69,76	1837	99,76	0,009211	5,043	0,08703
#13	219,34	4765	248,5	0,01013	18,68	0,109
#13	172,28	3751	225,4	0,01133	11,62	0,1094
#13	118,39	2571	172,3	0,01264	6,353	0,1271
#13	70,10	1524	129,6	0,01588	2,221	0,1258
#14	222,06	4895	245,6	0,007621	26,53	0,09854
#14	170,58	3764	224,1	0,008927	16,01	0,1006
#14	117,49	2594	184	0,01079	9,135	0,121
#14	69,74	1545	146,8	0,01402	3,427	0,1282
#15	223,25	4848	184,3	0,01124	17,77	0,1569
#15	172,11	3748	168,6	0,01288	10,49	0,155
#15	118,46	2577	131,3	0,01421	5,745	0,1794
#15	70,42	1533	100,9	0,01814	2,06	0,181
#16	67,18	1514	123,4	0,01634	2,12	0,1409
#16	117,71	2648	165,2	0,01217	6,53	0,1426
#16	171,60	3837	202,6	0,01015	11,69	0,1203
#16	221,21	4929	218,4	0,008597	19,11	0,119

ANEXO 4. COEFICIENTES DE REGRESSÃO

φ	a_j	b_j	a_f	b_f
β_0	$8,823.10^{-2}$	$-8,664.10^{-2}$	$1,418.10^{-1}$	$-2,807.10^{-1}$
β_1	$3,354.10^{-1}$	$-3,036.10^{-1}$	$-5,655.10^{-2}$	$-1,349.10^{-2}$
β_2	$-3,071.10^{-1}$	$3,199.10^{-1}$	$-2,545.10^{-1}$	$3,798.10^{-1}$
β_3	$-2,244.10^{-1}$	$2,154.10^{-1}$	$7,167.10^{-3}$	$9,502.10^{-2}$
β_4	$2,473.10^{-2}$	$-6,736.10^{-2}$	$1,371.10^{-1}$	$-1,948.10^{-1}$
β_5	$-3,539.10^{-3}$	$1,235.10^{-2}$	$-1,340.10^{-1}$	$1,090.10^{-1}$
β_6	$9,853.10^{-2}$	$-8,214.10^{-2}$	$-7,862.10^{-2}$	$5,616.10^{-2}$
β_7	$-1,459.10^{-3}$	$4,181.10^{-3}$	$-1,312.10^{-1}$	$1,222.10^{-1}$
β_8	$-4,907.10^{-2}$	$4,377.10^{-2}$	$-1,324.10^{-2}$	$2,552.10^{-2}$
β_9	$-8,387.10^{-2}$	$7,200.10^{-2}$	$-1,225.10^{-2}$	$-5,468.10^{-3}$
β_{10}	$4,438.10^{-2}$	$-4,005.10^{-2}$	$1,581.10^{-1}$	$-1,247.10^{-1}$
β_{11}	$3,354.10^{-1}$	$-3,036.10^{-1}$	$-5,655.10^{-2}$	$-1,349.10^{-2}$