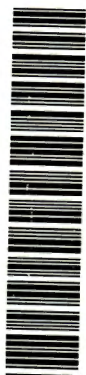


ANÁLISE TEÓRICO/EXPERIMENTAL DE SERPENTINAS RESFRIADORAS E DESUMIDIFICADORAS DE AR

DEDALUS - Acervo - EESC



31100043292

Eng.º RÓGER RIBEIRO RIEHL

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

ORIENTADOR: Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo

São Carlos
1996



Class.	Tese - EESC
Cutt.	R4781
Tombo	194/96

Eng. Mecânica

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca - EESC-USP

R555a Riehl, Róger Ribeiro
Análise teórico/experimental de serpentinas
resfriadoras e desumidificadoras de ar / Róger
Ribeiro Riehl. -- São Carlos, 1996.

Dissertação (Mestrado). -- Escola de Engenharia
de São Carlos-Universidade de São Paulo, 1996.
Orientador: Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo.

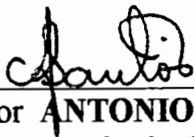
1. Trocadores de calor compactos. 2.
Serpentinas. 3. Simulação. I. Título

FOLHA DE APROVAÇÃO

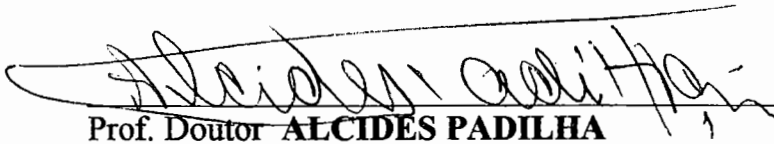
Dissertação defendida e aprovada em 11-10-1996
pela Comissão Julgadora:



Prof. Doutor **JOSE MARIA SAIZ JABARDO (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



Prof. Doutor **ANTONIO MOREIRA DOS SANTOS**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)




Prof. Doutor **ALCIDES PADILHA**
(UNESP - Campus de Bauru)



Prof. Dr. **JOÃO LIRANI**

Coordenador da área - Engenharia Mecânica



Prof. Dr. **JOSE CARLOS A. CINTRA**
Presidente da Comissão de Pós-Graduação

*Dedico este trabalho à três pessoas
em especial: aos meus pais, Paulo e
Laureci, pela perseverança na minha
educação e a Deus, do qual provém
todo o conhecimento.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço à todas as empresas e pessoas que contribuíram para a execução deste trabalho:

MIPAL Indústria de Evaporadores Ltda.

APEMA - Aparelhos, Peças e Máquinas Industriais Ltda.

Danfoss do Brasil Ind. & Com. Ltda.

Aos técnicos, José Roberto Bogni e Roberto Carlos Pratavieira, pelo auxílio e montagem dos equipamentos.

Aos alunos de iniciação científica, Eraclés Durante, Maria de Lourdes Oliveira e Renato Fernandes pelo auxílio nos procedimentos experimentais.

A todos os colegas, professores e funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica da EESC/USP pela amizade.

Agradeço, em especial, ao Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo pelo empenho e entusiasmo com a pesquisa, e pelo qual guardo profundo respeito e admiração.

SUMÁRIO

LISTA DE SÍMBOLOS.....	i
LISTA DE FIGURAS.....	v
LISTA DE TABELAS.....	vii
RESUMO.....	viii
ABSTRACT.....	ix
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO.....	1
1.1.- Generalidades.....	1
1.2.- Levantamento Bibliográfico.....	6
1.2.1.- Introdução.....	6
1.2.2.- Generalidades.....	7
1.2.3.- Lado do Ar.....	12
1.2.4.- Resistência Térmica de Contato.....	18
1.2.5.- Lado do Fluido Refrigerante.....	18
1.2.6.- Parâmetros e Modelos de Simulação.....	28
1.2.7.- Normas Regulamentadoras de Testes em Serpentinhas.....	30
1.3.- Objetivos do Trabalho.....	33
CAPÍTULO 2 - DESCRIÇÃO DA BANCADA E PROCEDIMENTOS.....	34
2.1.- Bancada Experimental.....	34
2.2.- Controle da Bancada de Testes.....	38
2.3.- Instrumentação.....	43
2.4.- Procedimentos.....	57
CAPÍTULO 3 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	60
CAPÍTULO 4 - MODELOS DE SIMULAÇÃO E PROJETO DE SERPENTINAS.....	72
4.1.- Introdução.....	72
4.2.- Generalidades.....	72
4.3.- Modelo de RICH.....	77
4.3.- Projeto de Serpentinhas.....	97
CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES E SUGESTÕES.....	101
BIBLIOGRAFIA.....	104
APÊNDICE I.....	110
APÊNDICE II.....	114
APÊNDICE III.....	116
APÊNDICE IV.....	117
APÊNDICE V.....	118
APÊNDICE VI.....	121
APÊNDICE VII.....	125

Lista de Símbolos

A :	Área (m^2)
Bas :	Base do trocador (m)
C :	Constante Taxa de Refrigeração por Grau de Diferença de Temperatura (W/K) Comprimento (m)
c_p :	Calor Específico (J/kg K)
co :	Concentração de Óleo
D :	Diâmetro (m)
dp :	Varição da Pressão (kPa)
DT_{asev} :	Diferença de Temperatura entre o Ar e Saturação ($^{\circ}C$)
$D\rho$:	Diferença de Densidade (kg/m^3)
DT_{sup} :	Superaquecimento na Saída da Serpentina ($^{\circ}C$)
dV :	Varição do Volume (m^3)
Dw :	Varição da umidade absoluta do ar ($kg\ H_2O/kg$ ar seco)
E :	Espaçamento dos Tubos (m)
ea :	Espaçamento entre Aletas (mm)
F :	Coefficiente de Convecção
f :	Coefficiente de Atrito tipo "Fanning"
FCS :	Fator de Calor Sensível
G :	Velocidade Mássica (kg/m^2s)
g :	Aceleração da Gravidade ($9,81\ m/s^2$)
$Halt$:	altura do trocador (m)
h :	Coefficiente de Transferência de Calor (W/m^2)
\bar{h} :	Coefficiente Médio de Transferência de Calor (W/m^2K)
i :	Entalpia (J/kg)
\bar{i} :	Entalpia média (J/kg)
j :	Fator de Colburn
k :	Condutividade Térmica (W/mK)
L :	Comprimento (m)
\dot{m} :	Vazão
N :	Fator de supressão de bolhas
P :	Perímetro (m)
p :	Pressão (kPa)
\dot{Q} :	Taxa de Transferência de Calor (W)
Q :	Quantidade
r :	raio (m)
R :	Resistência (m^2K/W)
S :	Característica da Serpentina

T :	Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)
\bar{T} :	Temperatura média ($^{\circ}\text{C}$)
U :	Coeficiente Global de Transferência de Calor ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
V :	Velocidade (m/s)
v :	Volume Específico (m^3/kg)
w :	Umidade Absoluta ($\text{kg H}_2\text{O}/\text{kg ar seco}$)
Δx :	Variação do Título
x :	Título da Mistura
x_e :	Diâmetro Equivalente para Aleta Não Circular (m)
X_{tt} :	Parâmetro de Martinelli
Y :	Espessura (mm)
δR :	Incerteza no Resultado (genérico)
δX_i :	Incerteza na i -ésima variável
∂X_i :	Variação na i -ésima variável
∂R :	Variação no resultado dos cálculos baseados em uma ou mais medições
a :	Espessura da Placa (m)
α :	Fator Adimensional de Troca
α :	Fração de Vazio
ε :	Efetividade do Trocador de Calor
η :	Eficiência
τ :	Tensão de Cisalhamento (N/m^2)
ρ :	Densidade (kg/m^3)
σ :	Tensão Superficial (N/m)
θ :	Ângulo de Formação da Bolha (radianos) Inclinação do Tubo (radianos)
ϕ :	Fluxo Específico Médio de Calor (W/m^2)
ϕ_l :	Multiplicador Bifásico
μ :	Viscosidade ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)

Adimensionais

Sc :	Número de Schimidt
St :	Número de Stanton
Re :	Número de Reynolds
Pe :	Número de Péclèt
Nu :	Número de Nusselt
NUT :	Número de Unidades de Transferência
Bo :	Número de Ebulição

Subscritos

<i>1</i> :	constante (quando utilizado com <i>C</i>)
<i>2</i> :	constante (quando utilizado com <i>C</i>)
<i>a</i> :	aleta
<i>afa</i> :	aleta na direção do fluxo de ar
<i>ar</i> :	ar
<i>b</i> :	bolha (quando utilizado com <i>D</i>)
<i>Bif</i> :	bifásico
<i>c</i> :	colar
	circuitos (quando utilizado com <i>Q</i>)
	condensação
<i>crítica</i> :	crítica (quando utilizada com <i>p</i>)
<i>e</i> :	externo
	entrada
<i>fa</i> :	face
<i>f</i> :	frio
<i>g</i> :	gás
<i>h</i> :	hidráulico
<i>i</i> :	interno
<i>l</i> :	líquido
	longitudinal (quando utilizado com <i>E</i>)
<i>lv</i> :	calor latente de vaporização (quando utilizado com <i>i</i>) (J/kg)
<i>m</i> :	médio
	mínima de passagem (quando utilizado com <i>A</i>)
	molhado (quando utilizado com <i>P</i>)
	por metro
<i>metal</i> :	metal
<i>mist</i> :	mistura
<i>Mon</i> :	monofásico
<i>nb</i> :	ebulição nucleada de Stephan e Abdelsalam (quando usado com <i>h</i>)
<i>o</i> :	óleo
<i>p</i> :	primária
<i>q</i> :	quente
<i>r</i> :	reduzida
	refrigerante
<i>s</i> :	secundária (quando utilizado com <i>A</i>)
	superfície (quando utilizado com <i>i</i>)
	saída
<i>sev</i> :	saída da região de evaporação
<i>sat</i> :	saturação
<i>sup</i> :	superaquecido

<i>t</i> :	transversal (quando utilizado com <i>E</i>)
	total
	tubos
<i>ta</i> :	tubos por aleta
<i>tot</i> :	total (quando utilizado com <i>L</i>)
<i>u</i> :	umidade
<i>v</i> :	vapor

Lista de Figuras

Figura 1.1 - Circuito básico de refrigeração.....	1
Figura 1.2 - Diagrama $p-i$ de um ciclo ideal de refrigeração.....	2
Figura 1.3 - Espaçamento entre aletas determinado pelo colar das aletas.....	3
Figura 1.4 - Espaçamento entre aletas onde colares não tocam a aleta adjacente.....	4
Figura 1.5 - Construção de uma serpentina de refrigeração.....	4
Figura 1.6 - Visualização de um tipo de serpentina utilizada.....	5
Figura 1.7 - Disposição dos tubos nas aletas.....	6
Figura 1.8 - Associação de resistências para a determinação do U	8
Figura 1.9 - Trocador de calor com tubos aletados - variação na temperatura do ar.....	9
Figura 1.10 - Fator j e coeficiente de atrito f para uma serpentina aletada.....	13
Figura 1.11 - Gráfico comparativo das correlações para espaçamento entre aletas de 5 mm.....	15
Figura 1.12 - Gráfico comparativo das correlações para espaçamento entre aletas de 10 mm.....	16
Figura 1.13 - Modelo de escoamento bifásico em tubos horizontais.....	19
Figura 1.14 - Comparação dos modelos de coeficiente de transferência de calor médio.....	22
Figura 1.15 - Comparação dos modelos locais de coeficiente interno de transferência de calor.....	23
Figura 1.16 - Comparação dos modelos de perda de carga.....	26
Figura 2.1 - Unidade condensadora do circuito secundário.....	34
Figura 2.2 - Unidade condensadora do circuito principal.....	35
Figura 2.3 - Esquema básico do equipamento experimental.....	37
Figura 2.4 - Vista parcial da câmara frigorífica.....	37
Figura 2.5 - Visualização da válvula de controle de pressão e das válvulas de expansão.....	39
Figura 2.6 - Esquema de ligação da válvula microprocessada.....	40
Figura 2.7a - Painel de controle da válvula microprocessada.....	40
Figura 2.7b - Painel de programação da válvula microprocessada.....	41
Figura 2.8a - Variação do superaquecimento com o tempo na saída da serpentina ($T_{sat} = -20^{\circ}\text{C}$).....	41
Figura 2.8b - Variação da vazão de refrigerante com o tempo ($T_{sat} = -20^{\circ}\text{C}$).....	41
Figura 2.8c - Variação do superaquecimento com o tempo na saída da serpentina ($T_{sat} = 0^{\circ}\text{C}$).....	42
Figura 2.8d - Variação da vazão de refrigerante com o tempo ($T_{sat} = 0^{\circ}\text{C}$).....	43
Figura 2.9 - Esquema de distribuição dos instrumentos de medição.....	44
Figura 2.10 - Rack dos transdutores de pressão e válvulas de acesso.....	45
Figura 2.11 - Rotâmetro para medida de vazão de água.....	46
Figura 2.12 - Medidor de vazão instalado no circuito principal.....	47
Figura 2.13 - Painel de controle do medidor de vazão.....	47
Figura 2.14 - Curva de precisão do medidor de vazão.....	48
Figura 2.16a - Painéis com ligações dos termopares.....	50
Figura 2.16b - Painel com ligação dos cabos dos transdutores de pressão.....	51
Figura 2.17 - Vista geral da montagem do sistema de aquisição e controle.....	52
Figura 2.18 - Tela de monitoramento elaborada no WorkBench PC.....	53
Figura 2.19 - Elaboração da tela de monitoramento.....	53
Figura 3.1 - Gráfico da capacidade da serpentina HDL-3.....	62
Figura 3.2 - Gráfico da capacidade da serpentina HD-3.....	62
Figura 3.3 - Gráfico da capacidade da serpentina HD-4.....	63
Figura 3.6 - Perda de Carga na serpentina HD-4.....	66
Figura 3.7 - Concentração de óleo no refrigerante - HDL-3.....	67
Figura 3.8 - Concentração de óleo no refrigerante - HD-3.....	68
Figura 3.9 - Concentração de óleo no refrigerante - HD-4.....	68
Figura 3.10 - Vazão de ar pela serpentina HDL-3.....	69
Figura 3.11 - Vazão de ar na serpentina HD-3.....	70
Figura 3.12 - Vazão de ar na serpentina HD-4.....	70
Figura 4.1 - Representação do fluxo de calor no tubo.....	74
Figura 4.2 - Disposição dos tubos nas aletas de placas.....	76
Figura 4.3 - Aletas circulares de mesma superfície.....	77
Figura 4.4 - Diagrama térmico de uma serpentina.....	78

Figura 4.5 - Circuito analógico ao processo de transferência de calor e massa.....	80
Figura 4.6 - Circuito elétrico analógico das resistências à transferência de calor.....	83
Figura 4.7 - Avaliação da entalpia média da superfície.....	85
Figura 4.8 - Diagrama de blocos do programa de simulação e projeto de serpentinas.....	88
Figura 4.9 - Desempenho da serpentina modelo HD-3 ($T_{sat} = -20\text{ °C}$; $T_{are} = -7\text{ °C}$; $\dot{m}_{ar} = 3500\text{ m}^3/\text{h}$; $DT_{sup} = 3,5\text{ °C}$).....	89
Figura 4.10 - Desempenho da serpentina modelo HD-3 ($T_{sat} = 0\text{ °C}$; $T_{are} = 14\text{ °C}$; $\dot{m}_{ar} = 3500\text{ m}^3/\text{h}$; $DT_{sup} = 3,5\text{ °C}$).....	89
Figura 4.11 - Desempenho da serpentina modelo HD-3 em função do espaçamento entre aletas ($T_{sat} = -20\text{ °C}$, $w_{are} = w_{ars} = 8,1 \times 10^{-4}\text{ kg H}_2\text{O/kg ar seco}$, $T_{are} = -7,5\text{ °C}$, $DT_{sup} = 4,4\text{ °C}$)..	90
Figura 4.12 - Avaliação da capacidade da serpentina HD-3 em função da espessura das aletas ($T_{sat} = -20\text{ °C}$, $w_{are} = w_{ars} = 8,1 \times 10^{-4}\text{ kg H}_2\text{O/kg ar seco}$, $T_{are} = -7,5\text{ °C}$, $DT_{sup} = 4,4\text{ °C}$)...91	91
Figura 4.13 - Avaliação da capacidade da serpentina HD-3 em função da espessura das aletas ($T_{sat} = 0\text{ °C}$, $w_{are} = w_{ars} = 4,0 \times 10^{-4}\text{ kg H}_2\text{O/kg ar seco}$, $T_{are} = 0,30\text{ °C}$, $DT_{sup} = 4,0\text{ °C}$) ...92	92
Figura 4.14 - Comparação entre capacidade experimental e simulada - $T_{sat} = -20\text{ a }0\text{ °C}$	93
Figura 4.15 - Comparação entre a temperatura de saída do ar experimental e simulada - $T_{sat} = -20\text{ a }0\text{ °C}$	93
Figura 4.16 - Comparação entre a vazão de refrigerante experimental e simulada - $T_{sat} = -20\text{ a }0\text{ °C}$	94
Figura 4.17 - Comparação entre a perda de carga experimental e simulada - $T_{sat} = -20\text{ a }0\text{ °C}$	95
Figura 4.18 - Comparação entre o coeficiente global experimental e simulado - Rich.....	96
Figura A1.1 - Gráfico de Calibração do Termopar	110
Figura A1.2 - Curva de Calibração do Transdutor 1	111
Figura A1.3 - Curva de Calibração do Transdutor 2	111
Figura A1.4 - Curva de Calibração do Transdutor 3	112
Figura A1.5 - Curva de Calibração do Transdutor 4	112
Figura A1.6 - Curva de Calibração do Transdutor 5	113
Figura A1.7 - Curva de Calibração do transdutor 6	113
Figura A2.1 - Gráfico da calibração do rotâmetro para vazão mássica.....	114
Figura A2.2 - Gráfico da calibração do rotâmetro para vazão volumétrica.....	115
Figura A3.1 - Folha de Dados do Projeto de Pesquisa.....	116

Lista de Tabelas

Tabela 1.1 - Correlações para a determinação do fator de Colburn (j)	14
Tabela 1.2 - Correlações para a determinação do coeficiente interno de transferência de calor.....	21
Tabela 1.3 - Correlações para a determinação da perda de carga no interior dos tubos.....	27
Tabela 2.1 - Relação dos equipamentos utilizados nos circuitos.....	36
Tabela 2.2 - Características das serpentinas ensaiadas.....	38
Tabela 3.1a - Regressões lineares para a capacidade da serpentina	64
Tabela 3.1b - Resultados obtidos através das curvas de capacidade	64
Tabela 3.2 - Resultados das diferentes medidas de vazão de ar	71
Tabela 4.1 - Exemplo 1 de projeto de serpentina	98
Tabela 4.2 - Exemplo 2 de projeto de serpentina	98
Tabela 4.3 - Exemplo 3 de projeto de serpentina	99
Tabela 4.4 - Exemplo 4 de projeto de serpentina	99
Tabela A4.1 - Exemplo do Formato de Gravação do Arquivo de Dados.....	117
Tabela A6.1 - Incertezas nos Resultados Experimentais.....	123

Resumo

RIEHL, R. R. *Análise teórico/experimental de serpentinas resfriadoras e desumidificadoras de ar*. São Carlos, 1996, 134p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Serpentinas de refrigeração para resfriamento e desumidificação do ar são muito utilizadas pela Indústria de Refrigeração, isto é, pelo ramo de alimentos. Serpentinhas de expansão direta constituem um dos componentes importantes de ciclos associados de refrigeração. As mesmas tem sido extensivamente investigadas no passado. Este trabalho tem sido executado para proporcionar à indústria local de refrigeração, através uma bancada experimental, realizar testes de avaliação de serpentinas resfriadoras e desumidificadoras de ar. Um dos objetivos principais deste trabalho tem sido o desenvolvimento de uma câmara com a capacidade de controlar a temperatura e umidade do ar, associada a um ciclo de refrigeração para executar testes com serpentinas. Vários testes tem sido realizados durante os últimos dois anos. Estes testes tem demonstrado que o dispositivo desenvolvido opera com uma confiabilidade aceitável. Para levantar dados de desempenho de três diferentes serpentinas de refrigeração, este estudo tem utilizado as informações experimentais acumuladas para desenvolver um programa de computador de projeto e simulação. Este programa proporciona uma análise global da serpentina, dividindo-a em duas regiões: a de mudança de fase e superaquecida. Os efeitos da umidade foram incluídos na análise (uma vez que aplicações em ar condicionado também as utilizam), embora os dados experimentais foram obtidos somente para superfície seca. Os resultados deste programa correlacionam muito bem com os dados experimentais.

Palavras-chave: Trocadores de Calor Compactos; Serpentinhas; Simulação

Abstract

RIEHL, R. R. *Theoretical/experimental analysis of cooling and air dehumidifying coils*. São Carlos, 1996, 134p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Refrigeration coils for air cooling and dehumidification are widely used by the Refrigeration Industry, namely the food branch of it. Direct expansion coils constitute one of the important components of the associated refrigeration loop. As such they have been extensively investigated in the past. This research has been set forth in the order to provide the local refrigeration industry with an experimental set up to perform testes for rating of air cooling and dehumidification coils. Thus one of the main objectives of this study has been the development of a chamber with the control capability of the air temperature and humidity, associated to a refrigeration loop to run tests with coils. Extensive tests have been performed during the last two years. These tests have demonstrated that the developed device works with acceptable reliability. In addition to raising performance data for three different cooling coils, this study has used gathered experimental information to develop a design/simulation computer code. The code performs an overall analysis of the coils, dividing in two regions: the phase change and the superheated regions. Humidity effects are included in the analysis (since air conditioning applications are also in sight), though experimental data have been taken for dry surface only. Results from this code correlate very well experimental data.

Keywords: Compact Heat Exchangers; Coils; Simulation.

CAPÍTULO 1 - Introdução

1.1.- Generalidades

Serpentinas aletadas resfriadoras e desumidificadoras de ar são equipamentos amplamente utilizados em centrais frigoríficas. O objetivo desses equipamentos é manter baixas temperaturas ambientes, com a finalidade de conservar determinados produtos por um certo período de tempo, manter ambientes acondicionados a uma temperatura e umidade inferiores às condições externas e promover o conforto térmico de pessoas.

O desenvolvimento atingido no estudo de trocadores de calor compactos, sendo que as serpentinas fazem parte desse tipo de equipamento) é utilizado para projetos de ar condicionado destinados à espaços residenciais e comerciais, ar condicionado de veículos, sistemas frigoríficos para a indústria alimentícia e resfriadores de dispositivos eletrônicos, dentre outras aplicações onde seja necessário o resfriamento do ar.

As serpentinas são utilizadas como componentes de circuitos frigoríficos. A localização da serpentina num circuito básico de refrigeração pode ser observada na Fig. 1.1.

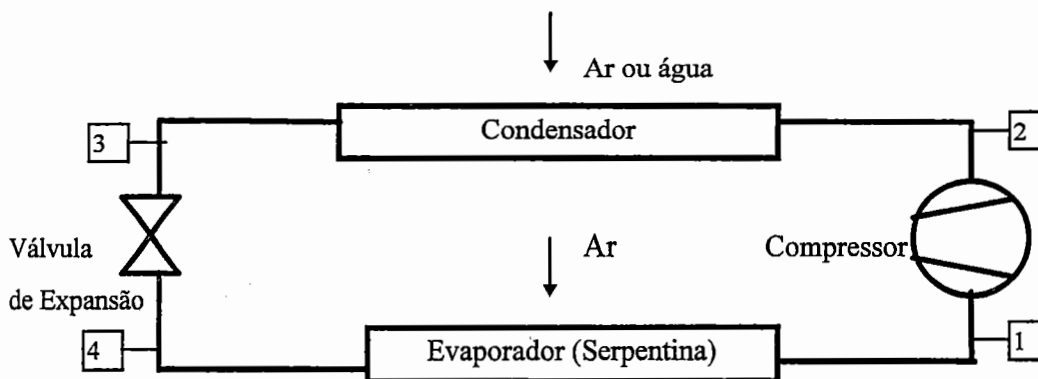


Figura 1.1. - Circuito básico de refrigeração.

A Fig. 1.2 apresenta o diagrama $p-i$ para o ciclo ideal de refrigeração, que corresponde a Fig. 1.1.

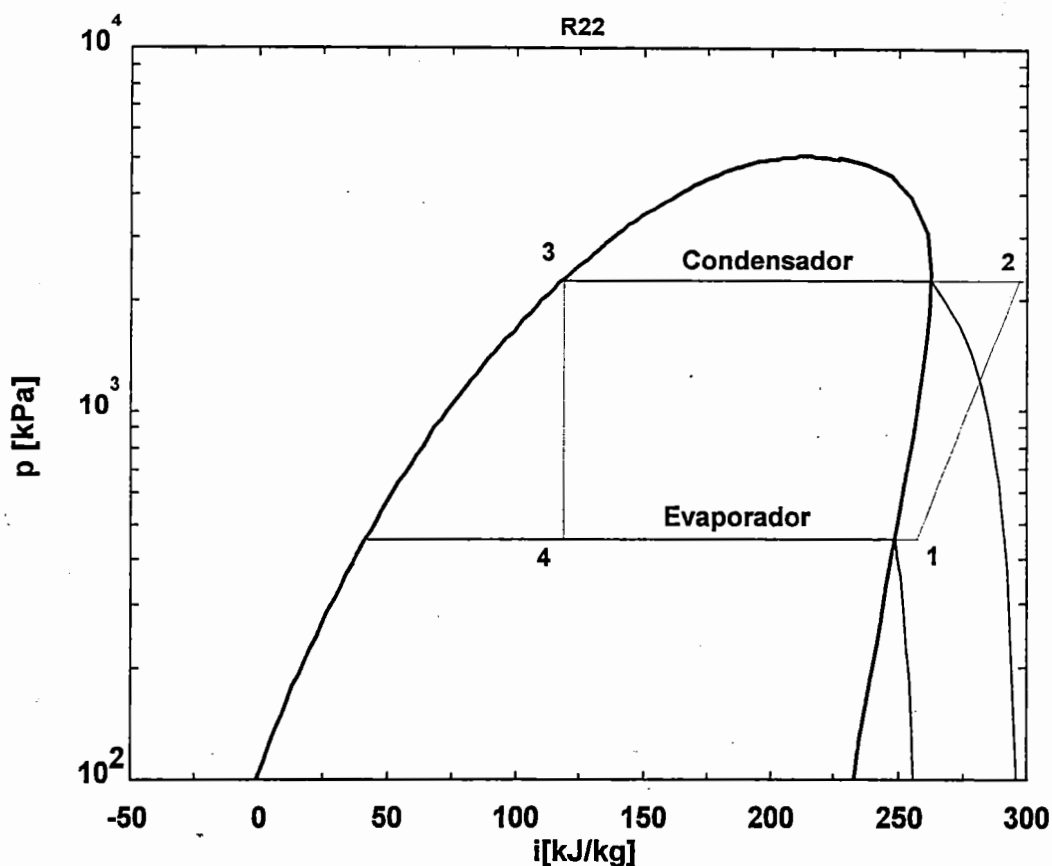


Figura 1.2 - Diagrama $p-i$ de um ciclo ideal de refrigeração.

O evaporador é utilizado num ciclo de compressão a vapor, onde um compressor é responsável pela compressão do fluido refrigerante (por exemplo, o HCFC-22), caracterizado pelo processo 1-2 da Fig. 1.2. Em seguida, o fluido refrigerante passa por um condensador a ar ou água onde é resfriado à pressão de condensação (processo 2-3), passando da fase gasosa para a fase líquida. Em seguida, o fluido refrigerante passa por um dispositivo de expansão (processo 3-4), onde a pressão do refrigerante líquido é reduzida após passar por um pequeno orifício, sofrendo uma expansão isoentálpica, resultando numa redução da pressão e, portanto, de temperatura do refrigerante. Ao final do processo de expansão, uma mistura líquido/vapor a

baixa temperatura adentra o evaporador (serpentina) com um determinado título removendo, a seguir, calor do ambiente. Como consequência, o refrigerante deixa a serpentina com um certo superaquecimento (processo 4-1), retornando ao compressor pela linha de aspiração.

As serpentinas de refrigeração são compostas por tubos de cobre dispostos em aletas de placas de alumínio. Existem diversas formas construtivas de serpentinas aletadas. Há casos em que o espaçamento entre aletas é feito pela própria aleta, fazendo com que seu colarinho sirva como espaçador, conforme ilustra a Fig. 1.3, assim como há serpentinas onde os colarinhos não tocam a aleta adjacente, conforme a Fig. 1.4.

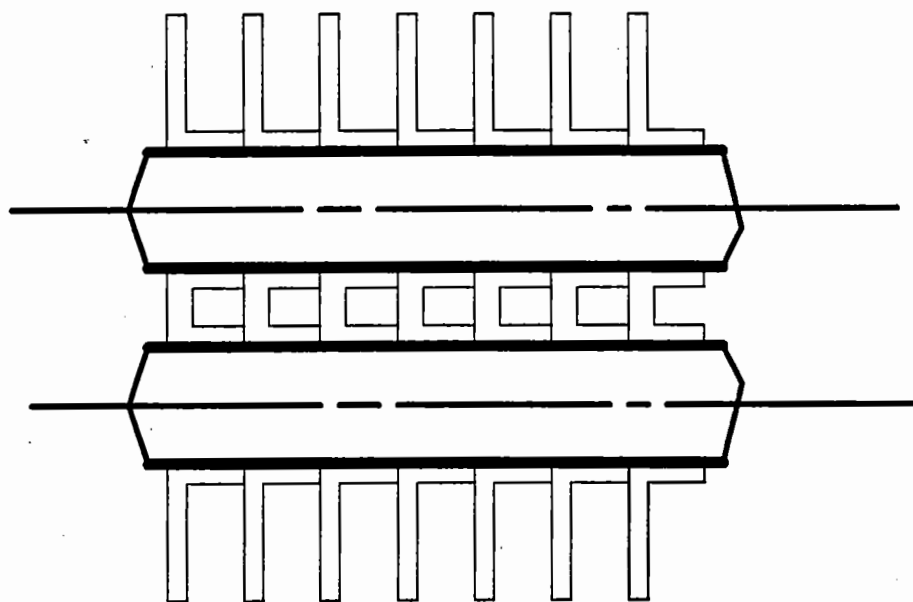


Figura 1.3. - Espaçamento entre aletas determinado pelo colar das aletas.

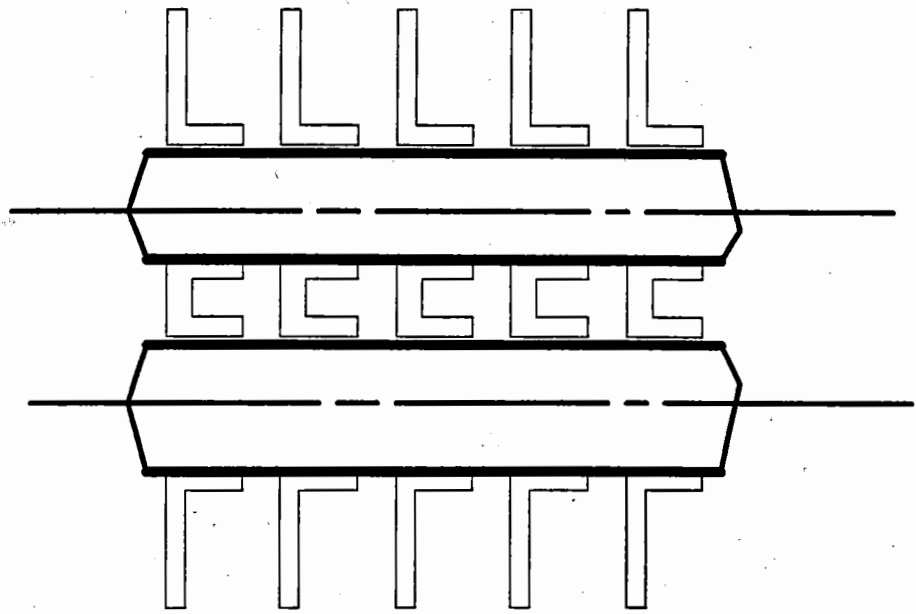


Figura 1.4 - Espaçamento entre aletas onde colares não tocam a aleta adjacente.

O suporte dos tubos é feito por meio de duas chapas metálicas, uma de cada lado do equipamento. O ventilador está localizado na parte posterior da serpentina, sendo responsável pela circulação do ar, conforme pode ser observado na Fig. 1.5.

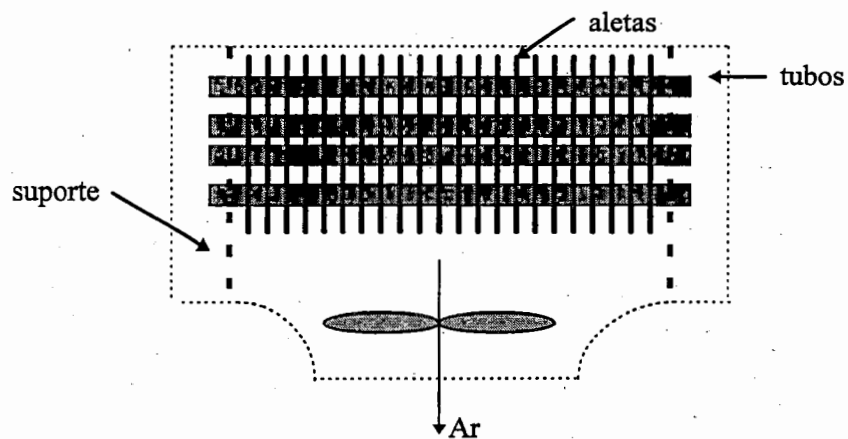


Figura 1.5 - Construção de uma serpentina de refrigeração.

Nesta figura é possível observar a disposição dos tubos de cobre em profundidade, bem como o suporte e os tubos no equipamento, e a disposição das aletas.

A disposição dos tubos no trocador depende da sua característica de projeto, envolvendo o número de circuitos em paralelo e tubos em profundidade. O número de circuitos está diretamente relacionado com a melhor distribuição do refrigerante na serpentina. A Fig. 1.6 ilustra uma serpentina do tipo utilizado neste trabalho. A fotografia da Fig. 1.7 mostra a disposição dos tubos nas aletas, em uma serpentina.

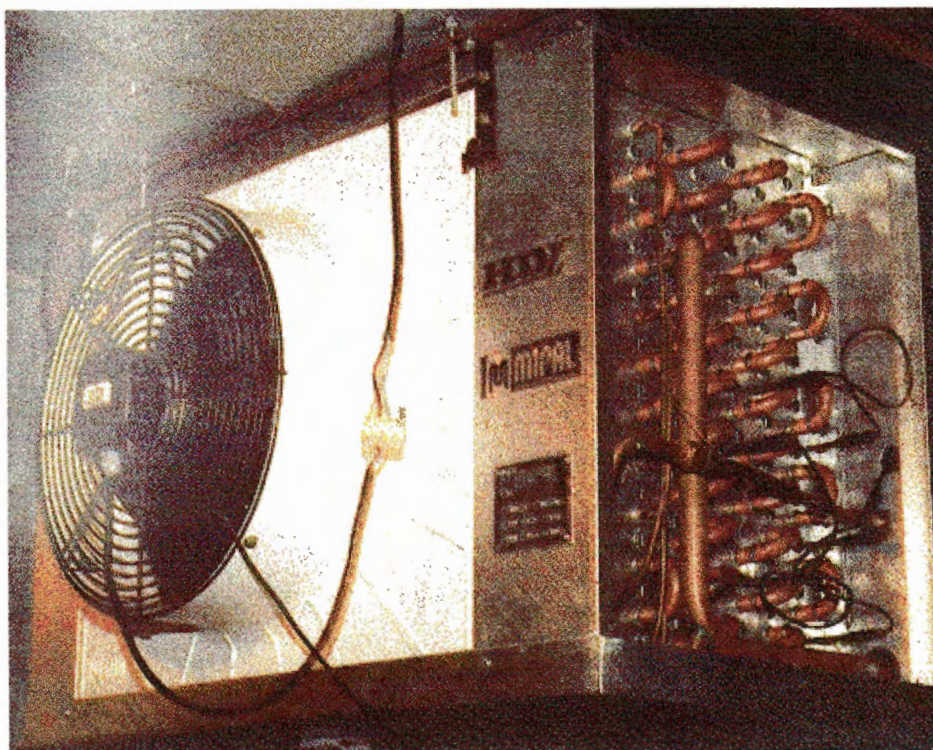


Figura 1.6 - Visualização de um tipo de serpentina utilizada.

No projeto de serpentinas aletadas, alguns parâmetros são de difícil caracterização em virtude do desconhecimento de certos aspectos. Tanto os coeficientes de transferência de calor do lado do ar e do fluido refrigerante, como a resistência térmica de contato entre a aleta e o tubo, e a perda de carga

se caracterizam por um certo empiricismo, existindo ainda, um razoável desconhecimento de parâmetros associados à esses coeficientes. Este é um dos principais motivadores para o presente trabalho.

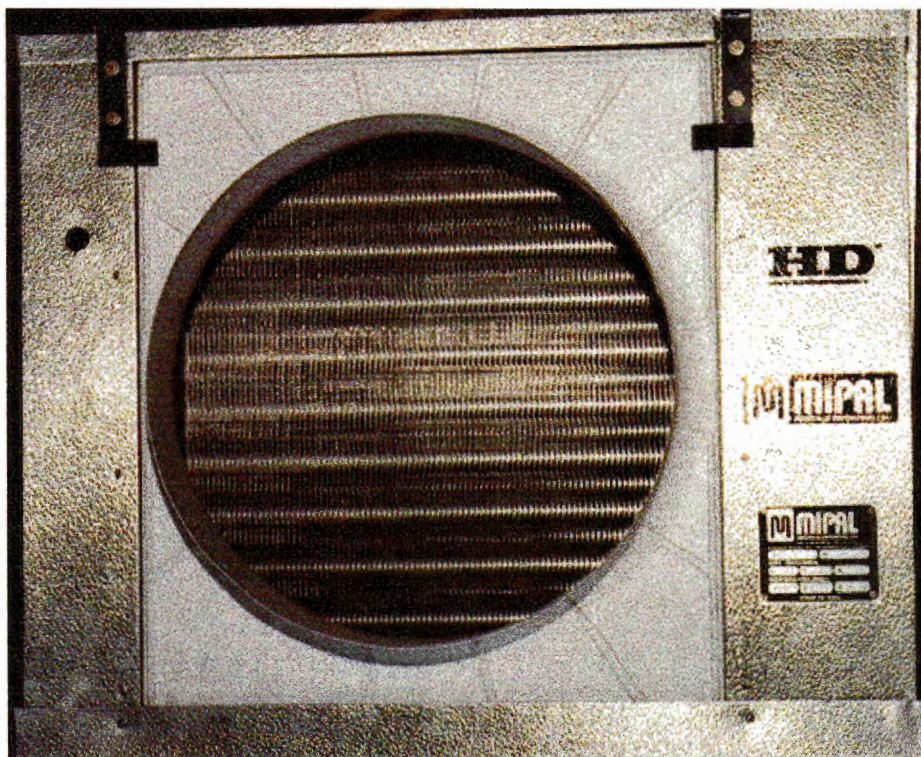


Figura 1.7 - Disposição dos tubos nas aletas.

1.2.- Levantamento Bibliográfico

1.2.1.- Introdução

O levantamento bibliográfico realizado está relacionado às áreas de estudo abordadas neste trabalho, compostas pelos seguintes tópicos:

- a) Avaliação experimental do desempenho de serpentinhas resfriadoras e desumidificadoras de ar e

b) Levantamento de informações relativas aos parâmetros e modelos de simulação de serpentinas. Os parâmetros estão associados às correlações para cálculo dos coeficientes de transferência de calor do lado do ar e do fluido refrigerante, bem como da perda de carga no interior dos tubos.

1.2.2.- Generalidades

O projeto de trocadores de calor compactos (sendo que as serpentinas de refrigeração se incluem nesta categoria), envolve alguns parâmetros que devem ser cuidadosamente analisados. O objetivo é o dimensionamento de forma a obter o máximo rendimento possível do equipamento.

Uma referência básica na análise e projeto de trocadores de calor compactos é o livro de KAYS & LONDON (1955). Dado que as serpentinas de que trata esse trabalho se encontram entre esse tipo de trocador, a seguir será apresentado um resumo dos conceitos básicos de análise extraído do referido livro.

1.2.2.1.- Coeficiente Global de Transferência de Calor - U

O coeficiente U (coeficiente global de transferência de calor) combina mecanismos condutivos e convectivos responsáveis pela transferência de calor do fluido quente para o fluido frio. Assim, a taxa de transferência de calor é dada pela seguinte correlação:

$$\frac{d\dot{Q}}{dA} = U(T_q - T_f) \quad (1.1).$$

As resistências à transferência de calor podem ser associadas pela analogia a um circuito elétrico, conforme ilustra a Fig. 1.8,

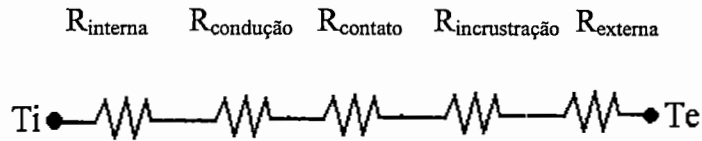


Figura 1.8 - Associação de resistências para a determinação do U

que permite estabelecer a seguinte relação para U:

$$\begin{aligned} \text{Resistência Térmica Total} &= \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} = \\ &= \frac{1}{\eta_i h_i A_i} + R_{\text{tubo}} + R_{\text{contato}} + R_{\text{inc}} + \frac{1}{\eta_e h_e A_e} \end{aligned} \quad (1.2).$$

A eficiência da superfície interna (η_i) está associada a um possível aletamento interno no tubo. Nesse caso, a eficiência deve ser avaliada de forma semelhante à apresentada na Eq. (1.3), Caso contrário, $\eta_i = 1$, correspondendo a uma superfície lisa. A eficiência da superfície externa (η_e) deve ser avaliada de acordo com a seguinte equação:

$$\eta_e = 1 - \frac{A_s}{A_t} (1 - \eta_a) \quad (1.3).$$

O termo η_a se refere à eficiência de uma aleta. A determinação desse parâmetro será apresentada no decorrer deste trabalho. O ar que passa pelos tubos e aletas tem um escoamento paralelo e transversal ao fluido refrigerante no interior dos tubos. Dessa forma, a temperatura do ar varia nas duas direções, conforme ilustra a Fig. 1.9.

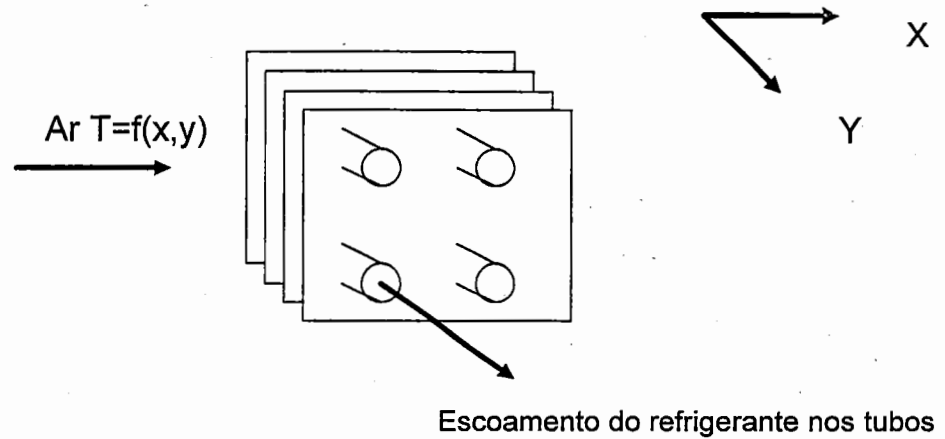


Figura 1.9 - Trocador de calor com tubos aletados - variação na temperatura do ar.

1.2.2.2.- Efetividade do Trocador de Calor e Método NUT

O Número de Unidades de Transferência (NUT) é expresso pela relação:

$$NUT = \frac{UA_{med}}{C_{min}} = \frac{1}{C_{min}} \int_0^A U dA \quad (1.4).$$

O NUT pode ser definido fisicamente, a partir da relação entre a máxima variação de temperatura nos fluidos e a diferença entre as temperaturas dos fluidos. Portanto, a taxa de transferência de calor pode ser definida como:

$$\dot{Q} = UA(\Delta T)_{entrefluidos} \quad (1.5),$$

onde $(\Delta T)_{entrefluidos}$ é a diferença média entre as temperaturas dos fluidos, e

$$\dot{Q} = C_{min} (\Delta T)_{fluidoC_{min}} \quad (1.6),$$

sendo $(\Delta T)_{\text{fluido } C_{\min}}$ a variação da temperatura do fluido de C_{\min} , ou seja, a máxima variação dos dois fluidos. Dividindo a Eq. (1.5) pela Eq. (1.6), temos:

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} = \frac{(\Delta T)_{\text{fluido } C_{\min}}}{(\Delta T)_{\text{entrefluidos}}} \quad (1.7).$$

Portanto, um NUT alto pode implicar numa diferença reduzida entre as temperaturas dos fluidos.

Para definir a efetividade do trocador de calor (ε) é necessário determinar a taxa máxima de transferência de calor para um trocador. Esta taxa de transferência de calor só ocorre para o trocador de calor em contra-correntes de área infinita. Nesse tipo de trocador, um dos fluidos apresentaria a máxima diferença de temperatura possível. Portanto, a efetividade do trocador é definida pela relação:

$$\varepsilon = \frac{\text{taxa real de transferência de calor}}{\text{taxa máxima de transferência de calor}} \quad (1.8).$$

A efetividade do trocador de calor é função do NUT , C_{\min}/C_{\max} e do arranjo do escoamento, ou seja:

$$\varepsilon = f(NUT, C_{\min}/C_{\max}, \text{arranjo do escoamento}) \quad (1.9),$$

onde o C_{\min} é o menor valor entre C_q e C_f , sendo:

$$C_q = \dot{m}_q c_{p,q} \quad (1.10)$$

$$C_f = \dot{m}_f c_{p,f} \quad (1.11).$$

A efetividade de um trocador de calor trabalhando em contracorrente, é determinada pela equação:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1-C_{min}/C_{max})}}{1 - \frac{C_{min}}{C_{max}} e^{-NUT(1-C_{min}/C_{max})}} \quad (1.12).$$

Na Eq. (1.12), para um trocador de calor trabalhando com mudança de fase, a relação $C_{min}/C_{max}=0$, pois C_{max} tende ao infinito. Portanto, a Eq. (1.12) fica:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT} \quad (1.13).$$

Para trocadores de calor em correntes paralelas, a equação da efetividade é:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1+C_{min}/C_{max})}}{1 + C_{min}/C_{max}} \quad (1.14).$$

Da mesma forma, para o trocador de calor com mudança de fase e C_{max} tendendo ao infinito, temos $C_{min}/C_{max}=0$. Portanto, a Eq. (1.14) resulta:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NUT} \quad (1.15)$$

Ou seja, para os casos em que $C_{min}/C_{max}=0$ (trocadores de calor com mudança de fase), as equações da efetividade se reduzem à Eq. (1.15). Portanto, a efetividade do trocador de calor para as serpentinas é avaliada em termos da Eq. (1.15), uma vez que o fluido refrigerante muda de fase durante o processo.

1.2.3.- Lado do Ar

O fator de Colburn é sempre empregado quando se deseja estabelecer uma correlação para a transferência de calor do lado do ar, seja essa correlação relacionada à superfície úmida, seca, ou parcialmente úmida.

O fator de Colburn, por definição, é expresso pela relação:

$$j = St Pr^{2/3} \quad (1.16),$$

sendo o número de Stanton, St , definido por:

$$St = \frac{Nu}{Pe} = \frac{Nu}{RePr} \quad (1.17).$$

As correlações disponíveis na literatura referentes ao coeficiente de transferência de calor do lado do ar são representados através do fator de Colburn em função do Número de Reynolds, ou seja:

$$j = f(Re) \quad (1.18),$$

onde

$$Re = \frac{G_{ar} D_h}{\mu} \quad (1.19),$$

$$G = \rho V \quad (1.20),$$

$$D_h = 4 \frac{A}{P_m} \quad (1.21),$$

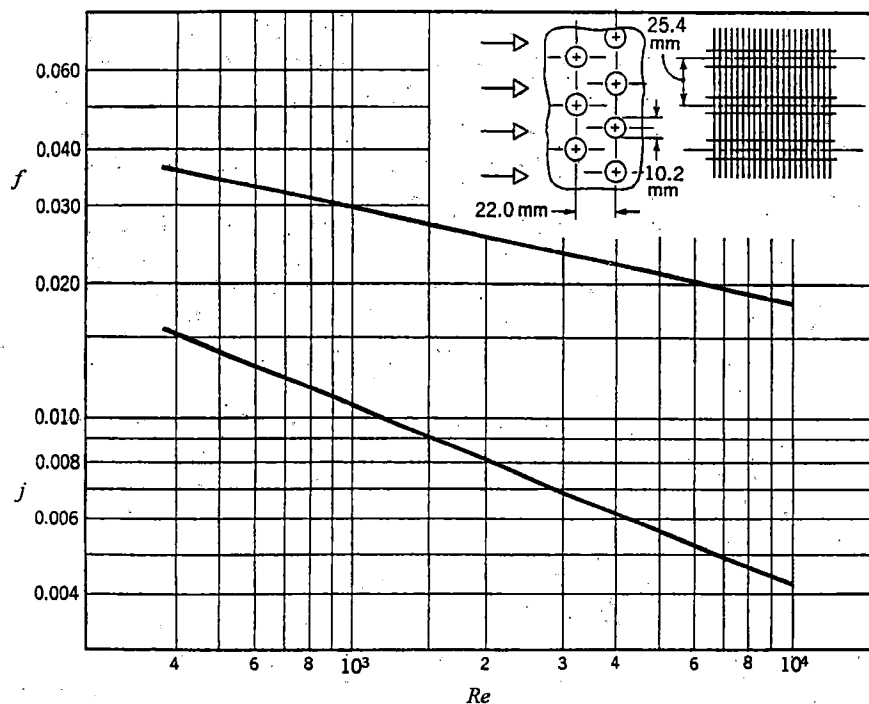
sendo que G_{ar} é a máxima velocidade mássica do ar avaliada em termos da velocidade máxima do ar. Esta é obtida em função da velocidade de face do ar, caracterizada pela velocidade do ar que passa pela serpentina sem a presença dos tubos e aletas, e a área mínima de passagem do ar, caracterizada pela área de passagem entre os tubos longitudinais ou a fileira de tubos subsequentes.

O coeficiente de atrito em trocadores de calor aletados é determinado através do diferencial de pressão do ar, entre a sua entrada e

saída. Dessa forma, o coeficiente de atrito é função dos efeitos de aceleração do fluido que passa pelo trocador de calor e perdas devido ao atrito. Contudo, no presente trabalho, os efeitos relativos ao coeficiente de atrito nas serpentinas ensaiadas não serão avaliados. Os resultados para o fator j e o coeficiente de atrito f são normalmente apresentados conforme a Fig. 1.10.

A Tabela 1.1 mostra as correlações apresentadas por diversos autores, que tratam da determinação do coeficiente de transferência de calor do lado do ar em função do fator j .

A Eq. (1.22) proposta por McQUISTON (1978), relaciona parâmetros geométricos para a determinação do fator j , considerando os efeitos do espaçamento longitudinal e transversal dos tubos, espaçamento, espessura e densidade de aletas (número de aletas por metro). Essa correlação foi definida para condições de superfície seca do trocador.



$D_e=10.2\text{mm}$, densidade de aletas = 315 por metro, $D_h=3.63\text{mm}$, $Y_a=0.330\text{m}$
 área mínima/área frontal = 0,534, área de transferência de calor/volume total= $587\text{m}^2/\text{m}^3$,
 área aletada/área total = 0,913 (KAYS & LONDON, 1955)

Figura 1.10 - Fator j e coeficiente de atrito f para uma serpentina aletada.

Tabela 1.1 - Correlações para a determinação do fator de Colburn (j).

Autor	Correlação	Eq.
McQuiston(1978)	$j = 0,0014 + 0,2618(JP), \text{ onde: } JP = Re^{-0,4} \left[\left(\frac{4}{\pi} \right) \left(\frac{E_l}{D_h} \right) \left(\frac{E_t}{D} \right) \sigma \right]^{-0,15}$	1.22
McQuiston/Rich (1978)	$j = \frac{Nu}{Re^{0,8} Pr^n}, \text{ onde: } n=0,4 \text{ para aquecimento e } n=0,3 \text{ para resfriamento}$	1.23
Elmahdy & Biggs (1979)	$j = C_1 Re^{C_2}, \text{ onde: } C_1 = 0,259 Fi^{0,141} D_f^{0,065} \text{ e } C_2 = -0,323 Fi^{0,049} FF^{0,077}$ <p style="text-align: center;">para: $Fi = \frac{Y_a}{0,5(D_a - D_e)}, Df = \frac{D_h}{Y_a} \text{ e } FF = \frac{N_{a_m}}{Y_a}$</p>	1.24
McQuiston(1981)	$j = \frac{k}{D_h} \frac{Re^{0,8} Pr^{0,73}}{Gc_{p_w}}$	1.25
Chen & Ren (1988)	$j = 0,191 Re^{-0,32} Pr^{0,07}$	1.26
Kayansayan (1993)	$j = 0,15 Re^{-0,28} \alpha^{-0,362} \text{ onde: } \alpha = 1 + \left[\frac{4 E_t E_l}{\pi D_e D_e} - 1 \right] \left[\left(1 - \frac{D_e}{E_t} \right) \left(D_e \frac{N_{a_m}}{2} \sigma \right) \right]$ $\sigma = \left(1 - \frac{D_e}{E_t} \right) (1 - Y_a N_{a_m})$	1.27

A Eq. (1.23) foi utilizada por McQUISTON (1978) e RICH (1976), obtida a partir da equação de Dittus-Boelter, também aplicada a condições de superfície seca. A Eq. (1.24) foi proposta por ELMAHDY & BIGGS (1979) incorporando os mesmos parâmetros geométricos da Eq. (1.23), e aplicável a condições de superfície seca do trocador. Essa correlação foi obtida a partir de um extenso banco de dados para diversos tipos de trocadores de calor aletados. A Eq. (1.25) de McQUISTON (1981), e a Eq. (1.26) de CHEN & REN (1988), foram obtidas para condições de superfície seca do trocador, sem entretanto, incorporarem parâmetros geométricos. A Eq. (1.27), proposta por KAYANSAYAN (1993), incorpora parâmetros geométricos que afetam o fator j , de maneira semelhante à Eq. (1.23).

As correlações apresentadas na Tabela 1.1 foram comparadas com o objetivo de determinar qual deverá ser utilizada no programa de simulação. Os gráficos das Figs. 1.11 e 1.12 são relativos às serpentinas com espaçamento entre aletas de 5 mm e 10 mm, respectivamente. Os dados foram gerados para uma faixa de velocidade de velocidade de face do ar variando de 2,0 a 6,0 m/s.

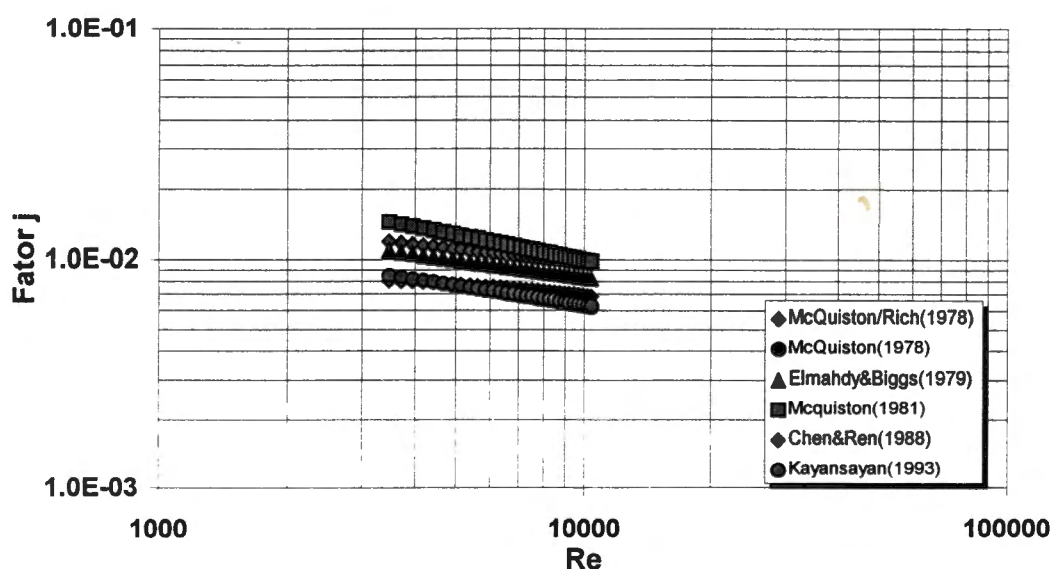


Figura 1.11 - Gráfico comparativo das correlações para espaçamento entre aletas de 5 mm.

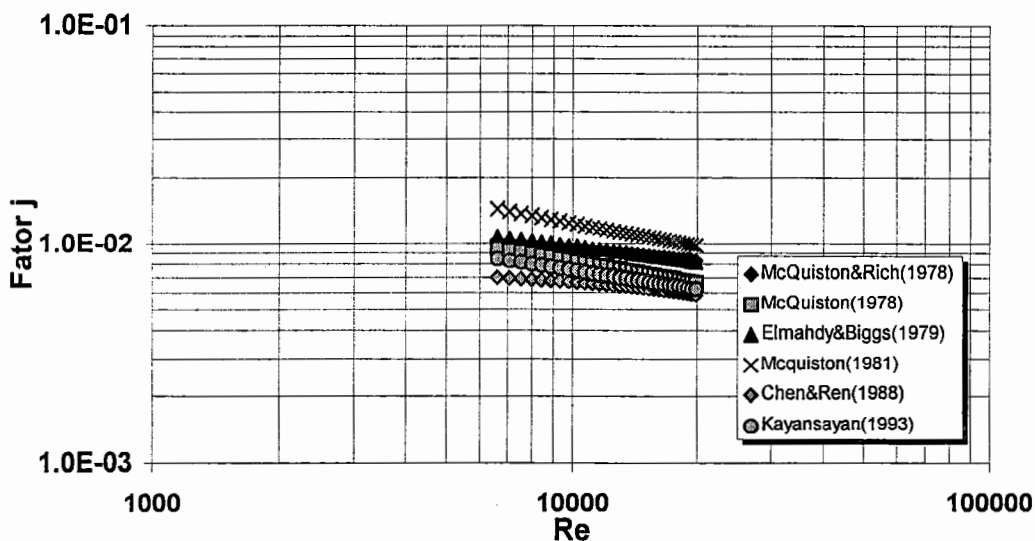


Figura 1.12 - Gráfico comparativo das correlações para espaçamento entre aletas de 10 mm.

A transferência de calor é maior para espaçamento entre aletas de 5 mm que para espaçamento de 10 mm. Ou seja, o gráfico da Fig. 1.11 apresenta um fator j superior ao gráfico da Fig. 1.12 para uma mesma faixa de velocidade de face do ar. Isso implica que um menor espaçamento entre aletas proporciona um aumento na transferência de calor.

O coeficiente de transferência de calor do lado do ar para superfície seca está diretamente relacionado com a geometria da serpentina. Portanto, a taxa de transferência de calor aumenta em consequência de um aumento na área total da superfície de transferência de calor (TURAGA et. al., 1988; SESHIMO et. al., 1989).

A determinação do fator de Colburn para as serpentinas que trabalham a temperaturas inferiores à temperatura de orvalho do ar sendo resfriado, sofre a influência da transferência de massa pela condensação (ou deposição na forma de neve) do vapor d'água do ar. No caso em que ocorre deposição de neve na superfície da serpentina, o coeficiente de transferência de calor aumenta inicialmente para posteriormente diminuir devido ao fato que a formação de neve eleva a resistência térmica. A formação de neve na superfície

da serpentina depende diretamente do regime de escoamento do ar (McQUISTON, 1972; GUILLORY & McQUISTON, 1973; TREE & HELMER, 1976; SENSHU et. al. 1981).

A densidade das aletas na serpentina está diretamente relacionada com a taxa de transferência de calor e com o coeficiente de atrito. Para uma densidade de aletas reduzida, o coeficiente de atrito é pequeno mas, à medida que a densidade de aletas cresce, o coeficiente de atrito aumenta (RICH, 1973; McQUISTON, 1978). Trocadores com pequeno espaçamento entre aletas tem alta perda de carga do lado do ar devido a menor área livre de escoamento, para uma mesma relação de área frontal (KONDEPUDI & O'NEAL, 1989).

Outros parâmetros geométricos apresentam significativa influência no coeficiente de transferência de calor e de atrito. O diâmetro externo do tubo, o espaçamento e espessura das aletas e o número de fileiras de tubos em profundidade aparecem entre os principais. O número de tubos em profundidade afeta diretamente o desempenho da serpentina, com seu aumento acarretando numa diminuição da transferência de calor do lado do ar (RICH, 1975; McQUISTON, 1978).

A correlação que será utilizada no programa de simulação de serpentinas é proposta por ELMAHDY & BIGGS (1979), por incorporar todos os parâmetros que afetam a transferência de calor do lado do ar e por ser aplicada à serpentina que trabalha sob condições de superfície seca.

No caso de trocadores de calor aletados, a eficiência da área aletada é calculada pela Eq. (1.3). Essa eficiência é avaliada admitindo o modelo unidimensional. A eficiência da aleta está diretamente relacionada às propriedades e vazão do ar, bem como do material e características geométricas das aletas (COWELL, 1990; CHEN, 1991; HUANG & SHAH, 1992). A forma utilizada neste trabalho para a determinação da eficiência da aleta é proposta por SHAH (1985), a qual será apresentada no Capítulo 4.

1.2.4.- Resistência Térmica de Contato

Durante a fabricação dos trocadores de calor aletados, a união entre os tubos e as aletas é feita por expansão mecânica ou hidráulica. Como resultado do processo de fabricação de trocadores de calor aletados, o contato entre as aletas e os tubos não é perfeito. Tal imperfeição resulta numa resistência adicional à transferência de calor, contribuindo para a degradação do seu desempenho. A resistência térmica de contato deve ser incorporada à Eq. (1.2) que determina o coeficiente global de transferência de calor.

No presente trabalho, o termo que trata da resistência térmica de contato na Eq. (1.2) será desprezado. Esse fator apresenta pequena influência no coeficiente global, quando comparado com os demais fatores. Contudo, vários autores tratam do assunto. Os efeitos causados pela resistência térmica de contato pesquisados na literatura são abordados por WOOD et al. (1987), SHEFFIELD et al. (1989), FEDOSEEV & SHANIN (1989) e CRAWFORD et al. (1992).

1.2.5.- Lado do Fluido Refrigerante

O lado do refrigerante, ao contrário do lado do ar, é caracterizado por altos coeficientes de transferência de calor e perda de carga. O fluido refrigerante que passa pelo interior dos tubos sofre mudança de fase à medida que retira calor do ar, resfriando-o.

Durante o escoamento do fluido refrigerante no interior dos tubos, existe pouca possibilidade de ocorrer ebulição nucleada, sendo que predomina a ebulição convectiva. Isso se deve ao fato do título do refrigerante na entrada da serpentina ser relativamente elevado, normalmente superior a 20%. A Fig. 1.13 ilustra como se processa a mudança de fase do fluido refrigerante ao longo de um evaporador tubular.

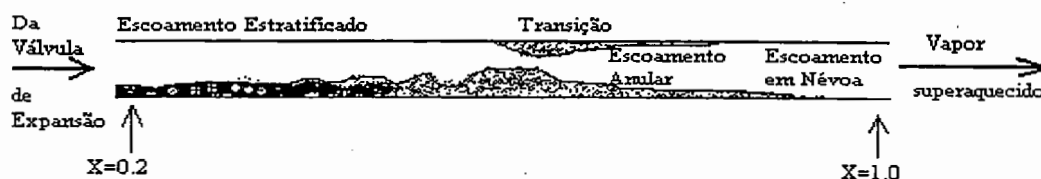


Figura 1.13 - Modelo de escoamento bifásico em tubos horizontais.

É importante considerar que fatores afetam o coeficiente de transferência de calor do lado do refrigerante, bem como a perda de carga no interior dos tubos de uma serpentina.

1.2.5.1. - Coeficiente Interno de Transferência de Calor

Segundo TURAGA et. al. (1988), as condições de escoamento bifásico ocorrem do lado do fluido refrigerante devido a evaporação do refrigerante volátil nos tubos. A transferência de calor e perda de carga no lado do refrigerante em serpentinas são influenciadas pela presença do óleo lubrificante transportado desde o compressor.

Segundo TANDON et. al. (1995), um alto fluxo de calor resulta num alto coeficiente de transferência de calor, devido ao aumento do título da mistura líquido/vapor. Um título elevado do refrigerante produz coeficientes altos, desde que a espessura média do filme de líquido na parede do tubo seja pequena. Uma alta velocidade mássica do vapor, resulta num alto coeficiente de transferência de calor.

A Tabela 1.2 apresenta as correlações pesquisadas por alguns autores.

O *Parâmetro de Martinelli* (X) considera os efeitos da perda de carga da fases, definido pela equação:

$$X^2 = \frac{\phi_v^2}{\phi_l^2} = \frac{(dp/dz)_l}{(dp/dz)_v} \quad (1.28),$$

sendo $(dp/dz)_l$ correspondente a perda de carga num tubo como se só houvesse escoamento da fase líquido e $(dp/dz)_v$ como se só houvesse escoamento da fase vapor. O parâmetro X considera o regime de escoamento das fases líquido e vapor, separadamente. No presente trabalho, tanto o líquido quanto o vapor escoam em regime turbulento. Portanto, este parâmetro apresenta dois subscritos, caracterizando estes regimes de escoamento (X_{tt}). Introduzindo a Eq. (1.39) na Eq. (1.28), é possível avaliar o parâmetro X_{tt} em função da variação do título da mistura e das propriedades de transporte das fases, representado por:

$$X_{tt}^2 = \left[\left(\frac{1-x}{x} \right)^{(2-n)} \right] \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^n \quad (1.29),$$

onde o coeficiente n está relacionado ao regime de escoamento ($n=1$ -escoamento laminar; $n=0,25$ - escoamento turbulento).

As correlações de Bo PIERRE apresentadas pelas Eqs. (1.30) e (1.31) avaliam o coeficiente médio de transferência de calor numa serpentina, por considerar as propriedades de entrada e saída do fluido refrigerante, ao longo da serpentina.

As correlações apresentadas por JUNG & RADERMACHER (Eq. (1.32)) e KANDLIKAR (Eq. (1.33)) avaliam o coeficiente interno de transferência de calor local, considerados em função do título da mistura líquido/vapor. Na Eq. (1.33), as constantes são funções da ebulição convectiva, sendo: $C_1=1,136$; $C_2=-0,9$; $C_3=667,2$; $C_4=0,7$; $C_5=0,3$ ou $C_5=0$ para o caso em que o Número de Froud (Fr) é maior que 0,04.

Tabela 1.2 - Correlações para a determinação do coeficiente interno de transferência de calor.

Autor	Correlação	Eq.
Bo Pierre ¹	$\frac{\bar{h}_i D_i}{k_f} = 0,0009 [\text{Re}^2 K_f]^{0,5}$ para título na saída menor que 90% e $10^9 < \text{Re}^2 K_f < 0,7 \times 10^{12}$, onde $K_f = \frac{i_{lv} \Delta x}{Lg}$ e $\text{Re} = \frac{G_r D_i}{\mu_f}$	1.30
Bo Pierre ¹	$\frac{\bar{h}_i D_i}{k_f} = 0,0082 [\text{Re}^2 K_f]^{0,4}$ para 6 °C de superaquecimento na saída do evaporador e $10^9 < \text{Re}^2 K_f < 0,7 \times 10^{12}$, onde $K_f = \frac{i_{lv} \Delta x}{Lg}$ e $\text{Re} = \frac{G_r D_i}{\mu_f}$	1.31
Jung & Radermacher ¹	$h_i = N h_{Nb} + F h_i$ para ebulição convectiva, onde: $F = 2,37 \left(0,29 + \frac{1}{X_u} \right)^{0,85}, h_{Nb} = 207 \frac{k_f}{D_b} \left(\frac{\phi D_b}{k_f T_{sat}} \right)^{0,745} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0,581} \text{Pr}^{0,533}, D_b = C \theta \left(\frac{2\sigma}{g \Delta \rho} \right)^{0,5},$ $N = 4048 X_u^2 \text{Bo}^{1,13}, \text{Bo} = \frac{\phi}{G_r i_{lv}}, h_i = 0,023 \frac{k_f}{D_i} \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4}$	1.32
Kandlikar ¹	$h_i = h_i (C_1 C_o^{C_2} + 25 F_r^{C_3} + C_3 \text{Bo}^{C_4} F_{Fl}),$ onde $F_{Fl} = 1,5$ p/ R-22 para ebulição convectiva	1.33

¹ Notas de aula do curso "Transferência de Calor em Escoamentos Bifásicos", 1995, ministrada pelo Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo

Os modelos apresentados na Tabela 1.2 são comparados graficamente. Os modelos expressos pelas Eqs. (1.32) e (1.33), por serem coeficiente locais, devem ser integrados ao longo da serpentina, para avaliar os coeficientes médios. Os coeficientes médios* proporcionados por essa relação são comparados com o modelo de Bo PIERRE, no gráfico da Fig. 1.14.

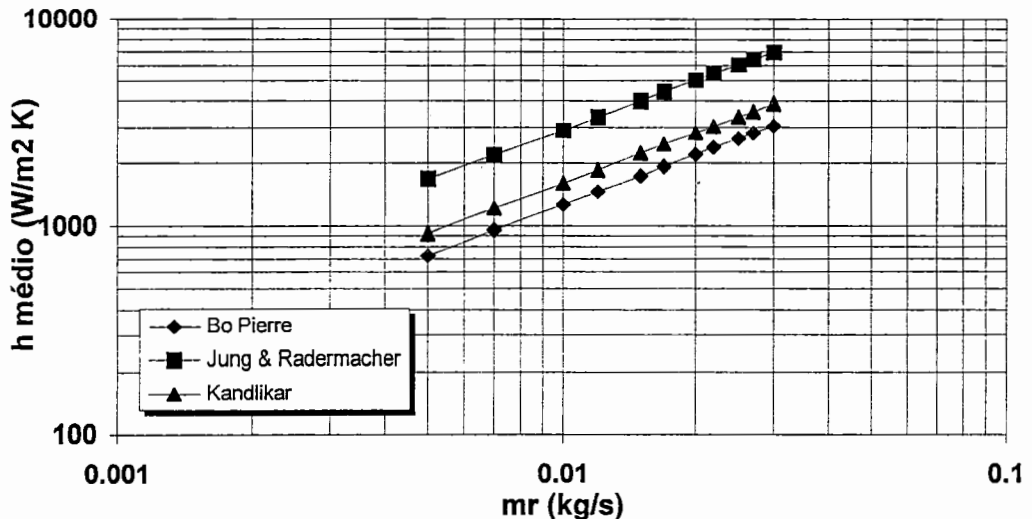
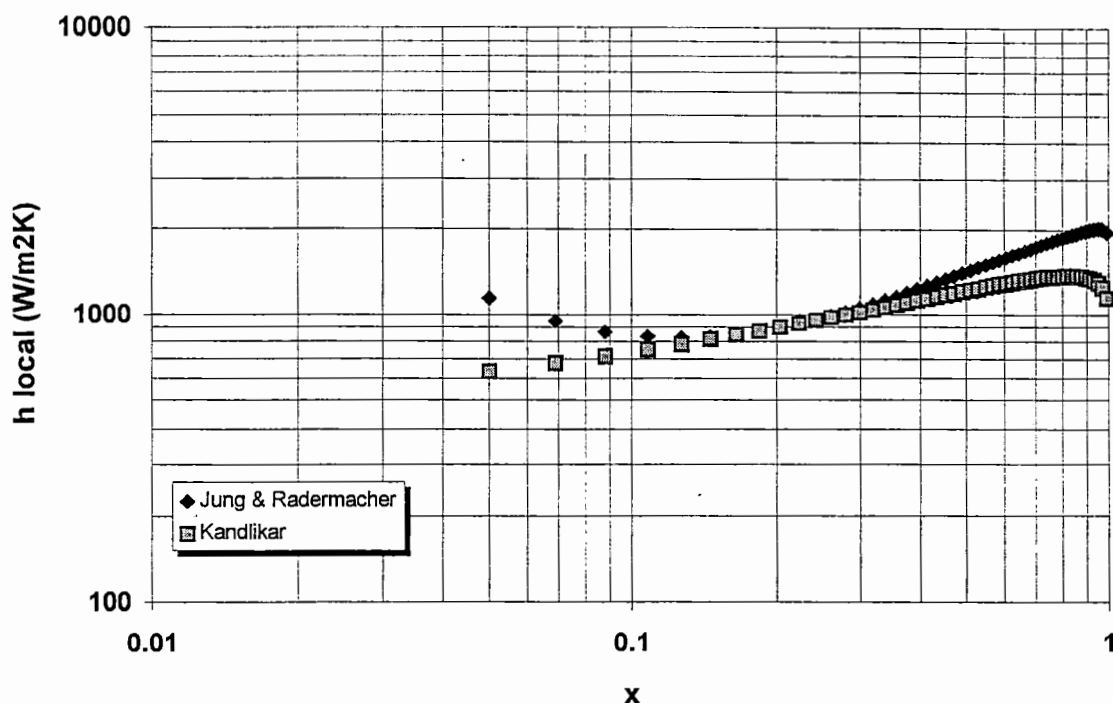


Figura 1.14 - Comparação dos modelos de coeficiente de transferência de calor médio.

A Fig. 1.14 mostra que a correlação de Bo PIERRE apresenta resultados inferiores aos resultados dos modelos de JUNG & RADERMACHER e de KANDLIKAR para o coeficiente interno de transferência de calor médio. A Fig. 1.15 mostra que os modelos de coeficiente local apresentam um comportamento semelhante. No modelo de KANDLIKAR, a medida que o título aumenta, o coeficiente interno de transferência de calor é influenciado pela ebulição convectiva. Para títulos mais elevados, o coeficiente interno diminui, pois a parede interna do tubo torna-se seca.

* Nesta comparação, foi adotado um valor médio para o fluxo de calor específico, ϕ , de $3,0 \text{ kW/m}^2$ característico deste tipo de aplicação.



Refrigerante R-22, $T_{\text{sat}}=-20^{\circ}\text{C}$, $\phi = 3,0 \text{ kW/m}^2$, $\dot{m}_r = 0,010 \text{ kg/s}$, $L=15\text{m}$, $D_i = 16\text{mm}$ (5/8")

Figura 1.15- Comparação dos modelos locais de coeficiente interno de transferência de calor.

No modelo de JUNG & RADERMACHER, para títulos baixos, prevalece a ebulição nucleada devido ao pequeno número de bolhas. A medida que o título aumenta, este modelo apresenta o mesmo comportamento do modelo de KANDLIKAR.

A correlação utilizada na elaboração do programa de simulação foi a de Bo PIERRE, uma vez que foi elaborada para os refrigerante R-12 e R-22 e é mais adequada para modelos de simulação, uma vez que apresenta uma correlação para o coeficiente de transferência de calor médio. Deve se reconhecer, entretanto, que tal correlação é conservadora, uma vez que apresenta resultados inferiores aos demais.

1.2.5.2.- Perda de Carga no Interior dos Tubos

A perda de carga no interior dos tubos é tratada por vários autores como um fator que contribui para a degradação da eficiência do trocador. A associação das equações de conservação da massa, quantidade de movimento e de energia permitem avaliar os efeitos da perda de carga no interior dos tubos de uma serpentina. A variação da pressão ao longo de um evaporador é resultante de três efeitos:

- a) atrito;
- b) aceleração do fluido, resultante da elevação do volume específico médio ao longo do evaporador e
- c) gravidade que, neste caso, é desprezível.

Portanto, é possível representar esses efeitos na perda de carga no interior dos tubos através da equação:

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right) = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{atrito}} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{gravidade}} + \left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{aceleracao}} \quad (1.34).$$

Os efeitos de aceleração podem ser caracterizados pelo título e fração de vazio da mistura líquido/vapor, através da relação:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{aceleracao}} = G_r^2 \left[\frac{x_s^2}{\rho_v \alpha_s} + \frac{(1-x_s)^2}{\rho_l (1-\alpha_s)} - \left(\frac{x_e^2}{\rho_v \alpha_e} + \frac{(1-x_e)^2}{\rho_l (1-\alpha_e)} \right) \right] \quad (1.35).$$

A perda de carga devido ao atrito é função da resistência por atrito na parede do tubo e entre as fases (líquido e vapor), podendo ser representada, para escoamento monofásico, pela relação:

$$\left(-\frac{dp}{dz}\right)_{\text{atrito}} = 2f \frac{G^2}{\rho D_i} \quad (1.36),$$

onde f é o coeficiente de atrito tipo “*Fanning*”, determinado por uma relação tipo Blasius, como:

$$f = C Re^{-n} \quad (1.37),$$

sendo $C = 0,076$ e $n = 0,25$ para escoamento turbulento, e $C = 16$ e $n = 1$ para escoamento laminar.

A fração de vazio na entrada e na saída da serpentina é representada através da relação:

$$\alpha = \frac{1}{(1 - X_u^2)^{(1/m)}} \quad (1.38),$$

sendo que a fração de vazio na entrada deve estar relacionada com o *Parâmetro de Martinelli* (X_u) relativo às condições de entrada da serpentina, assim como na saída. O valor de m é função do regime de escoamento ($m=2$ - escoamento laminar; $m=2,3875$ - escoamento turbulento).

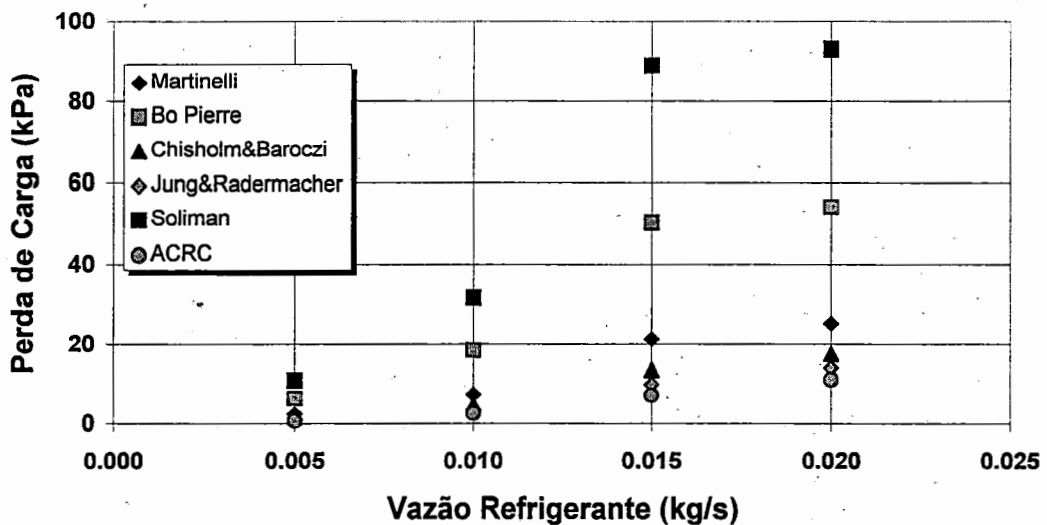
A Tabela 1.3 apresenta algumas correlações para avaliação da perda de carga no interior dos tubos. O gráfico da Fig. 1.16 apresenta a comparação entre os modelos de perda de carga apresentados. O modelo representado pela Eq. (1.41) considera a região bifásica, desde um título qualquer na entrada até a evaporação completa do refrigerante. A perda de carga nesse modelo foi estabelecida para os refrigerantes R-12 e R-22 através de dados experimentais.

O modelo representado pela Eq. (1.42) é verificado para a análise local da perda de carga no interior do tubo. Neste caso, bem como para as Eqs. de (1.57) à (1.58), a perda de carga por atrito é expressa por:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{\text{arito}} = \phi_1^2 2 f \frac{C G^{2-n}}{\rho_l D_i^{n+1} \bar{\mu}_l^n} \quad (1.39),$$

onde C , na Eq. (1.42), é a constante que relaciona os regimes de escoamento para a fase líquido e vapor. As Eqs. de (1.43) à (1.46) também são avaliadas para a perda de carga local, variando diretamente com o título do refrigerante. As Eqs. (1.45) e (1.46) são ainda avaliadas em função da pressão reduzida, onde:

$$p_r = \frac{p_{\text{sat}}}{p_{\text{critica}}} \quad (1.40).$$



$T_{\text{sat}} = -20 \text{ } ^\circ\text{C}$, $\dot{m}_r = 0,005$ a $0,020$ kg/s, $x_e = 0,15$ a $x_s = 0,9$, $D_i = 16\text{mm}$ (5/8"), $L = 30\text{m}$

Figura 1.16 - Comparação dos modelos de perda de carga.

Observam-se a discrepâncias significativas entre distintos modelos, embora se comportem de maneira semelhante no que diz respeito ao efeito da vazão. O modelo adotado neste trabalho foi o de Bo PIERRE por melhor se adequar às condições operacionais consideradas (R-12, R-22 e pressão e temperatura). Além disso, a correlação de Bo PIERRE apresenta uma forma relativamente simples para a aplicação em programas de simulação.

Tabela 1.3 - Correlações para a determinação da perda de carga no interior dos tubos.

Autor	Correlação	Eq.
Bo Pierre ²	$(dp)_{\text{atrito}} = f \frac{G_r^2 v_m}{D_i}, \text{ onde } v_m = v_l + x_m (v_v - v_l),$ $f = 0,0185 K_f^{3/4} \text{Re}^{-1/4} \text{ e } K_f = \frac{(i_s - i_e)}{L \cdot g} = Bo$	1.41
Martinelli ²	$\phi_l^2 = 1 + \frac{C}{X_u} + \frac{1}{X_u^2}$	1.42
Chisholm & Baroczi ²	$\phi_l^2 = 1 + (\Gamma^2 - 1)[Bx^{(2-n)/2}(1-x)^{(2-n)/2} + x^{2-n}], \text{ onde: } \Gamma^2 = \left(\frac{v_v}{v_l}\right)\left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^n \text{ e}$ $B = \frac{C\Gamma - 2^{2-n} + 2}{\Gamma^2 - 1}$	1.43
Soliman ²	$\phi_l^2 = (1-x)^{2-n} \left[\frac{1}{X_u} + 2,85 X_u^{-1,477} \right]^2$	1.44
Jung & Radermacher ²	$\phi_l^2 = 30,79 x^{1,323} (1-x)^{0,477} p_r^{-0,7232}$	1.45
ACRC ^{* 2}	$\phi_l^2 = 13,429 x^{1,445} (1-x)^{0,355} p_r^{-0,79}$	1.46

² Notas de aula do curso "Transferência de Calor em Escoamentos Bifásicos", 1995, ministrada pelo Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo

* ACRC - Air Conditioning and Refrigeration Center - University of Illinois - Urbana-Champaign.

1.2.6.- Parâmetros e Modelos de Simulação

Diversos modelos de simulação numérica de serpentinas estão disponíveis na literatura. Tais modelos estão relacionados com a serpentina trabalhando sob condições de superfície seca, úmida ou parcialmente úmida.

RICH (1976) desenvolveu um modelo de simulação de serpentinas que operam sob condições de superfície úmida, admitindo que existam duas regiões distintas na serpentina: uma de evaporação (ou bifásica), e a outra superaquecida (ou monofásica). Os efeitos do superaquecimento e perda de carga no interior dos tubos são considerados. Este modelo foi desenvolvido para serpentinas operando com refrigerantes R-12 e R-22.

ELMAHDY & MITALAS (1977) desenvolveram um modelo de simulação para serpentinas que utilizam água como fluido frio, sendo admitidas três condições de operação: superfície da serpentina totalmente seca, totalmente úmida ou parcialmente úmida. Esse é um modelo simplificado para a simulação de serpentinas de refrigeração. O fato de se tratar de água escoando no interior dos tubos, implica que a serpentina deve ser tratada como tendo uma única região para análise, uma vez que a água não se evapora durante a transferência de calor.

GOLDSTEIN (1983) assume que a transferência de calor latente do lado do ar ocorre na região bifásica da serpentina, sendo que a desumidificação do ar na região superaquecida é desprezada. Essa hipótese é considerada porque a região superaquecida da serpentina é muito pequena e, portanto, a desumidificação do ar seria desprezível nessa região. A capacidade da serpentina na região bifásica é determinada pelo fato da superfície operar seca ou úmida. A perda de carga na região bifásica também é incorporada ao modelo, bem como o superaquecimento do refrigerante na saída da serpentina.

WANG & TOUBER (1991) apresentam um modelo de simulação de serpentinas que operam com válvulas de expansão termostáticas.

O refrigerante deve deixar a serpentina superaquecido. Este modelo foi desenvolvido para serpentinas que trabalham em condições de regime transiente. Os efeitos do superaquecimento e da perda de carga no interior dos tubos são considerados para avaliar a capacidade da serpentina.

HILL & JETER (1991) apresentam um modelo de simulação de serpentinas, utilizando volumes finitos. As equações de conservação da massa e de energia são aplicadas a cada volume de controle, resultando num sistema de 7 equações e 7 incógnitas para cada volume. Os dados de saída de um volume de controle são os dados de entrada do volume de controle posterior. Cada volume é definido pela divisão da serpentina em seções na direção do escoamento do ar e na direção do escoamento do refrigerante.

DOMANSKI (1991) apresenta um modelo de simulação de serpentinas ar condicionado doméstico. Este modelo é capaz de descrever a distribuição não uniforme do ar entre os tubos, e simula a distribuição do refrigerante para nos circuitos. DOMANSKI conclui, através de seus resultados, que uma distribuição não uniforme do ar causa uma má distribuição do refrigerante, contribuindo para degradação da capacidade da serpentina. Neste modelo, tanto os efeitos do superaquecimento quanto da perda de carga são considerados.

Um modelo foi utilizado para a elaboração de um programa de simulação. Este modelo é apresentado por RICH, considerando a serpentina operando sob condições de superfície úmida, e avaliando os efeitos do superaquecimento e da perda de carga na serpentina.

1.2.7.- Normas Regulamentadoras de Testes em Serpentinhas

As normas utilizadas nos testes de serpentinhas são destinadas à determinação da capacidade desse equipamento pela indústria. Duas normas foram pesquisadas com o objetivo de determinar os parâmetros mais relevantes nos teste de serpentinhas.

1.2.7.1.- Norma ASHRAE 25 - 1990

Esta norma estabelece métodos uniformes para a obtenção de dados de desempenho, apresenta uma lista de critérios, define os termos utilizados, especifica dados a serem armazenados, equações utilizadas em cálculos, bem como define limites de tolerância nos testes. Todos os testes descritos por esta norma são realizados sob condições de superfície seca da serpentina. Tem também como objetivo prescrever métodos de testes de capacidade de serpentinhas e razão de escoamento do ar, para condições de operação por convecção natural ou forçada. Dentre os fatores mais importantes definidos por esta norma, estão:

- a) Estabelece definições de termos técnicos e simbologia utilizada no equacionamento;
- b) Define procedimentos para determinar a capacidade da serpentina do lado do refrigerante e do lado do ar, os quais são detalhados a fim de obter resultados adequados;
- c) Define que, para refrigerantes voláteis, a concentração de óleo disperso no refrigerante deve ser menor que 1%, e
- d) Os procedimentos para medições são especificados para temperatura, velocidade do ar, pressão e medida de vazão de refrigerante, bem como a precisão dos instrumentos utilizados nessas medições.

A vazão de refrigerante também pode ser medida através do balanço de energia em condensadores a água, o qual deve considerar o ajuste de cálculo de troca de calor externa do condensador e óleo presente no refrigerante. A temperatura do ar que entra e sai da serpentina deve ser obtida por uma média aritmética das leituras estáticas individuais. Esta norma também especifica os cuidados que devem ser tomados na leitura da pressão e da temperatura de saída da serpentina, estabelecendo limites mínimos e máximos de desvios.

Para os testes experimentais de serpentinas, o superaquecimento na saída deve ficar na faixa de 2,8 a 4,4 °C. Em todas as leituras deve ser feita uma média aritmética. A norma ASHRAE 25 - 1990, lista todos os dados que devem ser lidos e tratados durante o teste de capacidade de serpentinas, tanto do lado do ar como do lado do refrigerante, bem como o procedimento de cálculo da capacidade de resfriamento do lado do refrigerante e do lado do ar.

1.2.7.2 - Norma ARI 410 - 1981

A proposta principal da norma ARI 410 - 1981 é promover um procedimento para definir a capacidade de serpentinas, no que diz respeito à obtenção de dados experimentais de serpentinas em condições de operação variadas, servindo como uma base de referência para a indústria.

Analogamente à norma ASHRAE 25 - 1990, também estabelece definições, terminologias e classificação de equipamentos, fluidos de trabalho, etc., bem como os testes são realizados sob condições de superfície seca da serpentina. A orientação padrão da serpentina é de tubos horizontais e face da serpentina vertical, com a vazão de ar horizontal normal à face da serpentina.

A ARI 410 apresenta figuras que descrevem o posicionamento dos tubos aletados no que diz respeito a montagem dos mesmos para aletas com e sem colarinho, bem como equações para cálculo da eficiência das aletas.

As equações são apresentadas para a determinação da área de transferência de calor da serpentina, levando em consideração as dimensões características do equipamento.

Dentro dos requerimentos mínimos para testes em laboratório previstos por esta norma, estão:

- a) Os testes de velocidade do ar para aplicações específicas da serpentina devem ser feitos com pelo menos 4 diferentes padrões de velocidade de face padrão, cobrindo completamente o limite de velocidade do ar.
- b) A perda de carga no lado do ar deve estar de acordo com a regulamentação da ASHRAE 25 - 1990.

Dependendo da aplicação da serpentina, seja o fluido de trabalho água ou refrigerante, procedimentos de testes são estabelecidos visando obter dados experimentais confiáveis e precisos. Os dados a serem armazenados durante os testes são semelhantes àqueles descritos pela norma ASHRAE 25.

A norma ARI 410 utiliza como base de cálculo dos testes experimentais a norma ASHRAE 33 - 1978. Todo o equacionamento referente a resistência térmica do metal, calor sensível de serpentinas do lado do ar, fatores de resfriamento e desumidificação, capacidade total da área superficial etc., estão relacionados nesta norma. Analogamente ao que é sugerido pela norma ASHRAE 25 - 1990, os dados obtidos em laboratório devem ser tratados através de média aritmética para estabelecer a capacidade da serpentina. As tolerâncias para esses dados não devem exceder os limites pré-estabelecidos.

1.3. - *Objetivos do Trabalho*

Os objetivos deste trabalho podem ser resumidos nos seguintes itens:

- a) *Revisão da Bibliografia*: Levantamento da literatura concernente ao projeto, seleção e simulação de serpentinas, sob condições de superfície seca e úmida, procedimentos de testes experimentais, modelos de coeficientes de transferência de calor do lado do ar e do fluido refrigerante, modelos de perda de carga.
- b) *Testes Experimentais de Serpentinas*: Ensaio de alguns tipos de serpentinas disponíveis no mercado, com a finalidade de obter um banco de dados para posterior comparação com os resultados oriundos dos modelos de simulação numérica.
- c) *Simulação Numérica de Serpentinas*: Avaliação de um modelo de simulação numérica de serpentinas pelo confronto com resultados experimentais, sendo que este modelo admite superfície úmida da serpentina. A comparação visa determinar a correlação entre os resultados simulados com os experimentais. Como complemento do trabalho de simulação numérica, será desenvolvido um programa de projeto de serpentinas a partir de um banco de dados de um fabricante. Tal programa representa valor comercial para os fabricantes desse tipo de equipamento.

CAPÍTULO 2 - Descrição da Bancada e Procedimentos

2.1.- Bancada Experimental

A bancada utilizada para testes de serpentinas é composta por uma câmara frigorífica e dois circuitos.

Um dos circuitos, chamado de circuito secundário, era composto por uma unidade de refrigeração e uma bateria de aquecimento. Neste circuito, o evaporador estava montado no interior de um túnel, conforme ilustra a Fig. 2.3. Este circuito, o qual operava com refrigerante R-22, era responsável pelo condicionamento do ar no interior da câmara e por introduzir carga térmica através da bateria de aquecimento. A potência total dessa bateria era de 3000 W, sendo controlada por intermédio de um tiristor de acionamento manual. A Fig. 2.1 mostra a unidade condensadora do circuito secundário.

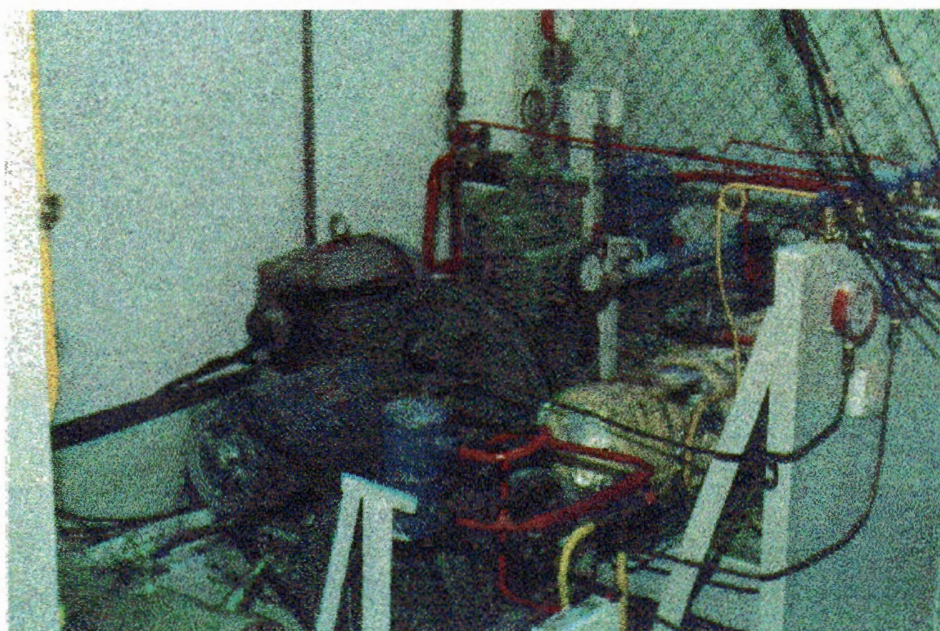


Figura 2.1 - Unidade condensadora do circuito secundário.

O outro circuito, chamado de circuito principal, era utilizado no ensaio das serpentinas, razão pela qual foi adequadamente instrumentado. Esse circuito operava com refrigerante R-22. A fotografia de sua unidade condensadora pode ser observada na Fig. 2.2. As características e localização dos sensores utilizados nesse circuito serão considerados mais adiante.

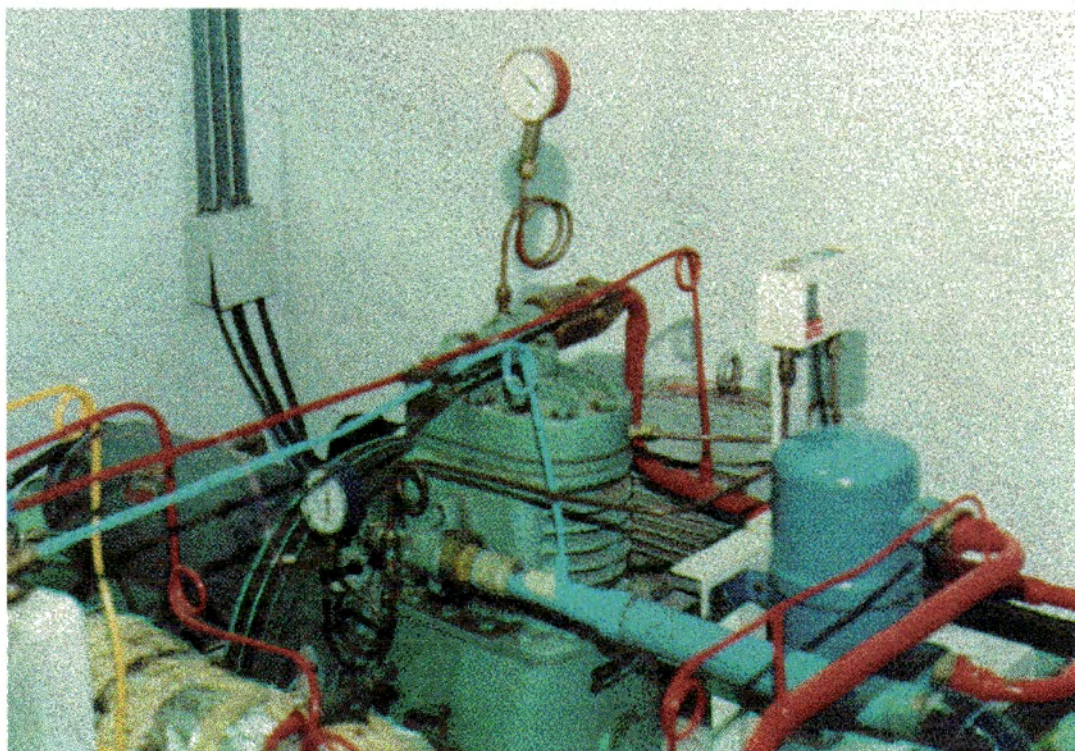


Figura 2.2 - Unidade condensadora do circuito principal.

A Tabela 2.1 apresenta a relação de equipamentos e componentes utilizados no circuito principal e secundário.

Uma câmara frigorífica era utilizada para testar diversos modelos de serpentinas. Sua construção era feita por painéis isolados termicamente com placas de poliuretano, e um túnel utilizado para a circulação do ar e introdução de carga térmica. A Fig. 2.3 mostra o esquema dos circuitos e a câmara de teste.

Tabela 2.1 - Relação dos equipamentos utilizados nos circuitos.

Equipamento	Sistema Principal	Sistema Secundário
Linha de Líquido	tubo de cobre ϕ 3/8"	tubo de cobre ϕ 3/8"
Linha de sucção	tubo de cobre ϕ 3/4"	tubo de cobre ϕ 3/4"
Condensador	APEMA - modelo CST 7	APEMA - modelo CST 6
Compressor	Alternativo - Bitzer modelo V	Alternativo - Bitzer modelo III
Separador de Óleo	Danfoss - tipo OUB 4 pressão máxima: 22 bar	Danfoss - tipo OUB 1 pressão máxima: 22 bar
Válvula de Controle de Vazão de Água	Danfoss - tipo WFFX faixa de atuação: 4 - 23 bar	-
Válvula de Controle de Pressão	Danfoss - tipo KVP faixa de atuação: 0 a 5,5 bar	Danfoss - tipo KVR faixa de atuação: 5 a 20 bar
Válvula de Expansão Manual	tipo ORS 2A	-
Válvula de Expansão Microprocessada	Danfoss - sistema AKC 114	-
Válvula de Expansão Termostática	-	Danfoss - tipo TEX 2
Filtro Secador	Danfoss - tipo DX 164 vol. Int. 0,38 litros	Danfoss - tipo DX 0835 vol. int. 0,17 litros
Válvula Solenóide	Danfoss - tipo EVR 10 faixa de temp.: -40° a +105°C MOPD 18 bar-DC-20W	Danfoss - tipo EVR 6 faixa de temp.: -40° a +105°C MOPD 18 bar-DC-20W
Motor	WEG - modelo 112m trifásico / 60Hz / 7,5 cv / 1720 rpm / Fs 1,15 / isol B	ARNO - modelo At 66a trifásico / 60 Hz / 1,5 cv / 1735 rpm
Torre de Resfriamento	MIPAL modelo CE 505 n° 04 94	

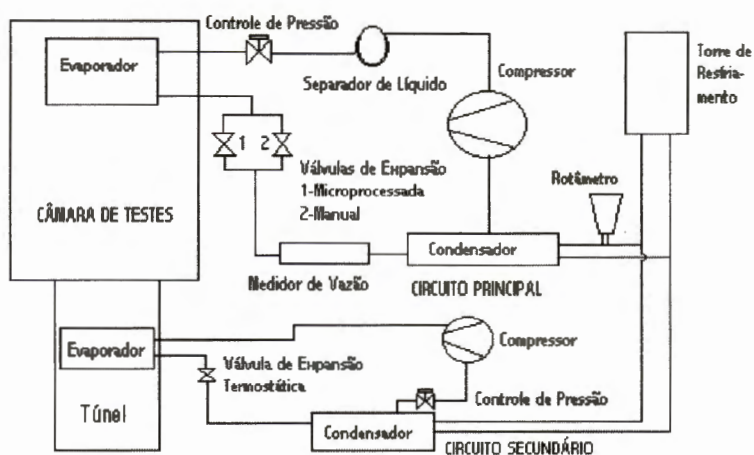


Figura 2.3 - Esquema básico do equipamento experimental.

A fotografia da Fig. 2.4 mostra uma vista parcial da câmara frigorífica.



Figura 2.4 - Vista parcial da câmara frigorífica.

Basicamente, três tipos de serpentinas foram testadas, tendo sido selecionadas a partir do catálogo da empresa MIPAL Indústria de

Evaporadores Ltda. A Tabela 2.2 apresenta as características das serpentinas ensaiadas.

Tabela 2.2 - Características das serpentinas ensaiadas.

Modelo	Área de Troca de Calor (m ²)	Número de Circuitos Instalados	Tubos em Profundidade	Relação A_s/A_{tubo}	Relação A_s/A_t
HDL - 3	12,0	2	4	8,35	0,911
HD - 3	24,0	2	4	16,7	0,955
HD - 4	30,0	2	5	16,7	0,955

2.2.- Controle da Bancada de Testes

Apenas o circuito principal, envolvido diretamente no ensaio das serpentinas, era controlado. O controle era feito através de ajustes da válvula de controle de pressão de saturação, localizada na saída da serpentina, e da válvula de expansão. A fotografia da Fig. 2.5 mostra as duas válvulas utilizadas, montadas no circuito. Uma válvula de controle de vazão de água, instalada na entrada do condensador, era usada para regular a pressão de condensação. O aumento da vazão de água proporcionava uma redução na pressão de condensação, com uma diminuição na vazão de refrigerante.

O circuito principal era dotado de duas válvulas de expansão, sendo uma de regulagem manual e outra microprocessada, conforme mostra o esquema da Fig. 2.3. Inicialmente, a expansão era feita apenas por meio da válvula de expansão manual. Porém, havia uma certa dificuldade em manter o superaquecimento na saída da serpentina, conforme determina a norma ASHRAE 25-1990. A válvula de expansão microprocessada foi utilizada com

o objetivo de eliminar essa deficiência, sendo instalada em “by-pass” com a válvula manual.

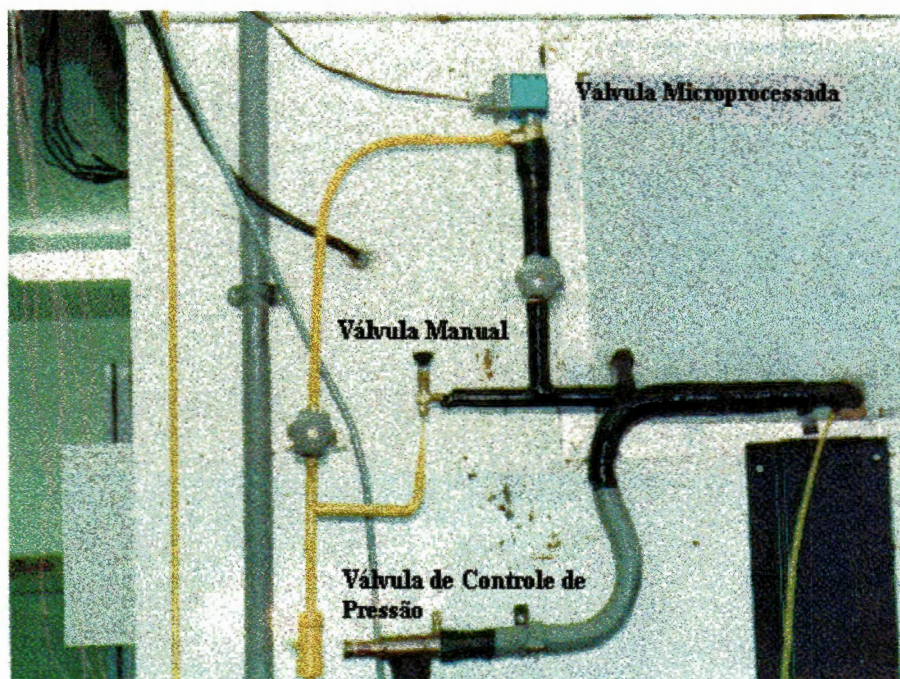


Figura 2.5 - Visualização da válvula de controle de pressão e das válvulas de expansão.

A válvula de expansão microprocessada modelo Danfoss AKC-114, opera como uma válvula solenóide, controlada por um PID, onde pulsos elétricos controlavam a sua abertura e fechamento. Esse controle era feito a partir da programação de uma faixa de superaquecimento na saída da serpentina, sendo o mínimo ajustado em $3,0^{\circ}\text{C}$ e o máximo em $3,3^{\circ}\text{C}$. Esse superaquecimento era então comparado com os sinais enviados por dois sensores de temperatura, sendo um instalado na entrada e outro na saída da serpentina. A diferença entre as temperaturas lidas pelos sensores era comparada com os limites programados. Após a comparação, o painel de controle da válvula enviava um sinal, determinando uma maior abertura ou fechamento. A Fig. 2.6 ilustra o esquema de controle da válvula microprocessada.

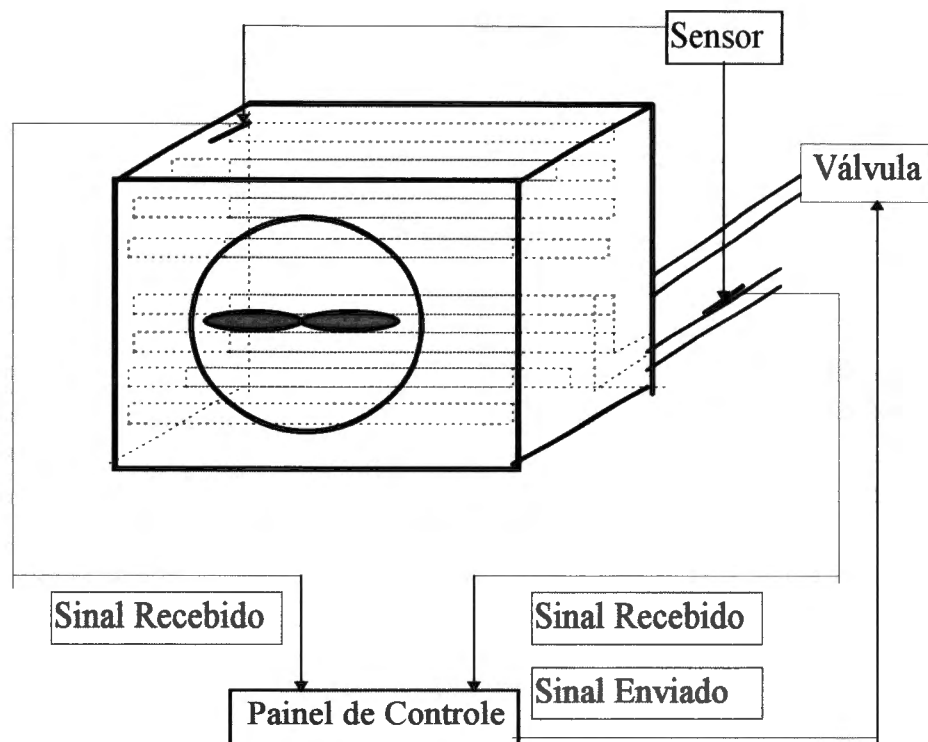


Figura 2.6 - Esquema de ligação da válvula microprocessada.

A Fig. 2.7a mostra o painel de controle da válvula microprocessada. A Fig. 2.7b mostra o painel de programação da válvula. Segundo o fabricante, o sensor de temperatura na entrada da serpentina deve ser instalado na primeira curva dos tubos, após a distribuição do refrigerante. O sensor na saída deve ser instalado após o coletor dos circuitos.

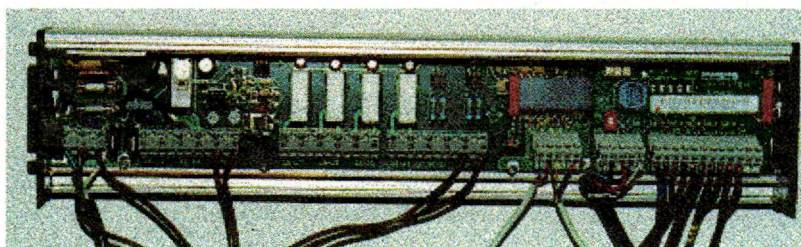


Figura 2.7a - Painel de controle da válvula microprocessada.

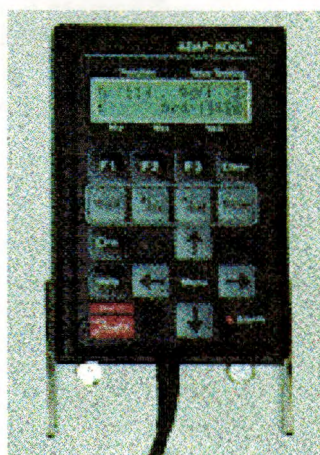


Figura 2.7b - Pannel de programação da válvula microprocessada.

Aberturas e fechamentos frequentes fazem com que a vazão de refrigerante oscile, acomodando o sistema às necessidades estabelecidas de superaquecimento na saída da serpentina. Os gráficos das Fig. 2.8a e 2.8c mostram a variação do superaquecimento em função do tempo, para diferentes condições de temperatura de saturação. As Fig. 2.8b e 2.8d mostram a variação da vazão de refrigerante com o tempo, para diferentes condições de temperatura de saturação.

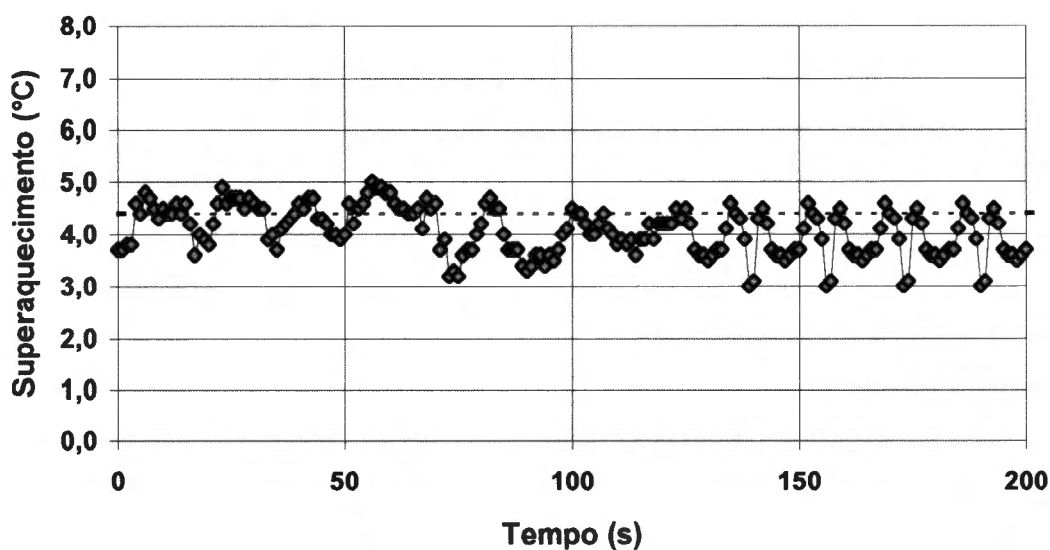


Figura 2.8a - Variação do superaquecimento com o tempo na saída da serpentina ($T_{sat} = -20^{\circ}\text{C}$).

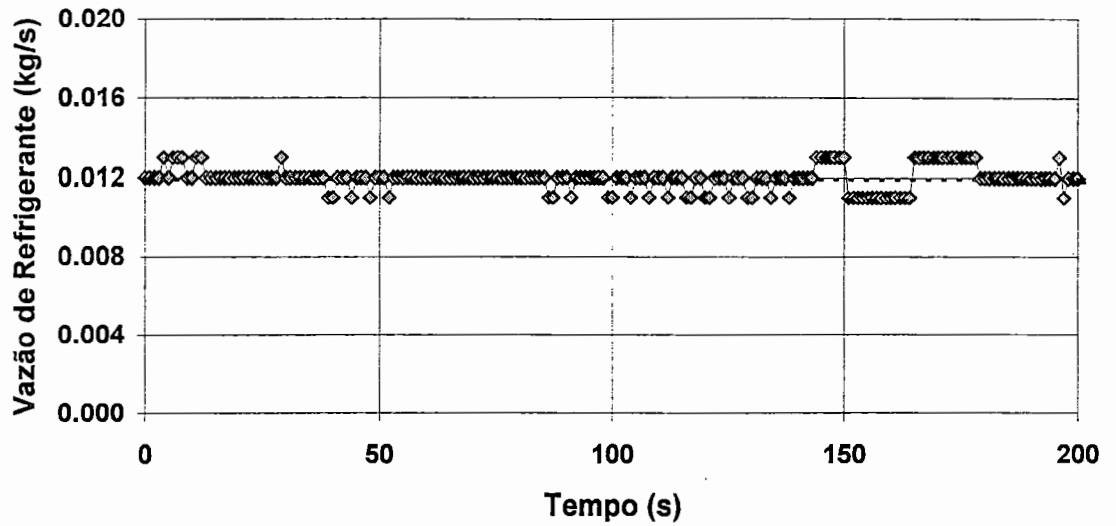


Figura 2.8b - Variação da vazão de refrigerante com o tempo ($T_{sat} = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$).

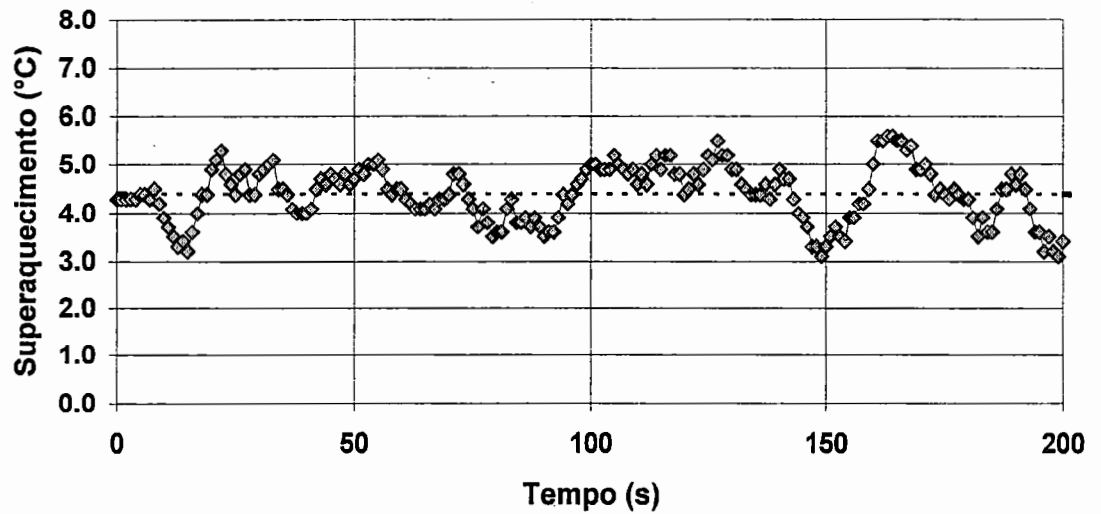


Figura 2.8c - Variação do superaquecimento com o tempo na saída da serpentina ($T_{sat} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$).

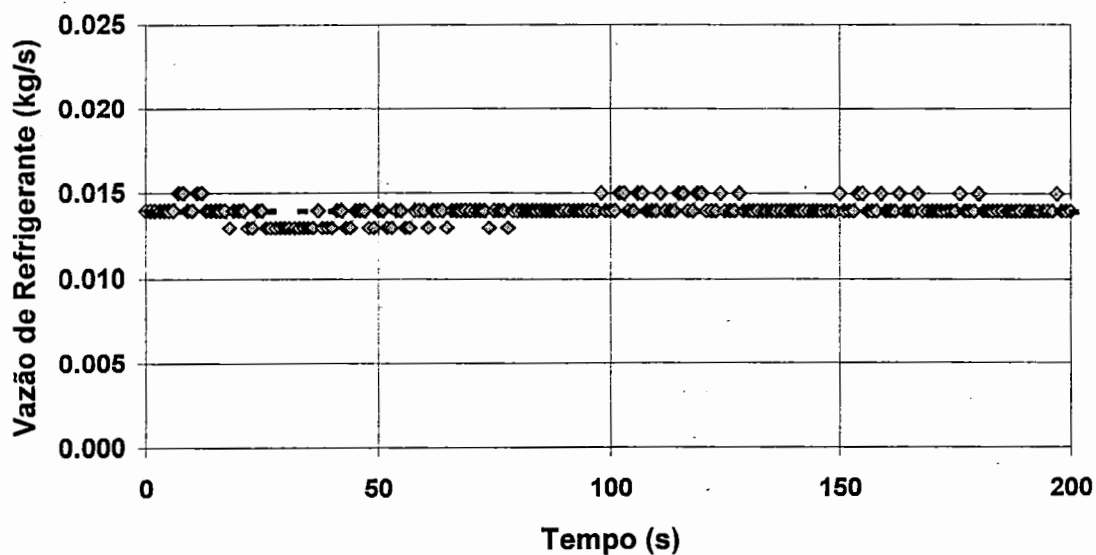


Figura 2.8d - Variação da vazão de refrigerante com o tempo ($T_{sat} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$).

A válvula microprocessada permitiu manter um bom controle das condições de superaquecimento médios estabelecidos pela norma.

2.3.- Instrumentação

A Fig. 2.9 mostra a localização e tipos de sensores no circuito principal. A seguir será apresentada uma descrição sucinta dos sensores utilizados neste trabalho.

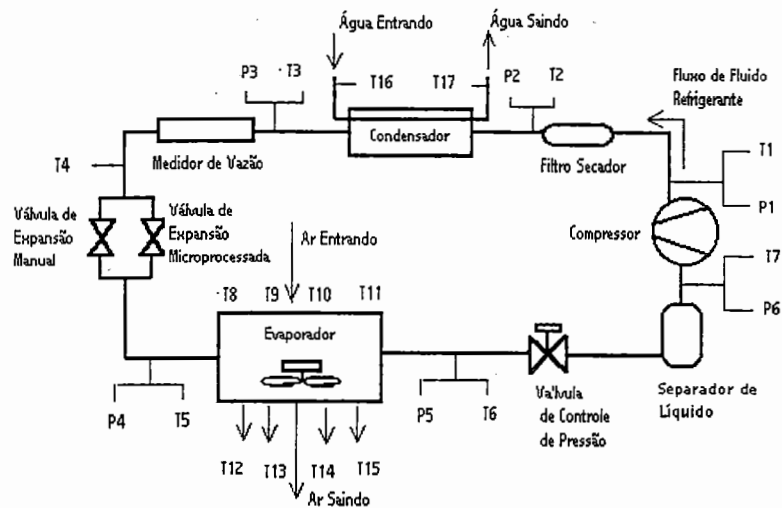


Figura 2.9 - Esquema de distribuição dos instrumentos de medição.

Temperatura

Conforme ilustrado na Fig. 2.9, um total de 17 medidas de temperatura eram realizadas. Essas medidas tiveram por objetivo analisar o desempenho das serpentinas sob condições variadas de temperatura de saturação e carga térmica. As temperaturas eram medidas por intermédio de termopares tipo cobre-constantan, marca OMEGA tipo TT-T-30.

Os termopares foram calibrados com referência a dois termômetros padrão, sendo um de alta e outro de baixa temperatura, utilizando-se, para tanto, um banho termostático. A curva de calibração pode ser encontrada no APÊNDICE I. O máximo desvio observado foi de 0,5 °C, sendo que o desvio médio foi de 0,4 °C.

Pressão

Conforme a Fig. 2.9, um total de 6 medidas de pressão eram realizadas. As medidas eram feitas através de transdutores de pressão. Esses transdutores são do tipo Strain-Gage, marca ASHCROFT K1 ½ NPTF, sendo três deles para baixa pressão com fundo de escala de 420 kPa (60 psi), e três

para alta pressão com fundo de escala de 3500 kPa (500 psi). O sinal de saída dos transdutores era uma corrente de 4 a 20 mA (miliampéres). A Fig. 2.10 apresenta uma fotografia do “rack” dos transdutores e válvulas de acesso.



Figura 2.10 - Rack dos transdutores de pressão e válvulas de acesso.

Os transdutores de pressão foram calibrados por intermédio de um sistema de pistão e peso padronizado, conforme descrito no APÊNDICE I. As curvas de calibração de cada transdutor também são apresentadas no APÊNDICE I. A precisão dos transdutores de pressão é de 0,1 % do fundo de escala.

Vazão

** Água de Condensação*

A fotografia da Fig. 2.11 mostra o rotâmetro utilizado na medida da vazão da água de condensação. O rotâmetro utilizado é da marca OMEL, sendo sua faixa de medida de 4,5 a 45 m³/h. O procedimento de calibração está descrito no APÊNDICE II.

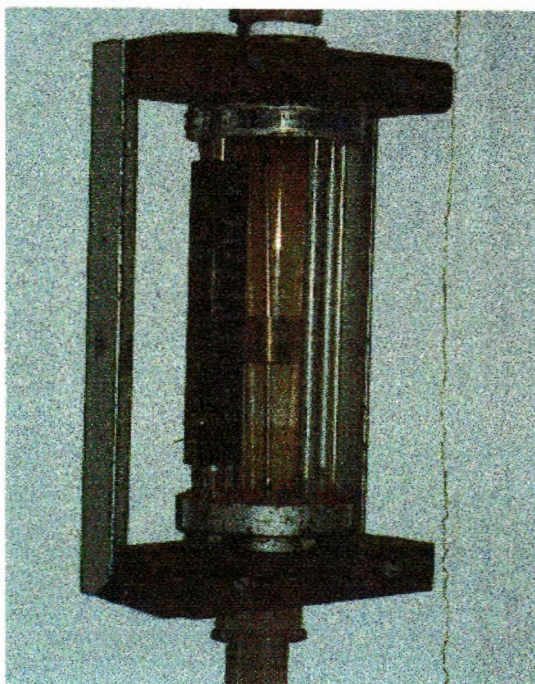


Figura 2.11 - Rotâmetro para medida de vazão de água.

**** Refrigerante***

A medida de vazão de água era utilizada para determinar a vazão de refrigerante, através do método calorimétrico. O cálculo da vazão era feito a partir do balanço de energia no condensador. Para tanto, eram necessárias as temperaturas de entrada e saída da água e do refrigerante.

Uma outra forma de medir a vazão de refrigerante é através da medição direta. A Fig. 2.12 mostra uma fotografia do medidor de vazão instalado no circuito principal. A fotografia da Fig. 2.13 mostra o painel que controlava o medidor de vazão.

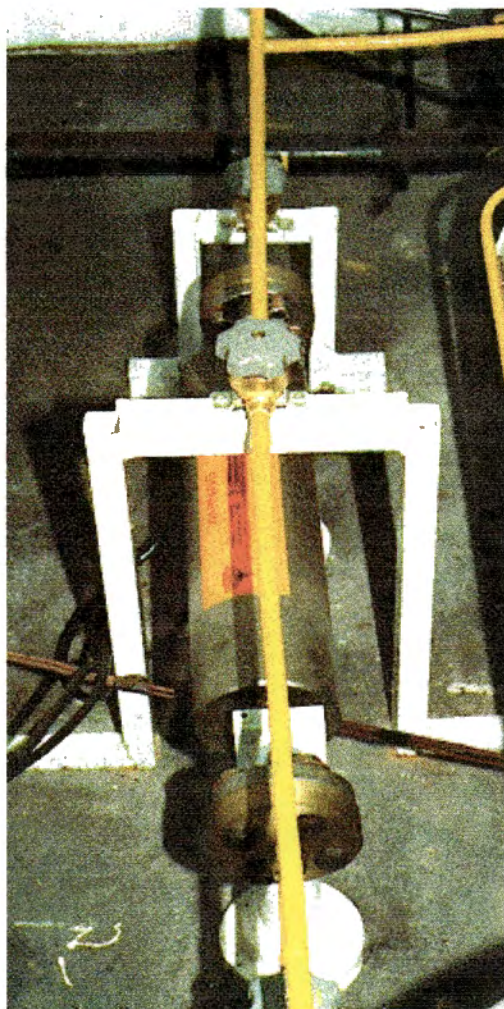


Figura 2.12 - Medidor de vazão instalado no circuito principal.

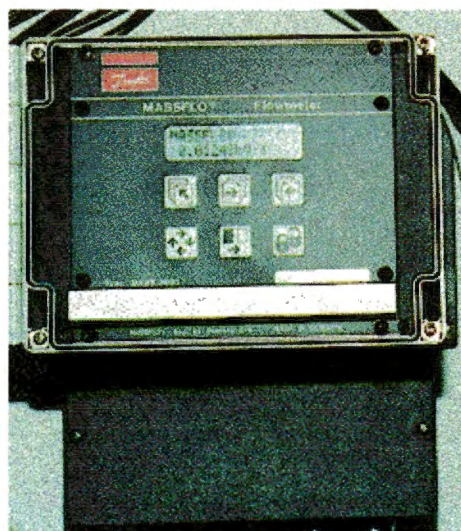


Figura 2.13 - Painel de controle do medidor de vazão.

A vazão de refrigerante era medida por intermédio de um medidor de vazão, do tipo efeito Coriollis, marca Danfoss, modelo MASS 3000, cuja curva de precisão está representada na Fig. 2.14.

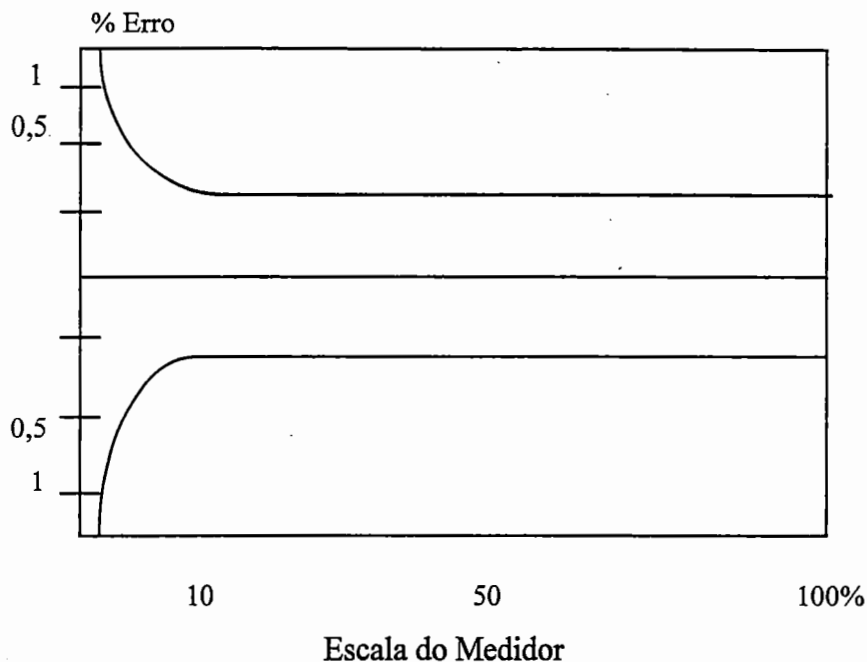


Figura 2.14 - Curva de precisão do medidor de vazão.

A vazão lida por meio do medidor de vazão era comparada com a vazão obtida por meio do método calorimétrico. Essa comparação era feita seguindo a norma ASHRAE 25-1990, que determina a medida de vazão de refrigerante por dois sistemas distintos.

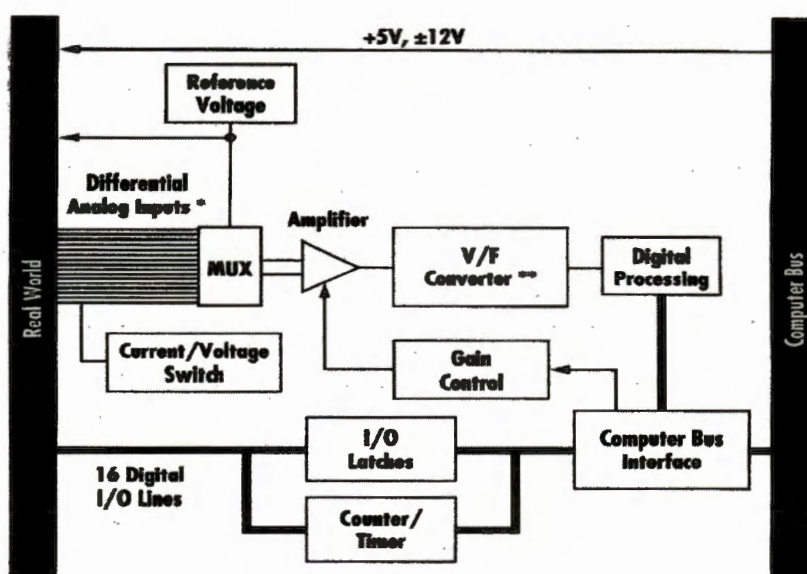
O medidor de vazão incorpora a medida de dois outros parâmetros: a densidade do fluido e sua temperatura. A partir da densidade, era possível determinar a concentração de óleo no refrigerante. O fabricante do medidor de vazão forneceu um certificado da calibração do aparelho. Todo o procedimento de calibração foi realizado com água, segundo a norma ISO 4185 para medidas de escoamento de fluidos em circuito fechado.

Sistema de Aquisição de Dados

Todos os sinais elétricos provenientes dos instrumentos de medida eram enviados para o sistema de aquisição de dados. No aparato experimental, o sistema de aquisição de dados era composto por uma placa conversora analógico / digital e três terminais de conexão. A placa conversora, tipo ACPC 12-16 da Strawberry Tree, era montada num microcomputador tipo IBM PC 386 SX 25 MHz, com 4 Mbytes de memória RAM, sendo necessários, no mínimo, 590 Kbytes de memória convencional disponíveis para a execução do programa de controle. Esta placa era alimentada pela própria fonte do microcomputador. Os terminais de conexões eram montados externamente ao microcomputador. Em dois terminais de conexões, eram instalados os fios de termopar. Tais terminais eram do tipo T-21. No terceiro terminal, T-31, eram conectados todos os cabos com sinais elétricos, tais como os associados aos transdutores elétricos e medidor de vazão.

O funcionamento da placa conversora está representado na Fig. 2.15, através de um diagrama de blocos. Os sinais provenientes dos termopares, transdutores de pressão e do medidor de vazão passavam pelos terminais de conexão. A placa conversora era responsável por converter os sinais elétricos, a qual era controlada pelo programa WorkBench PC v. 2.1 para DOS. Esse programa permitia visualizar "on-line" as medidas ou armazená-las em disco.

Os terminais eram conectados à placa conversora por intermédio de cabos tipo fita de 50 pinos, sendo: 26 pinos responsáveis por oito canais de entrada analógicos e 20 pinos responsáveis pelos canais de entrada e saída digitais. A fotografia da Fig. 2.16a mostra a ligação dos termopares nos painéis e a Fig. 2.16b a ligação dos cabos dos transdutores de pressão.



* Differential Analog Inputs: 8 channels for ACPC-12-8
and ACPC-16-8
16 channels for ACPC-12-16
and ACPC-16-16

** V/F Converter: 12 bits for ACPC-12-8
and ACPC-12-16
16 bits for ACPC-16-8
and ACPC-16-16

Figura 2.15 - Diagrama de blocos da placa conversora (Data Acquisition Systems User Manual - Strawberry Tree - 1993).

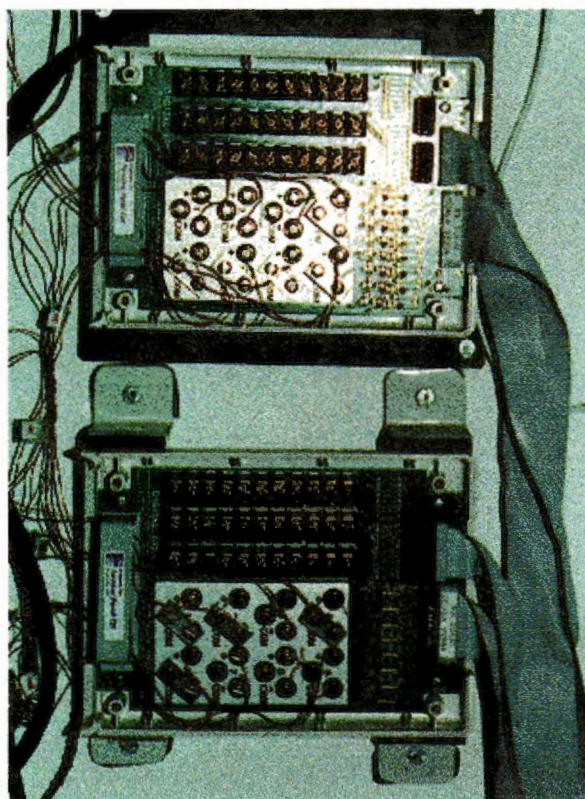


Figura 2.16a - Painéis com ligações dos termopares.

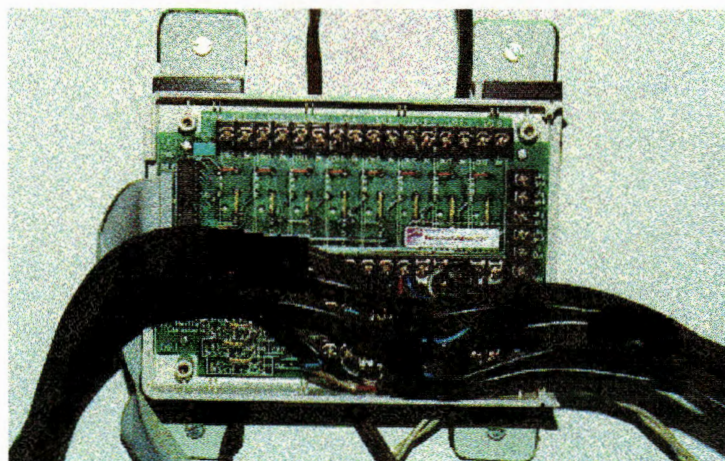


Figura 2.16b - Painel com ligação dos cabos dos transdutores de pressão.

Os terminais de temperatura eram dotados de uma placa isotérmica de alumínio, com terminais de parafuso para as entradas analógicas. A placa isotérmica pode ser vista sob os parafusos de conexão na Fig. 2.16a.

Segundo dados fornecidos pelo fabricante do sistema de aquisição, para medidas de corrente, como é o caso dos transdutores de pressão, numa faixa de -50 a $+50$ mA a resolução na escala era de $6,0 \mu\text{A}$ e uma precisão absoluta em porcentagem da escala de $0,02\%$, e em porcentagem da leitura de $0,30\%$. No caso dos termopares, o utilizado é do tipo T (cobre-constantan). Para uma faixa de medida de -25°C à $+200^\circ\text{C}$, a resolução era de $0,01^\circ\text{C}$ com uma precisão de $0,70^\circ\text{C}$.

A placa conversora analógica/digital era composta por 16 canais analógicos de entrada, podendo a leitura ser feita em corrente ou tensão, bastando, para tanto, modificar o controlador, o qual possuía 16 canais de entrada e saída digitais. Para que fosse possível ler todos os instrumentos utilizados no circuito, foram necessárias duas placas conversoras.

A fotografia da Fig. 2.17 mostra uma vista geral da montagem dos componentes do sistema de aquisição de dados, bem como dos painéis de controle do medidor de vazão e da válvula microprocessada.

Através do programa WorkBench PC v. 2.1 para DOS, era possível a elaboração de telas de monitoramento e aquisição de dados, através da associação de ícones, conforme ilustrado na Fig. 2.18.

A tela era elaborada a partir da combinação dos ícones localizados na barra de ferramentas do programa. A associação de ícones, utilizada na elaboração da tela de monitoramento, pode ser observada na Fig. 2.19.

Os dados lidos pelos instrumentos de medida eram armazenados em disco, gravados através do código ASCII. A forma como os dados são armazenados pode ser visualizada no APÊNDICE IV.

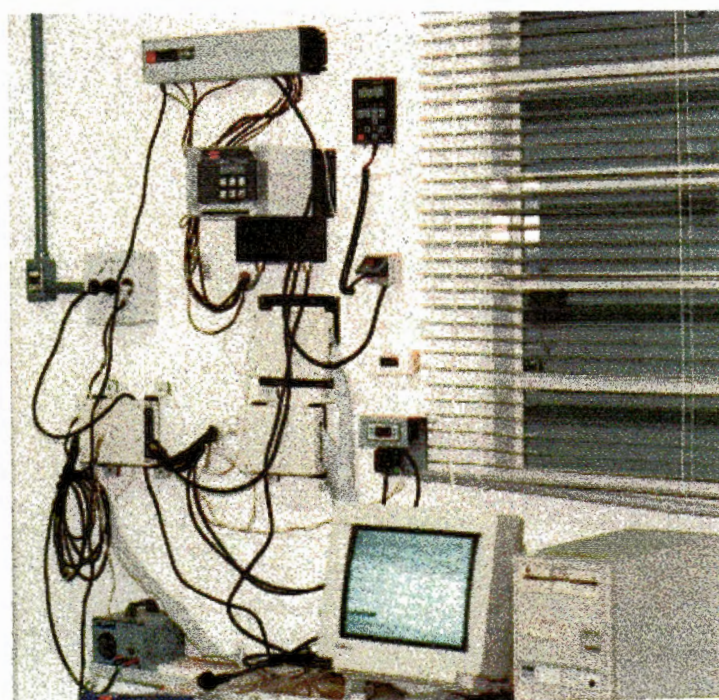


Figura 2.17 - Vista geral da montagem do sistema de aquisição e controle.

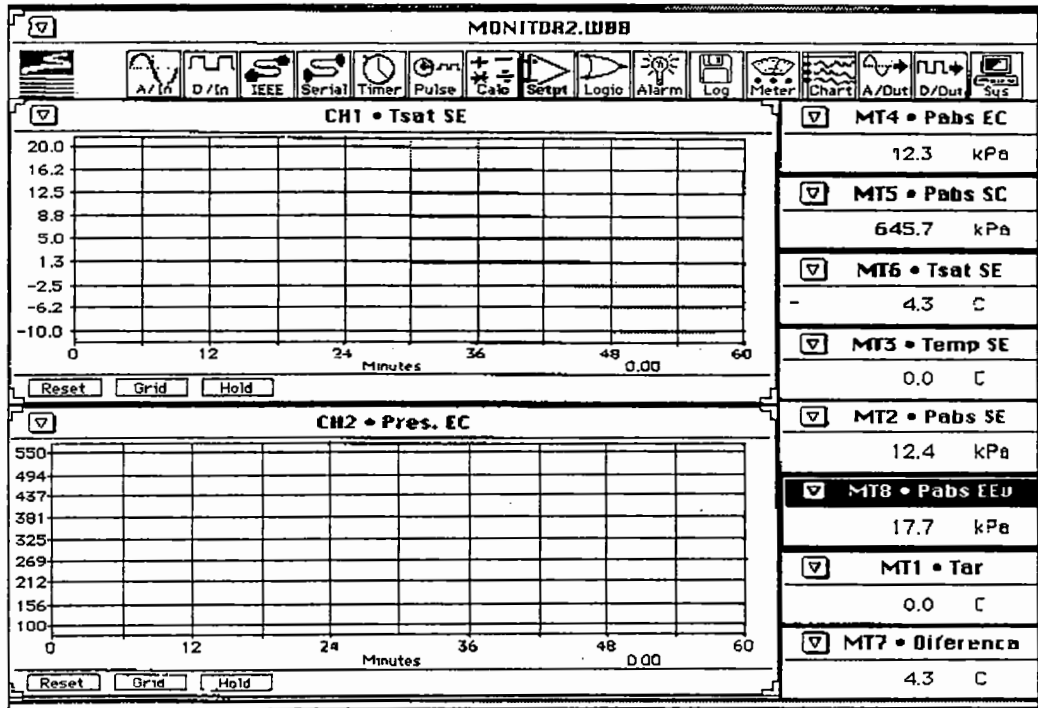


Figura 2.18 - Tela de monitoramento elaborada no WorkBench PC.

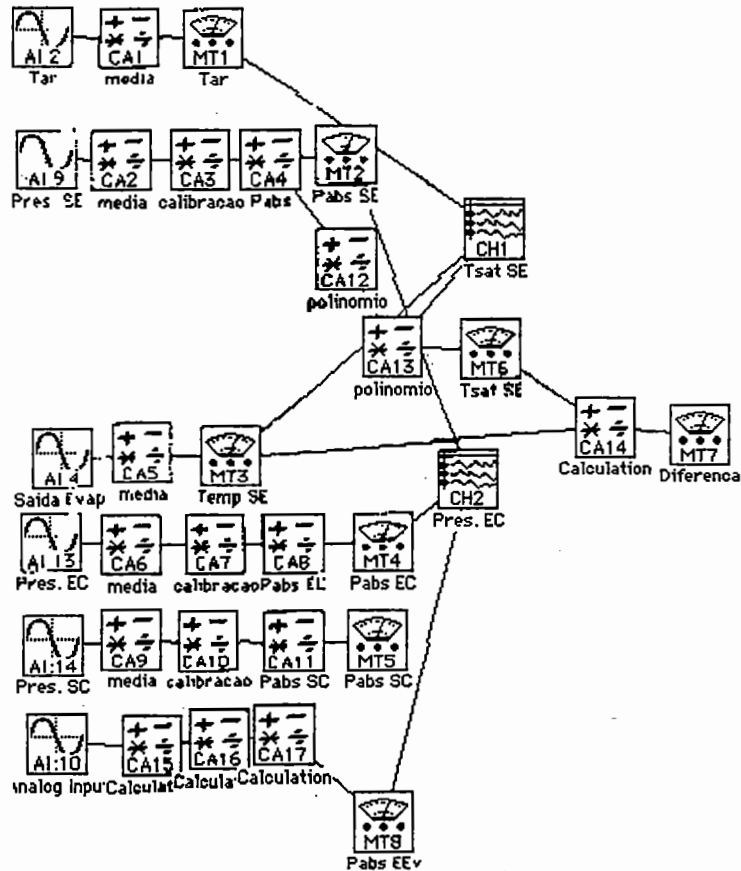


Figura 2.19 - Elaboração da tela de monitoramento.

Portanto, o equipamento utilizado para a aquisição dos dados permitia:

- a) monitorar e controlar processos;
- b) medir temperatura, pressão e vazão, entre outros;
- c) modificar escalas de medida e executar cálculos durante as medições e
- d) registrar dados em disquete.

Análise das Incertezas

A análise das incertezas nas medidas era feita a partir das precisões proporcionadas pelos instrumentos de medida, obtidas através de sua calibração. A análise era feita segundo procedimentos descritos por MOFFAT (1985). No presente trabalho, foi feita uma análise por simples amostragem.

Os dados eram analisados a partir de um programa de tratamento dos dados. A partir das temperaturas, pressões e vazões lidas pelos instrumentos, o parâmetro desejado, tal como a capacidade da serpentina, era determinado. A incerteza na avaliação desse parâmetro era, então, calculada a partir da precisão da leitura dos instrumentos. O programa de tratamento dos dados é apresentado no APÊNDICE VI.

A equação que determina a incerteza no resultado pode ser expressa como:

$$\delta R = \left\{ \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (2.1).$$

A análise da incerteza no resultado referente à capacidade da serpentina é feita através da equação:

$$\dot{Q} = \dot{m}_r \Delta i \quad (2.2).$$

O termo Δi está relacionado à diferença entre as entalpias na entrada e na saída da serpentina. Essa diferença de entalpias é estimada, para efeito da avaliação das incertezas, pelas seguintes equações:

$$i_l = i_{l_o} + c_{p_l} (T - T_o) \quad (2.3),$$

para a entalpia do líquido e

$$i_v = i_{v_o} + c_{p_v} (T - T_o) \quad (2.4),$$

para a entalpia do vapor, sendo a temperatura T_o definida em termos da temperatura de referência para cálculo da entalpia, ou seja, $T_o = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$. A diferença de entalpias é

$$i_v - i_l = i_{v_o} + c_{p_v} (T - T_o) - i_{l_o} - c_{p_l} (T - T_o) \quad (2.5),$$

então, a Eq. 2.5 resulta em:

$$i_{lv} = i_{lv_o} + T(c_{p_v} - c_{p_l}) \quad (2.6).$$

A incerteza em Δi é estabelecida em função da temperatura T . Portanto, as derivadas parciais que aparecem na Eq. (2.1), podem ser avaliadas a partir das Eq. (2.2) e (2.6). A incerteza na avaliação da capacidade da serpentina é função das derivadas parciais de \dot{Q} em relação a \dot{m} , e Δi , ou, no caso, T . Assim,

$$\delta\dot{Q} = \left\{ \left(\frac{\partial\dot{Q}}{\partial\dot{m}_r} \delta\dot{m}_r \right)^2 + \left(\frac{\partial\dot{Q}}{\partial T} \delta T \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (2.7),$$

onde:

$$\frac{\partial\dot{Q}}{\partial\dot{m}_r} = i_{lvo} + T(c_{p_v} - c_{p_l}) \quad (2.8)$$

e

$$\frac{\partial\dot{Q}}{\partial T} = \dot{m}_r (c_{p_v} - c_{p_l}) \quad (2.9).$$

A temperatura T é determinada pelo valor da temperatura de saturação. A incerteza no resultado da vazão de ar é determinada através da equação:

$$\dot{m}_{ar} = \frac{\dot{Q}}{c_{p_{ar}} (T_{ar_e} - T_{ar_s})} = \frac{\dot{m}_r [i_{lvo} + T(c_{p_v} - c_{p_l})]}{c_{p_{ar}} (T_{ar_e} - T_{ar_s})} \quad (2.10).$$

Portanto, avaliando a Eq. (2.1) em termos da Eq. (2.10), resulta que

$$\delta\dot{m}_{ar} = \left\{ \left(\frac{\partial\dot{m}_{ar}}{\partial\dot{Q}} \delta\dot{Q} \right)^2 + \left(\frac{\partial\dot{m}_{ar}}{\partial T_{ar_e}} \delta T_{ar_e} \right)^2 + \left(\frac{\partial\dot{m}_{ar}}{\partial T_{ar_s}} \delta T_{ar_s} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (2.11).$$

As derivadas parciais resultam em:

$$\frac{\partial\dot{m}_{ar}}{\partial\dot{Q}} = \frac{1}{c_{p_{ar}} (T_{ar_e} - T_{ar_s})} \quad (2.12),$$

$$\frac{\partial \dot{m}_{ar}}{\partial T_{ar_e}} = - \frac{\dot{Q}}{c_{p_{ar}} (T_{ar_e} - T_{ar_s})^2} \quad (2.13)$$

e

$$\frac{\partial \dot{m}_{ar}}{\partial T_{ar_s}} = \frac{\dot{Q}}{c_{p_{ar}} (T_{ar_e} - T_{ar_s})^2} \quad (2.14).$$

Os valores das incertezas nos resultados experimentais são apresentados no APÊNDICE VI.

2.4.- Procedimentos

A obtenção de um ponto experimental envolvia uma série de procedimentos de preparação que serão discutidos a seguir. Antes do início de cada sessão de testes, o sistema secundário era iniciado com o objetivo de resfriar e desumidificar o ar no interior da câmara. Após algumas horas de operação, procedia-se um degelo da serpentina com o objetivo de remover a neve depositada. A duração do degelo era de, aproximadamente, 30 minutos. Uma média de três degelos eram realizados antes do início dos testes de cada serpentina, a fim de garantir um nível de umidade do ar compatível com os requerimentos da norma ASHRAE 25-1990.

Os testes eram feitos para diversas regulagens da válvula de controle de pressão de saturação e carga térmica. A válvula de controle de pressão era ajustada para temperaturas de saturação variando de -20 a 0°C. Para cada temperatura de saturação, em média, três ensaios eram realizados correspondendo à cargas térmicas distintas. Estas eram obtidas pela regulagem do tiristor de controle da bateria de aquecimento.

Os ensaios a distintas temperaturas de saturação eram realizados com o objetivo de avaliar seu efeito na capacidade da serpentina. Todos os dados eram gravados somente depois que o sistema atingisse o *regime permanente*. Apesar da válvula microprocessada operar variando o tempo de abertura e fechamento afetando, assim, a vazão de refrigerante, para todos os efeitos práticos atingia-se um *regime permanente* em média. Tal regime se caracterizava por uma estabilidade das pressões e temperaturas do sistema. Por exigências da norma utilizada, o superaquecimento do refrigerante na saída da serpentina deveria ficar entre 2,8 a 4,4 °C. Tal condição foi obtida pelo uso da válvula microprocessada, com ajuste para operar nessa faixa, conforme descrito na seção 2.3.

O monitoramento do sistema era feito através do controle do superaquecimento. A partir da programação da válvula, o superaquecimento se mantinha, em média, dentro da faixa estipulada. O controle da vazão e, portanto, do superaquecimento também foi realizado em alguns ensaios através da válvula de expansão manual. Contudo, o controle manual era mais elaborado e exigia um tempo de estabilização muito maior. Assim, para atingir o *regime permanente* eram necessárias até 8 horas. Com isso, o ensaio de uma serpentina exigia, em média, um período de 3 semanas. Por outro lado, o uso da válvula de expansão microprocessada permitia que o tempo para atingir o *regime permanente* se reduzisse para, em média, 1 hora e 30 minutos. Com isso, o ensaio de uma serpentina se reduzia a, no máximo, 3 dias.

A leitura dos dados era feita por uma tela preparada exclusivamente para a aquisição, armazenando em disquete os valores lidos dos instrumentos de medição a cada segundo. No total, 17 termopares, 6 transdutores de pressão e mais 2 canais destinados à leitura da vazão de refrigerante e densidade do fluido provenientes do medidor de vazão eram gravados a cada segundo, num total de 180 segundos de tempo de aquisição.

Para cada teste, uma folha de anotações era preenchida. Um modelo da mesma foi incluído no APÊNDICE III.

A média dos parâmetros correspondente aos 180 segundos de aquisição era determinada numa planilha Excel. Os valores médios resultantes serviam como dados de entrada a um programa de condicionamento elaborado no âmbito do EES (Engineering Equation Solver - versão 4.104W - licença #346 para uso da Universidade de São Paulo - Escola de Engenharia de São Carlos). Uma cópia desse programa pode ser encontrada no APÊNDICE VI. Os resultados finais proporcionados pelo EES eram: capacidade da serpentina, superaquecimento do refrigerante na saída da serpentina, diferença entre a temperatura do ar na entrada da serpentina e temperatura de saturação do refrigerante na saída, perda de carga na serpentina, concentração de óleo no refrigerante, vazão de refrigerante, vazão de ar e incertezas nos resultados de capacidade e vazão de ar.

CAPÍTULO 3 - Resultados Experimentais

Em geral, os fabricantes de serpentinas fornecem um parâmetro de seleção importante, o qual relaciona a taxa de refrigeração por grau de diferença de temperatura, C , de tal modo que a equação da capacidade de refrigeração da serpentina pode ser escrita como:

$$\dot{Q} = C(T_{ar_e} - T_{sat}) \quad (3.1),$$

onde C é o parâmetro de seleção (W/K). A diferença entre as temperaturas da Eq. (3.1) pode ser representada por:

$$DTasev = (T_{ar_e} - T_{sat}) \quad (3.2).$$

No caso de uma serpentina, a transferência de calor é representada pelo produto de UA e pela diferença de temperatura média logarítmica, ou seja:

$$\dot{Q} = UA \left[\frac{(T_{ar_e} - T_{sat}) - (T_{ar_s} - T_{sat})}{\ln[(T_{ar_e} - T_{sat}) / (T_{ar_s} - T_{sat})]} \right] = UA \left[\frac{T_{ar_e} - T_{ar_s}}{\ln[(T_{ar_e} - T_{sat}) / (T_{ar_s} - T_{sat})]} \right] \quad (3.3).$$

Introduzindo a equação da Conservação da energia para o ar, a Eq. (3.3) pode ser escrita como:

$$\frac{\dot{Q}}{UA(T_{ar_e} - T_{ar_s})} = \frac{\dot{m}_{ar} c_{por}}{UA} = \frac{1}{\ln[(T_{ar_e} - T_{sat}) / (T_{ar_s} - T_{sat})]}$$

resultando em

$$\ln \left(\frac{T_{ar_e} - T_{sat}}{T_{ar_s} - T_{sat}} \right) = \frac{UA}{\dot{m}_{ar} c_{par}}$$

e

$$\frac{T_{ar_e} - T_{sat}}{T_{ar_s} - T_{sat}} = e^{(UA/\dot{m}_{ar} c_{par})}$$

Rearranjando a equação acima, temos:

$$(T_{ar_e} - T_{sat}) [e^{(UA/\dot{m}_{ar} c_{par})}] = T_{ar_s} - T_{sat} = -[(T_{ar_e} - T_{ar_s}) - (T_{ar_e} - T_{sat})] = - \left[\frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{ar} c_{par}} - (T_{ar_e} - T_{sat}) \right]$$

onde

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ar} c_{par} (1 - e^{-UA/\dot{m}_{ar} c_{par}}) (T_{ar_e} - T_{sat}) = C (T_{ar_e} - T_{sat}) \quad (3.4),$$

$$C = \dot{m}_{ar} c_{par} (1 - e^{-UA/\dot{m}_{ar} c_{par}}) \quad (3.5).$$

A forma representada pela Eq. (3.5) é interessante pela sua simplicidade e por expressar fisicamente o comportamento da capacidade da serpentina. Assim, quanto maior for a diferença entre as temperaturas do ar que é admitido na serpentina e do refrigerante, maior será a capacidade da serpentina. Para o fabricante, tal forma é interessante, uma vez que podem elaborar catálogos apresentando as capacidades em termos dessa diferença de temperaturas. O efeito da temperatura de saturação está incorporado no fator C , cuja expressão indica uma fraca dependência dessa temperatura.

Nessas condições, um dos objetivos principais dos ensaios era o de levantar curvas de capacidade em termos de DT_{asev} . Resultados alternativos, como a perda de carga do refrigerante, também serão discutidos e analisados para efeito de ilustrar o potencial do procedimento experimental e como apoio ao modelo.

É interessante notar a esta altura que, em virtude da perda de carga do refrigerante ao longo da serpentina, a temperatura de saturação varia, atingindo um valor inferior na saída. Essa é a razão pela qual a norma ASHRAE 25-1990 sugere a adoção da temperatura de saturação correspondente à pressão do refrigerante na saída da serpentina.

As curvas de capacidade para os três modelos de serpentinas testadas são apresentadas a seguir.

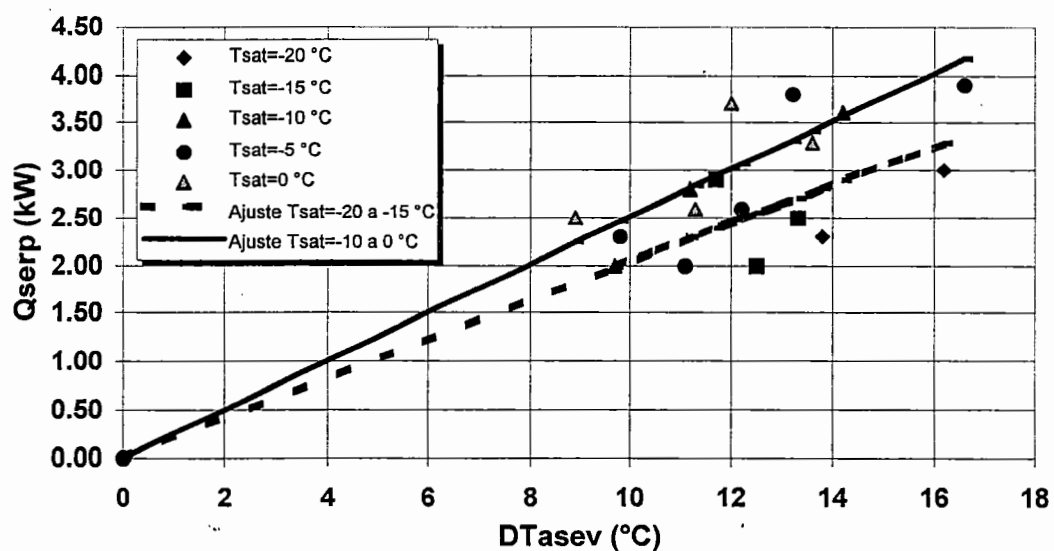


Figura 3.1 - Gráfico da capacidade da serpentina HDL-3.

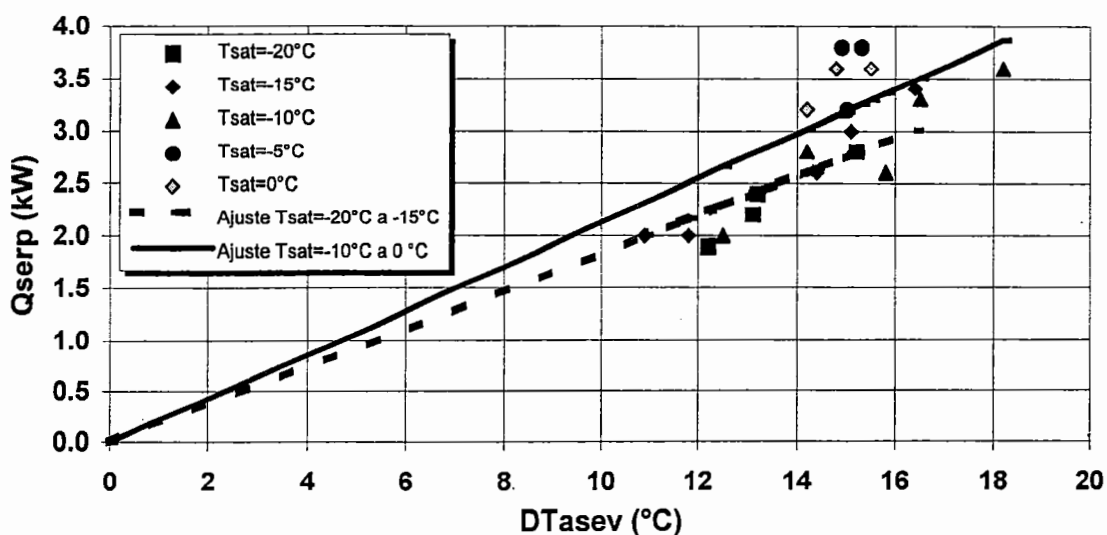


Figura 3.2 - Gráfico da capacidade da serpentina HD-3.

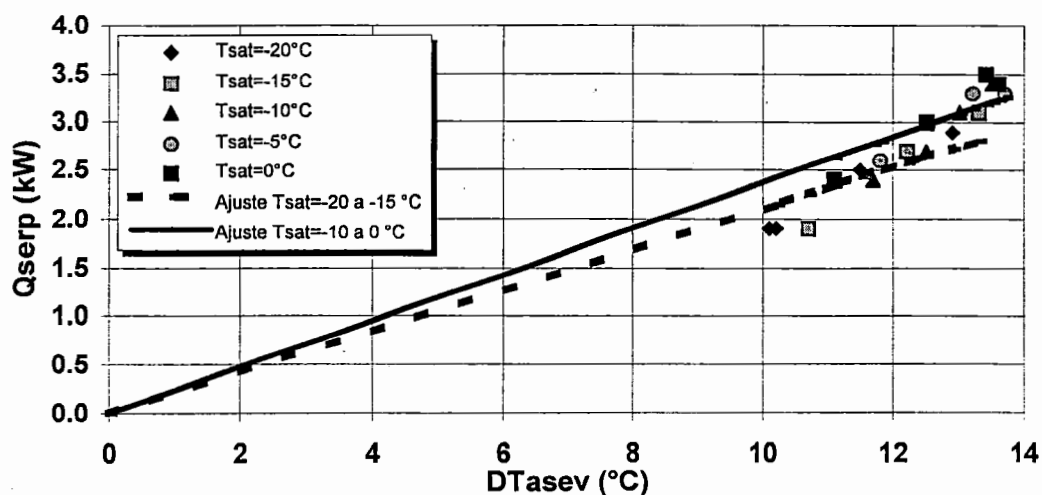


Figura 3.3 - Gráfico da capacidade da serpentina HD-4.

As Tabelas 3.1a e 3.1b apresentam, sucintamente, os resultados obtidos através das curvas de capacidade. A determinação do *Coefficiente Global de Transmissão de Calor (U)* foi feita utilizando a Eq. (3.5).

Os resultados apresentados pelas Figs. 3.1, 3.2 e 3.3 apresentaram-se de forma que a capacidade da serpentina aumenta com o aumento da temperatura de saturação, como era de se esperar. A incerteza máxima para a capacidade da serpentina modelo HDL-3 foi de 19,74% e a mínima de 11,0%. Na serpentina modelo HD-3, a incerteza máxima foi de 20,67% e a mínima de 10,72%. No modelo HD-4, a incerteza máxima foi de 20,87% e a mínima de 11,87%.

As Figs. 3.1, 3.2 e 3.3 e as Tabelas 3.1a e 3.1b apresentam claramente o comportamento das serpentinas quando relacionadas com a Eq. (3.1). Este comportamento apresentou-se consistente, comprovando que a capacidade das serpentinas podem ser representadas por esta equação.

Tabela 3.1a - Regressões lineares para a capacidade da serpentina.

Modelo	Regressão Linear	Coef. Correlação	Regressão Linear	Coef. Correlação
	Tsat = -20 a -15°C	Tsat = -20 a -15°C	Tsat = -10 a 0°C	Tsat = -10 a 0°C
HDL-3	$\dot{Q} = 0,19237DT_{asev}$	0,98997	$\dot{Q} = 0,24267DT_{asev}$	0,98448
HD-3	$\dot{Q} = 0,18379DT_{asev}$	0,99642	$\dot{Q} = 0,21272DT_{asev}$	0,99003
HD-4	$\dot{Q} = 0,21154DT_{asev}$	0,99578	$\dot{Q} = 0,23430DT_{asev}$	0,99770

Tabela 3.1b - Resultados obtidos através das curvas de capacidade.

Modelo	C faixa	C faixa	U (W/m ² K)	U (W/m ² K)
	Tsat = -20 a -15 °C	Tsat = -10 a 0°C	Tsat = -20 a -15°C	Tsat = -10 a 0°C
HDL-3	235,76	257,88	22,66	24,71
HD-3	268,58	305,72	13,51	15,67
HD-4	306,27	334,02	12,73	14,03

Os resultados agrupam-se em faixas de temperatura de saturação. Claramente, à medida que aumenta a temperatura de saturação, a capacidade da serpentina também aumenta. A partir dos dados agrupados, foi feita uma regressão linear, obtendo-se um coeficiente de correlação muito próximo de um, comprovando a boa correlação dos dados. A partir do coeficiente angular (C) é possível estimar o coeficiente global para as faixas de temperaturas de saturação, uma vez que as áreas de troca de calor de cada serpentina são conhecidas. O coeficiente angular mostra a fraca dependência que existe em relação a temperatura de saturação. Através da análise do coeficiente global, é possível observar o efeito do número de fileira de tubos em profundidade no desempenho da serpentina. A medida que aumenta a fileiras de tubos em profundidade, a vazão de ar é menor, diminuindo o coeficiente global em decorrência da diminuição do coeficiente de transferência de calor do lado do ar.

As Figs. 3.4, 3.5 e 3.6 mostram o efeito da vazão de refrigerante na perda de carga.

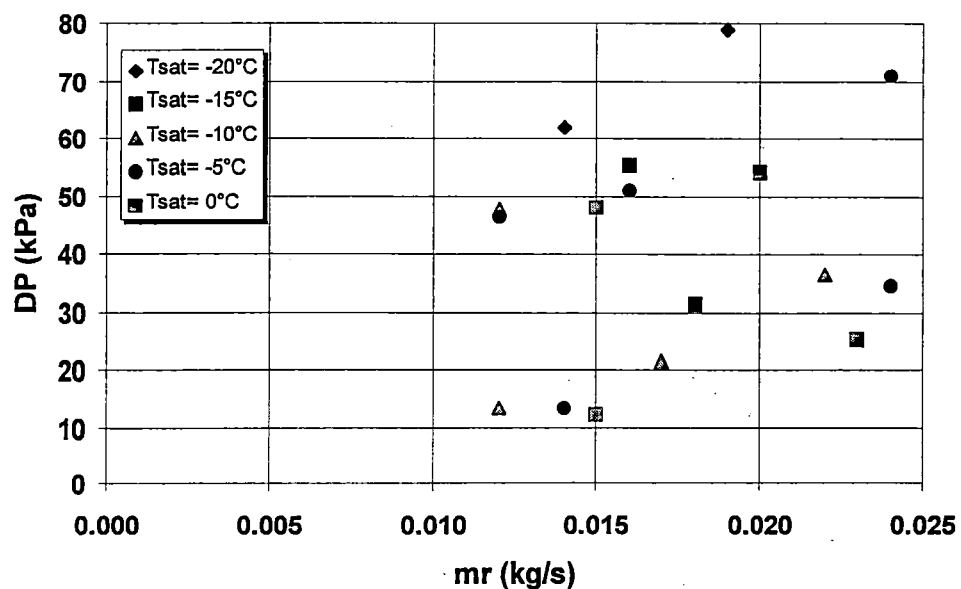


Figura 3.4 - Perda de Carga na serpentina HDL-3.

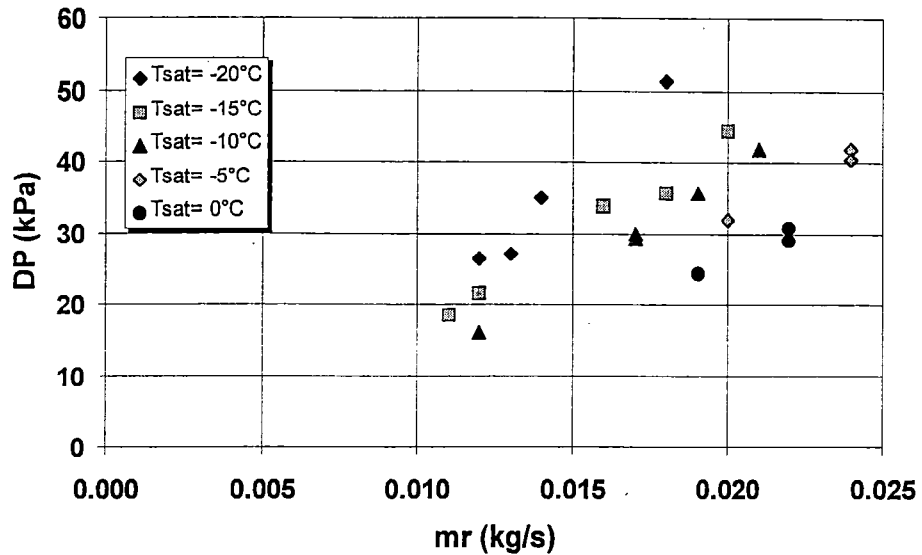


Figura 3.5 - Perda de Carga na serpentina HD-3.

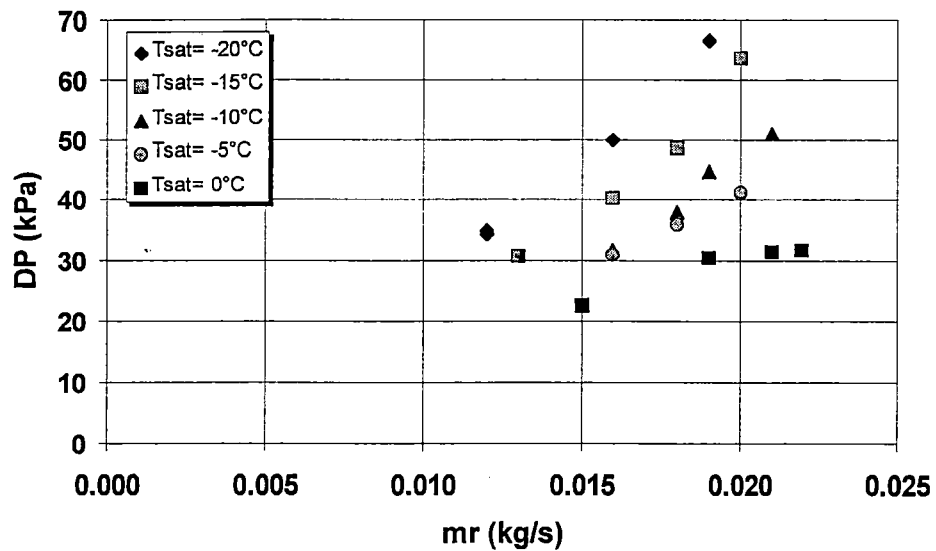


Figura 3.6 - Perda de Carga na serpentina HD-4.

A perda de carga também recebe a influência da temperatura de saturação. Porém, para cada temperatura de saturação, a perda de carga é proporcional a vazão de refrigerante, como era de se esperar. A perda de carga aumenta com a diminuição da temperatura de saturação. Isso ocorre porque à medida que a temperatura de saturação diminui, para uma mesma faixa de vazão de

refrigerante, o volume específico e a viscosidade do fluido refrigerante aumentam, resultando numa maior perda de carga.

A concentração de óleo presente no refrigerante era obtida através da densidade da mistura refrigerante/óleo, na linha de líquido. Esta era indicada pelo medidor de vazão. O procedimento para determinar a concentração de óleo é dado pela norma ASHRAE 25-1990. Com a densidade da mistura fornecida pelo medidor de vazão e a densidade do refrigerante obtida a partir da temperatura de saturação, a concentração de óleo (co) é determinada pela relação:

$$co = \frac{\rho_{mist} - \rho_r}{\rho_o - \rho_r} \times 100 \quad (3.6).$$

As Figs. 3.7, 3.8 e 3.9 apresentam a concentração de óleo obtida no ensaio destas três serpentinhas.

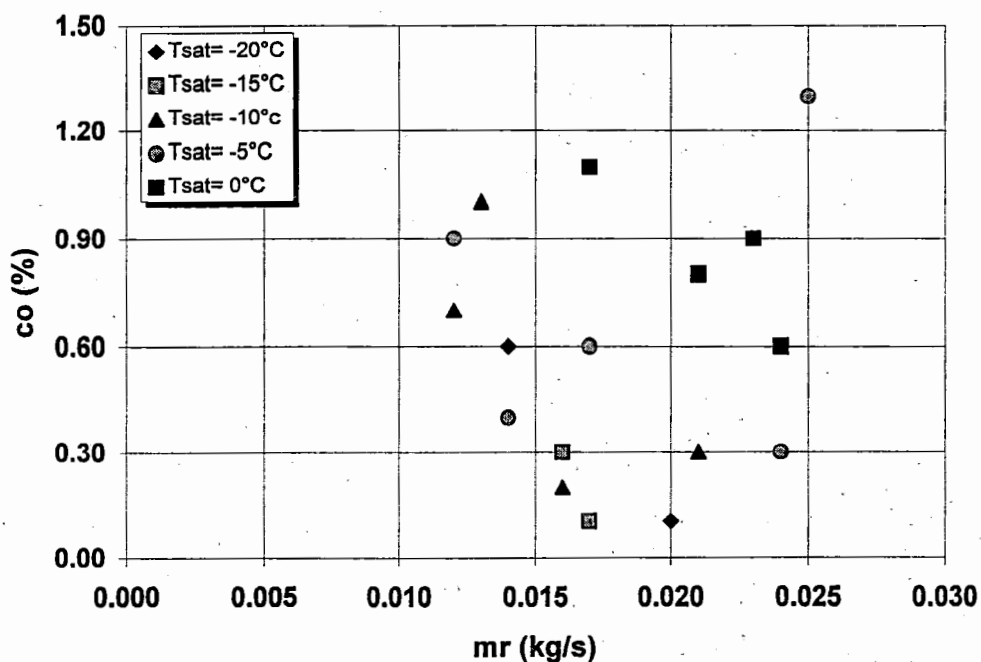


Figura 3.7 - Concentração de óleo no refrigerante - HDL-3.

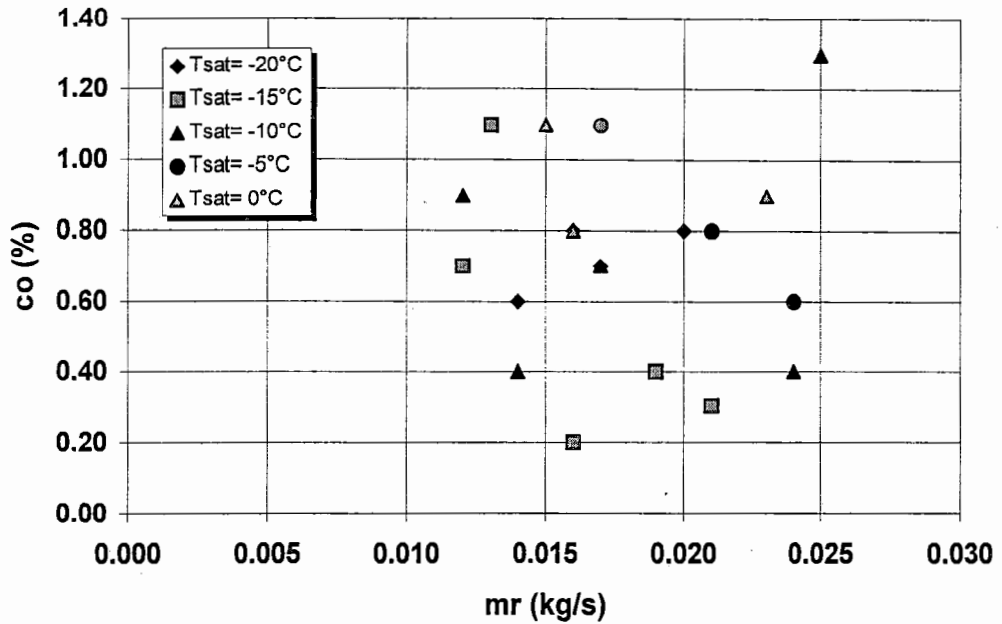


Figura 3.8 - Concentração de óleo no refrigerante - HD-3.

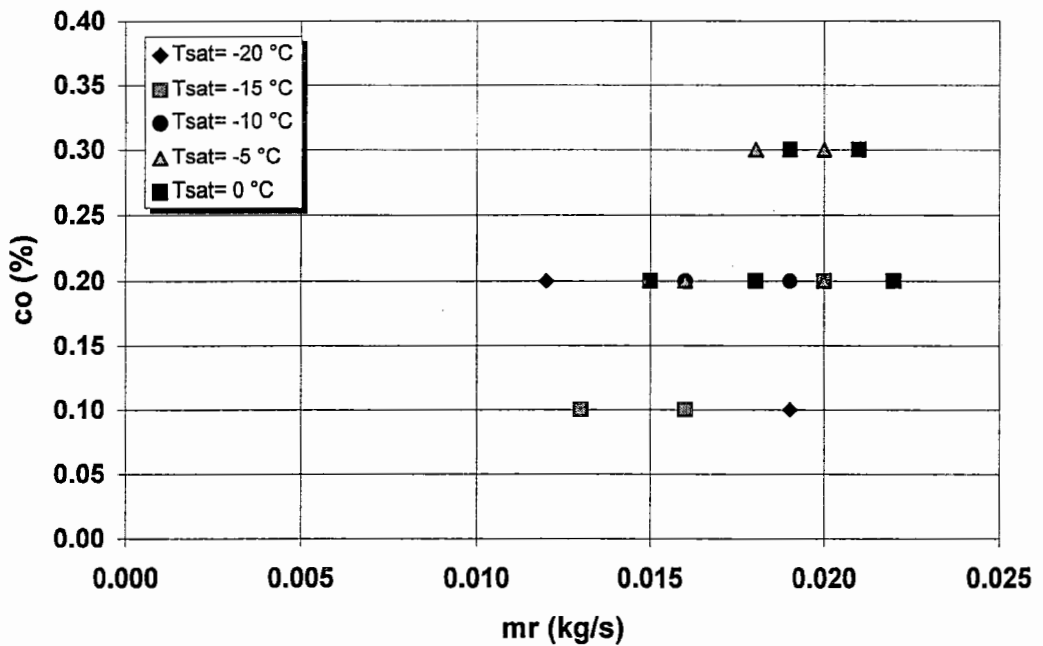


Figura 3.9 - Concentração de óleo no refrigerante - HD-4.

A norma determina que a concentração de óleo no refrigerante deve ser inferior a 1%. Através desse parâmetro, é possível observar que apenas a serpentina modelo HD-4 apresentou concentração de óleo dentro do limite estabelecido. As demais serpentinas apresentaram concentrações de

óleo, em alguns casos, superiores a esse limite sem, entretanto, superá-lo excessivamente. Isso se deve ao fato que a quantidade de óleo disperso no fluido refrigerante não pode ser controlada.

Outro fator de importância a ser determinado é a vazão de ar pela serpentina. O objetivo é comparar os resultados experimentais com os resultados fornecidos pelo fabricante. A vazão de ar é obtida através do Balanço de Energia feito do lado do ar, na serpentina, resultando em:

$$\dot{m}_{ar} = \frac{\dot{Q}}{c_{p_{ar}}(T_{ar_e} - T_{ar_s})} \quad (3.7).$$

A vazão do ar também foi medida através de um anemômetro, a qual também foi comparada com a vazão fornecida pelo fabricante.

As Figs. 3.10, 3.11 e 3.12 mostram a vazão de ar pela serpentina, determinada a partir da Eq. (3.7).

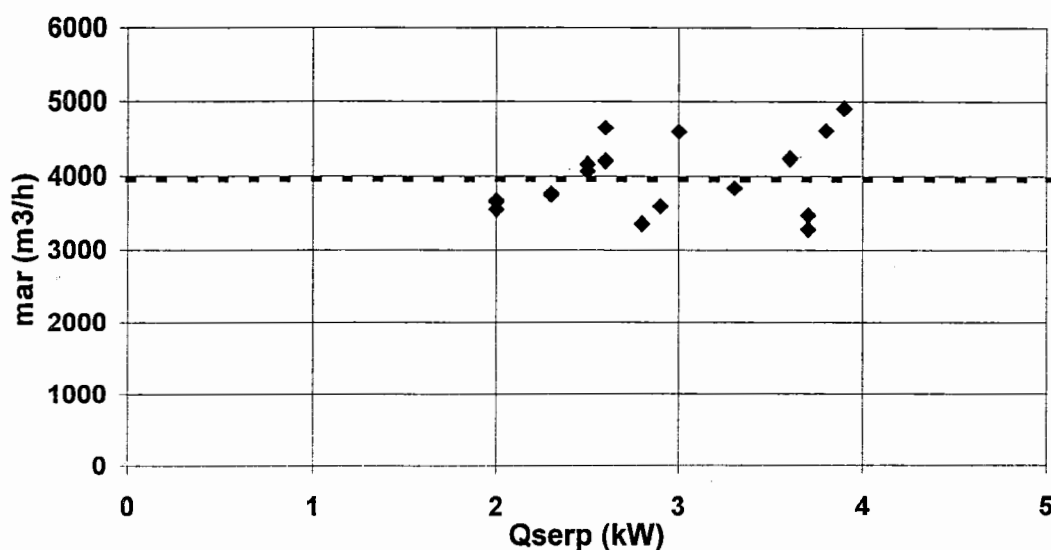


Figura 3.10 - Vazão de ar pela serpentina HDL-3.

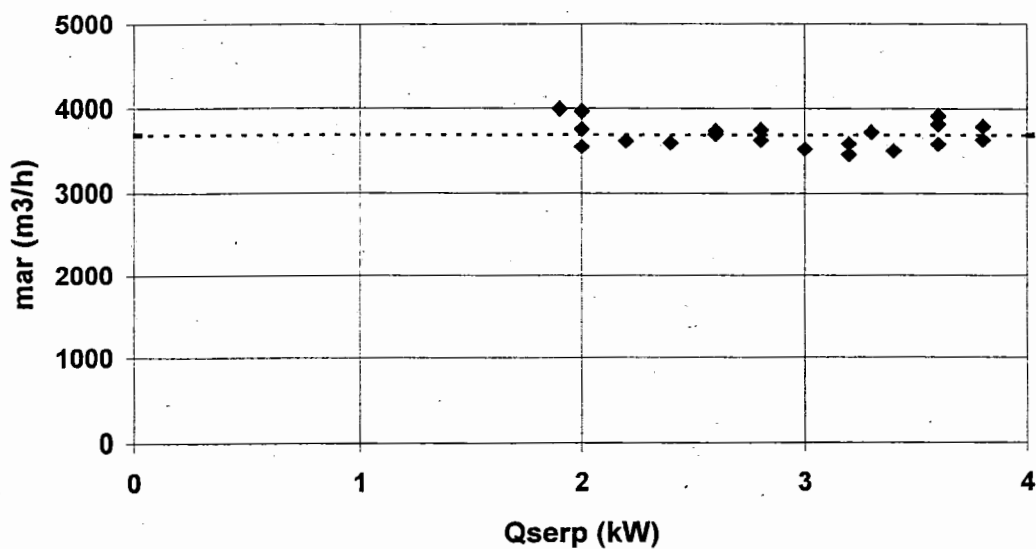


Figura 3.11 - Vazão de ar na serpentina HD-3.

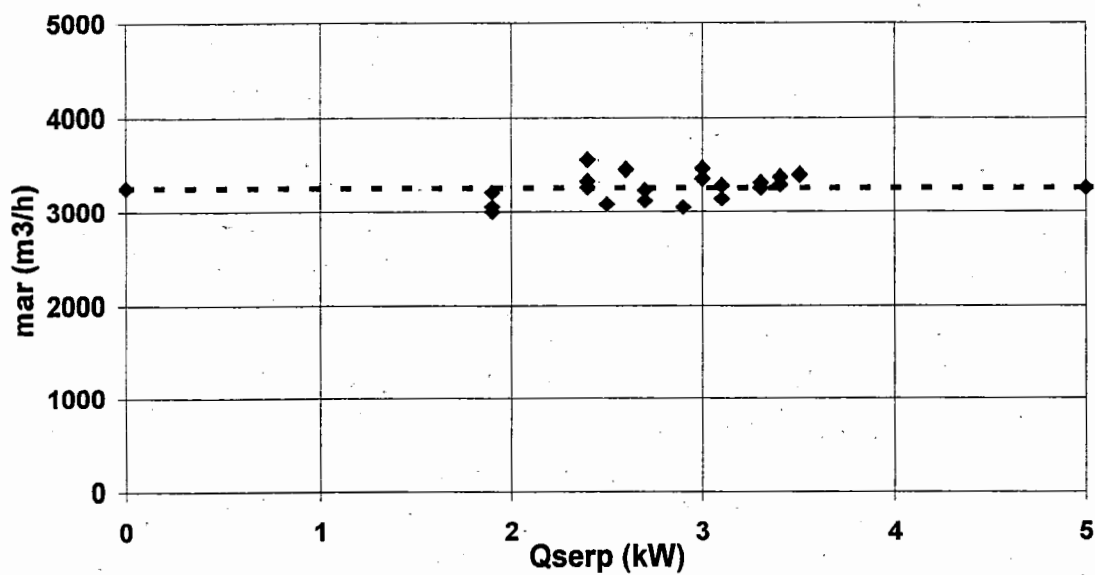


Figura 3.12 - Vazão de ar na serpentina HD-4.

A Tabela 3.2 mostra, sucintamente, os resultados obtidos através da comparação entre as vazões de ar calculadas, medidas e do fabricante.

Tabela 3.2 - Resultados das diferentes medidas de vazão de ar.

Modelo	m_{ar} (m ³ /h) calculada	Incertezas (%)		m_{ar} (m ³ /h) anemôm.	Diferença %	m_{ar} (m ³ /h) fabricante	Diferença %
		máx.	mín.				
HDL-3	3950	11.50	3.54	4000	1.27	4700	18.90
HD-3	3700	15.70	3.96	3800	2.70	4200	13.50
HD-4	3260	7.04	3.70	3400	4.30	4100	25.70

A vazão de ar é menor para o modelo HD-4, em função do maior número de tubos em profundidade e do espaçamento entre aletas ser de 5mm. O modelo HD-3 apresenta, também, uma vazão menor quando comparada com o modelo HDL-3, devido ao espaçamento entre aletas de 5mm. Observa-se que a vazão medida pelo anemômetro é superior a vazão calculada. A reduzida diferença entre esses valores aponta para a adequação nas medidas efetuadas nos ensaios. Maiores diferenças foram observadas com os valores sugeridos pelo fabricante. Tais diferenças podem ser resultantes do procedimento de medida adotado pelo fabricante. As incertezas, tanto máxima quanto mínima, apresentaram-se com as mesmas características para os modelos HDL-3 e HD-3. O modelo HD-4 apresentou incerteza máxima inferior aos demais modelos.

Os resultados obtidos apresentaram-se dentro das expectativas, tanto qualitativa quanto quantitativamente. Isso aponta para a adequação dos resultados experimentais, comprovando que os procedimentos utilizados para a obtenção dos dados proporcionaram bons resultados. A qualidade dos resultados é importante para a sua comparação com os resultados obtidos pelo modelo de simulação.

CAPÍTULO 4 - Modelos de Simulação e Projeto de Serpentinhas

4.1.- Introdução

Dentre os modelos de simulação de serpentinhas apresentados na pesquisa bibliográfica, um foi escolhido para análise: o modelo de RICH (1976). Os resultados proporcionados por este modelo foram comparados com os resultados experimentais, com o objetivo de avaliar a correlação que existe entre os resultados.

Este programa de simulação inclui uma rotina para projeto de serpentinhas, uma vez que esta se reveste de importância para os fabricantes desse tipo de equipamento. O procedimento envolve um método iterativo, através do qual é possível determinar a área de transferência de calor para condições pré-determinadas. A área de transferência de calor determina a serpentina que melhor corresponde às condições operacionais, obtida através de um banco de dados do programa.

4.2.- Generalidades

Na elaboração dos programas de simulação, parâmetros relacionados com o coeficiente interno de transferência de calor e da eficiência da superfície aletada devem ser considerados. A determinação desses parâmetros é fundamental, pois as serpentinhas ensaiadas apresentam características particulares desse tipo de trocador de calor. As serpentinhas podem apresentar distintos circuitos paralelos e as aletas são constituídas por

placas. Portanto, determinadas considerações devem ser feitas para determinar estes parâmetros.

Coefficiente Médio de Transferência de Calor do Lado do Refrigerante

Como as serpentinas ensaiadas consistem de mais de um circuito, a distribuição do refrigerante na serpentina deveria ser considerada. Sendo os circuitos paralelos, a vazão de refrigerante deveria ser dividida pelo número de circuitos, ou seja, a equação que determina a velocidade mássica num circuito fica:

$$G_r = \frac{\dot{m}_r}{A_i Q_c} \quad (4.1).$$

Este parâmetro deve ser considerado na determinação do Número de Reynolds para o refrigerante. O coeficiente interno de transferência de calor para a região bifásica é calculado segundo o modelo de Bo Pierre, apresentado pela Eq. (1.31), a qual considera um superaquecimento de 6 °C na saída da serpentina. O coeficiente de transmissão de calor na região monofásica (vapor superaquecido) é determinado pela equação de Dittus-Boelter.

$$h_{i_{\text{sup}}} = 0,023 \frac{k_v}{D_i} \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \quad (4.2).$$

O fluxo de calor específico (W/m²) é definido a partir de um balanço de energia no refrigerante, conforme a referência à Fig. 4.1.

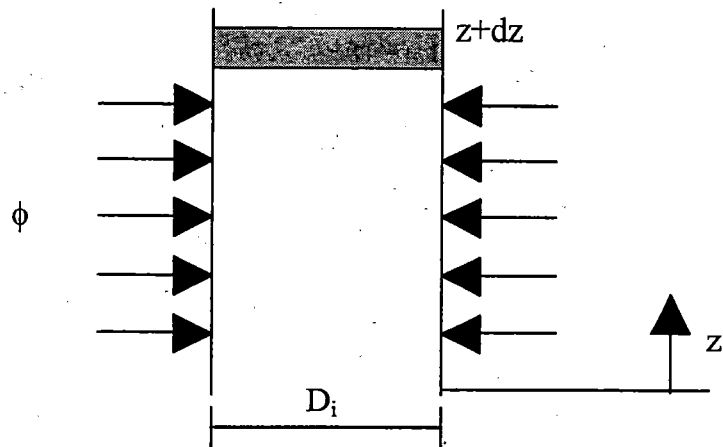


Figura 4.1 - Representação do fluxo de calor no tubo.

$$\phi(\pi D_i dz) = \dot{m}_r (i_{z+dz} - i_z) \quad (4.3)$$

porém

$$i_{z+dz} = i_z + \left(\frac{di}{dz} \right) dz,$$

substituindo na Eq. (4.3), temos:

$$\phi(\pi D_i dz) = \dot{m}_r di \quad (4.4).$$

O termo a direita da Eq. (4.4) pode ser expresso pela relação:

$$di = i_{lv} dx \quad (4.5)$$

e, portanto, substituindo a Eq. (4.5) na Eq. (4.4) resulta:

$$\frac{dx}{dz} = \frac{\pi D_i \phi}{\dot{m}_r i_{lv}} \quad (4.6).$$

O fluxo de calor específico médio na serpentina, pode ser calculado pela seguinte equação:

$$\phi = \frac{\dot{m}_r i_{lv} (x_s - x_e)}{\pi D_i L_{total}} \quad (4.7).$$

O termo i_{lv} da equação acima é determinado pela diferença entre a entalpia do refrigerante na saída e na entrada da serpentina.

O comprimento da região bifásica, onde $x_s=1$, é determinado por

$$L_{Bif} = \frac{\dot{m}_r i_{lv} (1 - x_e)}{\pi D_i \phi} \quad (4.8).$$

No caso em que ocorre o superaquecimento do refrigerante, o comprimento da região monofásica (vapor superaquecido) é determinado pela equação:

$$L_{sup} = L_{total} - L_{Bif} \quad (4.9).$$

O coeficiente interno de transferência de calor consiste numa média do coeficiente bifásico e monofásico, sendo definido da seguinte forma:

$$h_i = \frac{L_{Bif}}{L_{total}} h_{i_{Bif}} + \frac{L_{sup}}{L_{total}} h_{i_{sup}} \quad (4.10).$$

Determinação da Efetividade das Aletas

Outro parâmetro a ser definido é o cálculo da eficiência da superfície aletada, obtida a partir da Eq. (1.3).

O termo que determina a eficiência de uma aleta (η_a) é calculado para aletas de placas, como no caso das serpentinas testadas. SHAH (1985) propõe uma forma para determinar a eficiência das aletas de placas de serpentinas de refrigeração, trabalhando sob condições de superfície seca ou úmida. Numa serpentina, temos que os tubos são dispostos nas aletas de placas, conforme ilustra a Fig. 4.2. Esta disposição se denomina em quicôncio. Outra disposição, a de tubos alinhados, é utilizada frequentemente.

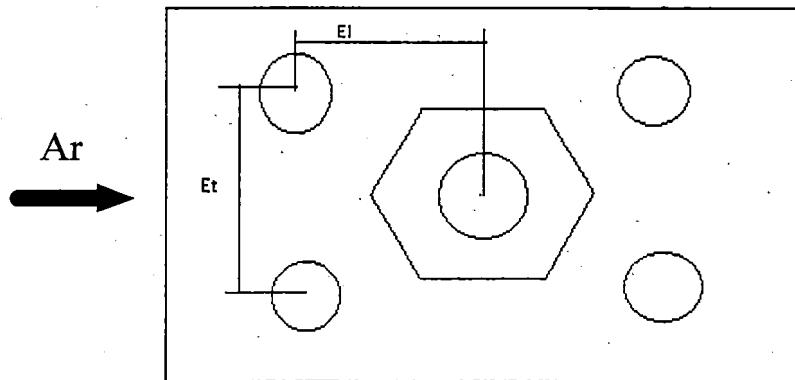


Figura 4.2 - Disposição dos tubos nas aletas de placas.

Sendo conhecidos os espaçamentos longitudinal (E_l) e transversal (E_t) dos tubos, e os mesmos sendo iguais, é possível fazer uma equivalência com aletas hexagonais, conforme ilustra a Fig. 4.2. Através disso é possível fazer uma equivalência entre as aletas hexagonais e circulares. Através da determinação da área da aleta hexagonal, obtém-se o diâmetro equivalente para a aleta circular, conforme ilustra a Fig. 4.3.

A eficiência da aleta é determinada pela equação:

$$\eta_a = \frac{\tanh \psi}{\psi} \quad (4.11)$$

$$\psi = mm * hh * rr^{\exp(0,13 * mm * hh - 1,3863)} \quad (4.12).$$

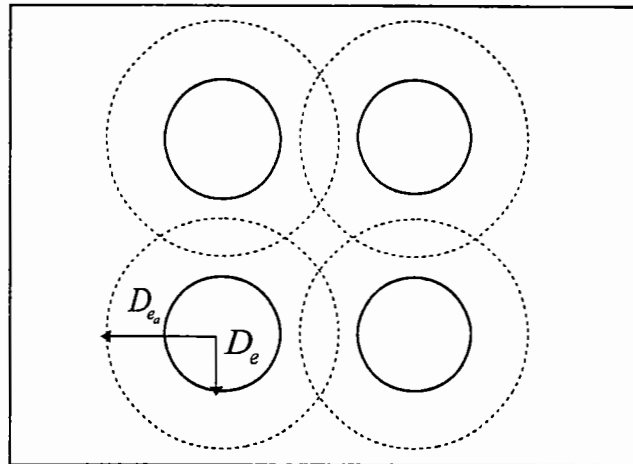


Figura 4.3 - Aletas circulares de mesma superfície

Os termos da Eq. (4.12) são definidos por:

$$mm = \sqrt{\frac{2h_e}{k_a Y_a}} \quad (4.13),$$

$$hh = L_a + \frac{Y_a}{2} \quad (4.14),$$

$$L_a = \frac{D_{e_a} - D_e}{2} \quad (4.15),$$

$$rr = \frac{E_l}{D_e} \quad (4.16).$$

4.3.- Modelo de RICH

Este modelo de simulação de serpentinas foi desenvolvido para sistemas de ar condicionado.

Neste modelo, admite-se que a serpentina trabalhe sob condições de superfície úmida. A Fig. 4.4 ilustra as variações de temperaturas e entalpias ao longo da serpentina, sob condições de transferência de calor e massa.

O modelo de RICH considera os efeitos do superaquecimento do refrigerante na saída da serpentina, bem como o efeito da perda de carga. Conforme o diagrama da Fig. 4.4, a entalpia do ar decresce à medida que ocorre a transferência de calor (sensível e latente) do ar para o refrigerante. A entalpia do ar na região superaquecida permanece constante pois, segundo este modelo de simulação, admite-se que a região superaquecida está localizada no lado da entrada do ar na serpentina. Ao longo da região de evaporação, a temperatura da superfície decresce devido à diminuição de ambas temperatura do ar e do refrigerante, mas na região superaquecida aumenta devido ao aumento da temperatura do refrigerante superaquecido. O diagrama mostra claramente o efeito da perda de carga no lado do refrigerante pois, devido a esse efeito, sua temperatura diminui ao longo da serpentina.

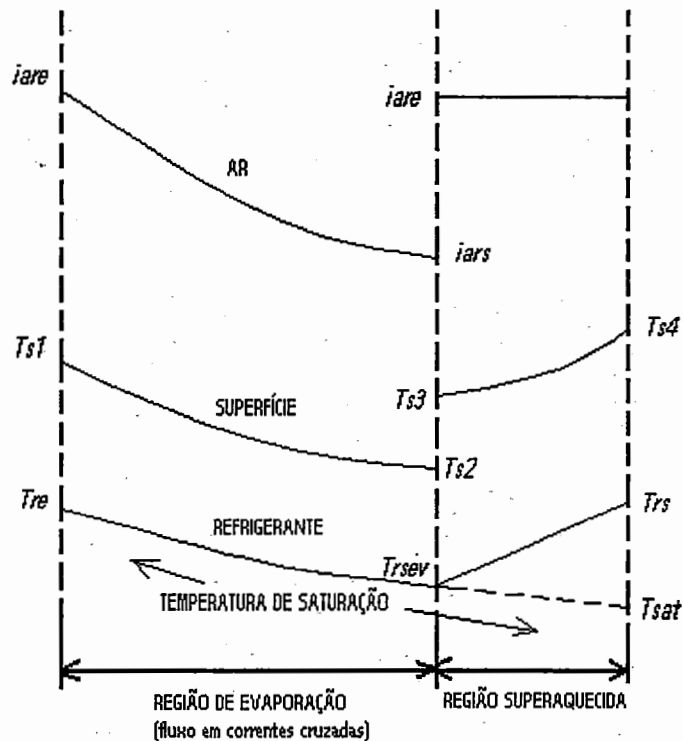


Figura 4.4 - Diagrama térmico de uma serpentina.

A capacidade da serpentina dada pela equação de Balanço de Energia para o ar é:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ar}(i_{ar_e} - i_{ar_s}) \quad (4.17),$$

e a capacidade da serpentina dada pelo Balanço de Energia para o refrigerante, considerando o superaquecimento, é:

$$\dot{Q} = \dot{m}_r(i_{r_s} - i_{r_e}) \quad (4.18),$$

sendo que a entalpia do refrigerante superaquecido (i_{r_s}) é determinada a partir da temperatura do refrigerante na saída da serpentina (T_{r_s}). O superaquecimento do refrigerante na saída da serpentina é dado pela equação:

$$DT_{sup} = T_{r_s} - T_{sat} \quad (4.19).$$

É necessário, ainda, fazer algumas hipóteses para avaliar o desempenho da serpentina, considerando que a mesma trabalhe sob condições de superfície úmida, as quais são apresentadas a seguir.

a) O filme de “condensado” presente na superfície exterior da serpentina apresenta resistência térmica desprezível.

b) O calor específico do ar úmido é dado pela seguinte equação:

$$c_{p_u} = c_{p_{ar\ seco}} + w c_{p_v} \quad (4.20),$$

onde w é a umidade absoluta do ar. Para todos os efeitos práticos, admite-se que a variação do calor específico do ar saturado é desprezível para a faixa de

temperaturas considerada neste trabalho. Por outro lado, a variação de entalpia do ar úmido pode ser escrita como:

$$(i_{ar_s} - i_{ar_e}) \cong c_{p_u} (T_{ar_s} - T_{ar_e}) \quad (4.21).$$

c) Despreza-se a resistência térmica de contato das aletas com os tubos.

d) A taxa de transferência de calor entre uma superfície úmida e o ar que escoia ao longe pode ser avaliada pela denominada equação do “Salto de Entalpia”, assim representada:

$$\delta \dot{Q} = \frac{h_e dA}{c_{p_u}} (i_{ar} - i_{ar_s}) \quad (4.22),$$

onde h_e é o coeficiente de transferência de calor por convecção, i_{ar} e i_{ar_s} são as entalpias do ar, respectivamente, ao longe e junto à superfície úmida (neste caso, saturado), dA é a área da superfície de intercâmbio (de calor e massa).

O circuito elétrico análogo ao processo de transferência de calor e massa, característico de uma serpentina de resfriamento e desumidificação, pode ser representado como ilustrado na figura:

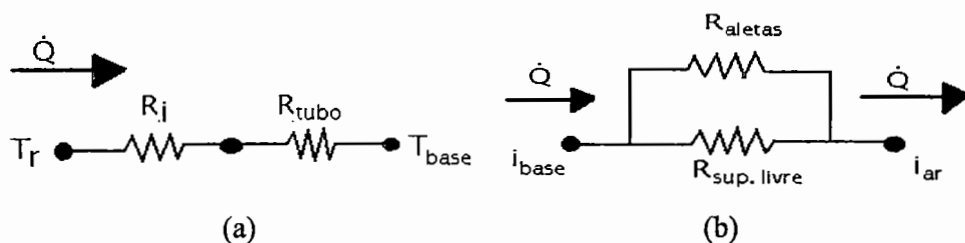


Figura 4.5 - Circuito análogo ao processo de transferência de calor e massa.

Observe-se que, em virtude da superfície exterior se apresentar recoberta de um filme de líquido, o potencial de intercâmbio (neste caso de calor e massa) passa a ser entre entalpias, ao invés de temperaturas. Isso justifica o fato de, na Fig. 4.5, terem sido apresentados dois circuitos. Um, (a), envolve a superfície

exterior do tubo, denominada de “base”, e o refrigerante. O outro, (b), a superfície exterior (tubo + aletas) e o ar. Para o primeiro circuito vale a seguinte relação:

$$\dot{Q} = \frac{T_{base} - T_r}{R_r + R_{tubo}} \quad (4.23).$$

O segundo envolve um circuito em paralelo, exigindo um pouco mais de elaboração. Assim,

$$\dot{Q} = \dot{Q}_a + \dot{Q}_{sup.livre} \quad (4.24),$$

onde \dot{Q}_a e $\dot{Q}_{sup.livre}$ correspondem às taxas de transferência de calor pelas aletas e superfície livre do tubo. Deve-se observar que ambas as superfícies se apresentam recobertas por uma película de “condensado”. Para a avaliação da primeira parcela da Eq. (4.24) deve-se introduzir a eficiência das aletas. O problema é que, neste caso, ocorrem dois mecanismos simultâneos de intercâmbio: calor e massa. O problema pode ser contornado admitindo que a eficiência das aletas é dada em termos de um potencial de entalpias, resultando a seguinte relação (análoga à tradicional):

$$\dot{Q}_a = \eta_a \frac{h_e}{c_{p_u}} (i_{ar} - i_{base}) A_s \quad (4.25),$$

onde i_{base} corresponde à entalpia do ar saturado à temperatura T_{base} . Analogamente,

$$\dot{Q}_{sup.livre} = \frac{h_e}{c_{p_u}} (i_{ar} - i_{base}) A_p \quad (4.26).$$

É interessante observar que o procedimento é análogo ao adotado para uma superfície seca, a diferença residindo no potencial de

entalpias, ao invés de temperaturas. Introduzindo as Eqs. (4.25) e (4.26) na Eq. (4.24), resulta:

$$\dot{Q} = \frac{h_e}{c_{p_u}} (i_{ar} - i_{base}) [\eta_a A_s + A_p] \quad (4.27),$$

outra forma seria

$$\dot{Q} = \frac{i_{ar} - i_{base}}{R_{ar}} \quad (4.28),$$

onde

$$R_{ar} = \frac{c_{p_u}}{h_e (\eta_a A_s + A_p)} \quad (4.29).$$

A taxa de transferência de calor dada pelas equações alternativas, Eqs. (4.27) ou (4.28), corresponde àquela da Eq. (4.23) em potencial de entalpias. Isso pode ser facilmente realizado desde que se considere a hipótese segundo a qual c_{p_u} é admitindo constante. Neste caso,

$$(i_{base} - i_r) = c_{p_u} (T_{base} - T_r) \quad (4.30),$$

onde i_{base} e i_r são entalpias do ar saturado às temperaturas, respectivamente, iguais a T_{base} e T_r . Nessas condições, a Eq. (4.23) pode ser escrita como:

$$\dot{Q} = \frac{i_{base} - i_r}{c_{p_u} (R_r + R_{tubo})} \quad (4.23a).$$

Igualando as Eqs. (4.23a) e (4.28), resulta:

$$\frac{i_{base} - i_r}{c_{p_u} (R_r + R_{tubo})} = \frac{i_{ar} - i_{base}}{R_{ar}}$$

ou

$$\frac{(i_{base} - i_r) / c_{p_u}}{i_{ar} - i_{base}} = \frac{R_r + R_{tubo}}{R_{ar}} \quad (4.31).$$

Observe-se que:

$$R_r = \frac{1}{h_i A_i} \quad (4.32),$$

$$R_{tubo} = \frac{\ln(D_e / D_i)}{2k_t \pi L_{tot}} \quad (4.33),$$

$$R_{ar} = \frac{c_{p_u}}{h_e A_t \left(\eta_a \frac{A_s}{A_t} + \frac{A_p}{A_t} \right)} \quad (4.34).$$

É interessante notar que a relação entre resistências térmicas da Eq. (4.31) é um parâmetro invariante da serpentina, razão pela qual é conhecido como *Característica da Serpentina*.

Outra forma de expressar a característica da serpentina é a de considerar a superfície externa do metal (tubo + aleta) a uma temperatura média uniforme e igual a T_s . Neste caso,

$$\dot{Q} = \frac{h_e}{c_{p_u}} A_e (i_{ar} - i_s) = \frac{i_{ar} - i_s}{c_{p_u} / h_e A_t} = \frac{i_{ar} - i_s}{c_{p_u} R_{ar}} \quad (4.35),$$

onde i_s é a entalpia do ar úmido à temperatura T_s . Os circuitos analógicos, neste caso, corresponderiam aos da Fig. 4.6. É interessante observar que, de acordo com esta abordagem, o circuito elétrico analógico (a) corresponde a um

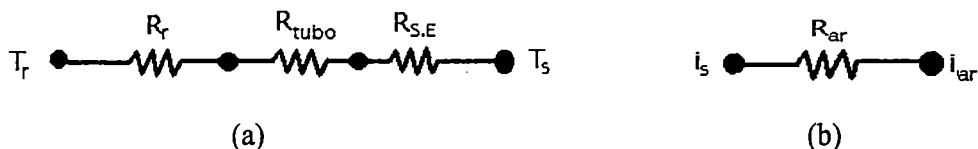


Figura 4.6 - Circuito elétrico analógico das resistências à transferência de calor.

circuito em série envolvendo as resistências de convecção do lado do refrigerante e de condução do metal. Neste caso, a resistência de condução no metal envolve não só a da parede do tubo, mas uma associada às aletas. Esta pode ser determinada pela diferença:

$$R_{S.E.} = \frac{1}{h_e(\eta_a A_s + A_p)} - \frac{1}{h_e A_t} = \frac{1 - \eta_a}{h_e A_t (\eta_a + A_p / A_s)} \quad (4.36),$$

onde $A_t = A_p + A_s$.

Nessas condições, para o circuito (a) da Fig. 4.6,

$$\dot{Q} = \frac{T_s - T_r}{R_r + R_{tubo} + R_{S.E.}} \quad (4.37).$$

Dividindo a Eq. (4.37) pela Eq. (4.35), resulta:

$$\frac{T_s - T_r}{i_{ar} - i_s} = \frac{R_r + R_{tubo} + R_{S.E.}}{c_{p_u} R_{ar}} = S \quad (4.38).$$

Na literatura (ARI 410 - 1981, ASHRAE 25 - 1990), S é denominado de *Constante da Serpentina*, podendo ser avaliada pela seguinte expressão:

$$S = \frac{\frac{1}{A_t h_i} + \frac{\ln(D_e / D_i)}{2k_t \pi L_{tot}} + \frac{1 - \eta_a}{h_e A_t (\eta_a + A_p / A_s)}}{c_{p_u} / h_e A_t} = \frac{\frac{1}{h_i} \frac{A_t}{A_i} + \frac{A_e D_i \ln(D_e / D_i)}{2k_t} + \frac{1 - \eta_a}{h_e (\eta_a + A_p / A_s)}}{c_{p_u} / h_e} \quad (4.39).$$

A perda de carga no lado do refrigerante é determinada a partir da Eq. (1.41) para a região bifásica, e para a região monofásica ou superaquecida é determinada pela Eq. (1.36). A perda de carga total é a soma

da perda de carga nas regiões bifásica monofásica, as quais devem ser utilizadas para determinar as temperaturas do refrigerante ao longo da serpentina, conforme o diagrama da Fig. 4.4.

Na determinação da temperatura de bulbo seco do ar na saída da serpentina, é necessária a avaliação da entalpia média do ar saturado. Pelo diagrama da Fig. 4.4, a entalpia do ar, bem como a temperatura da superfície da serpentina, sofrem um decréscimo devido à transferência de calor sensível e latente do ar quente à superfície fria da serpentina. Dessa forma, a entalpia média da superfície é avaliada em termos da temperatura média da superfície molhada, \bar{i}_s , para o ar saturado. Portanto, para determinar a entalpia média da superfície em função das entalpias do ar saturado da entrada e saída, utiliza-se o método ε - NUT , conforme mostra a Fig. 4.7, onde:

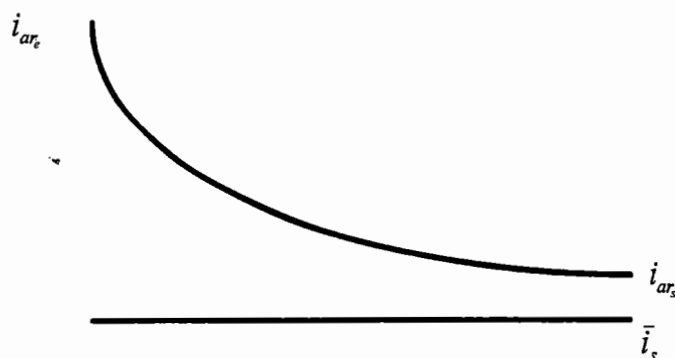


Figura 4.7 - Avaliação da entalpia média da superfície.

$$\frac{i_{ar_e} - i_{ar_s}}{i_{ar_e} - \bar{i}_s} = \varepsilon \quad (4.40),$$

onde

$$\varepsilon = 1 - e^{-\lambda} \quad (4.41),$$

onde λ é definido como:

$$\lambda = \frac{A_t}{\dot{m}_{ar} c_{p_{ar}} R_{ar}} \quad (4.42).$$

A entalpia média da superfície é, então, determinada pela equação:

$$\bar{i}_s = i_{ar_e} - \frac{(i_{ar_e} - i_{ar_s})}{1 - e^{-\lambda}} \quad (4.43).$$

Dessa forma, a temperatura média da superfície molhada é obtida em função da entalpia média da superfície e do calor específico de umidade do ar saturado, sendo:

$$\bar{T}_s = \frac{\bar{i}_s}{c_{p_{ar_u}}} \quad (4.44).$$

À partir da determinação da temperatura média da superfície úmida, a temperatura de bulbo seco de saída do ar pode ser obtida, utilizando a Eq. (4.40) da seguinte forma:

$$\frac{i_{ar_e} - i_{ar_s}}{i_{ar_e} - \bar{i}_s} = \frac{c_{p_{ar_u}} (T_{ar_e} - T_{ar_s})}{\bar{c}_{p_{ar_u}} (T_{ar_e} - \bar{T}_s)} = \varepsilon \quad (4.45).$$

Considerando que a diferença entre o calor específico do ar úmido e o calor específico médio do ar úmido é muito pequena, pode-se admitir, então, que:

$$c_{p_{ar_u}} = \bar{c}_{p_{ar_u}} \quad (4.46).$$

Portanto, a Eq. (4.45) resulta em:

$$\frac{T_{ar_e} - T_{ar_s}}{T_{ar_e} - \bar{T}_s} = \varepsilon \quad (4.47),$$

ou seja, a temperatura de bulbo seco de saída do ar é determinada pela relação:

$$T_{ar_s} = \bar{T}_s + (T_{ar_e} - \bar{T}_s)e^{-\lambda} \quad (4.48).$$

A taxa de deposição de umidade pode ser comparada à taxa de transferência de calor por intermédio do *FCS* (Fator de Calor Sensível), definido como:

$$FCS = \frac{c_{p_{ar}} (T_{ar_e} - T_{ar_s})}{(i_{ar_e} - i_{ar_s})} \quad (4.49).$$

O diagrama de blocos do programa de simulação, elaborado no âmbito do EES, pode ser observado na Fig. 4.8. Uma listagem do programa completo pode ser encontrada no APÊNDICE VII.

Os resultados obtidos pelo programa de simulação foram avaliados utilizando os resultados experimentais, conforme foi sugerido no Capítulo 3. O objetivo é analisar a correlação que existe entre o modelo e os dados experimentais.

No procedimento experimental, a umidade absoluta do ar não foi um parâmetro medido. Porém, o modelo de simulação de RICH necessita desse parâmetro para determinar as entalpias do ar na entrada e na saída da serpentina. O programa de simulação possibilita a verificação do desempenho das serpentinas operando com a mesma diferença de umidade absoluta (Dw). A Fig. 4.9 mostra a comparação de diversas umidades absolutas do ar na entrada com a capacidade da serpentina e com a faixa de umidade absoluta utilizada na simulação do modelo HD-3, para o caso onde $T_{sat} = -20 \text{ }^\circ\text{C}$, variando-se o Dw . Da mesma forma, a Fig. 4.10 mostra a comparação da serpentina modelo HD-3, para o caso onde $T_{sat} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$. É possível observar que, a medida que aumenta a umidade absoluta do ar na entrada da serpentina,

a sua capacidade diminui devido a maior carga de calor latente. Porém, a faixa de umidade absoluta utilizada na simulação dos modelos de serpentina é muito baixa. Esse resultado era esperado, uma vez que o ar interno à câmara passava por um processo de secagem, efetuado por meio do degelo antes do início dos testes com as serpentinhas.

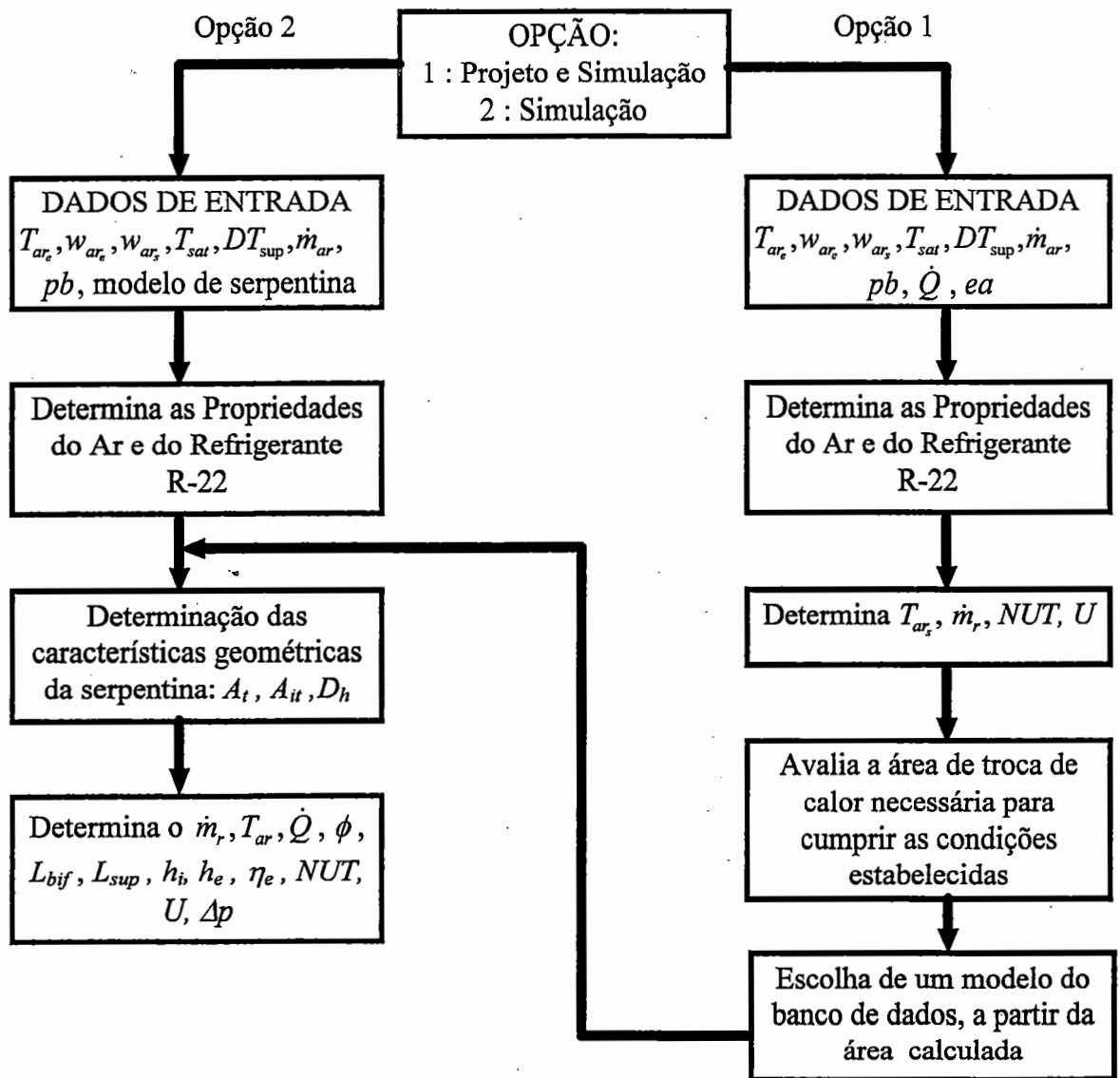
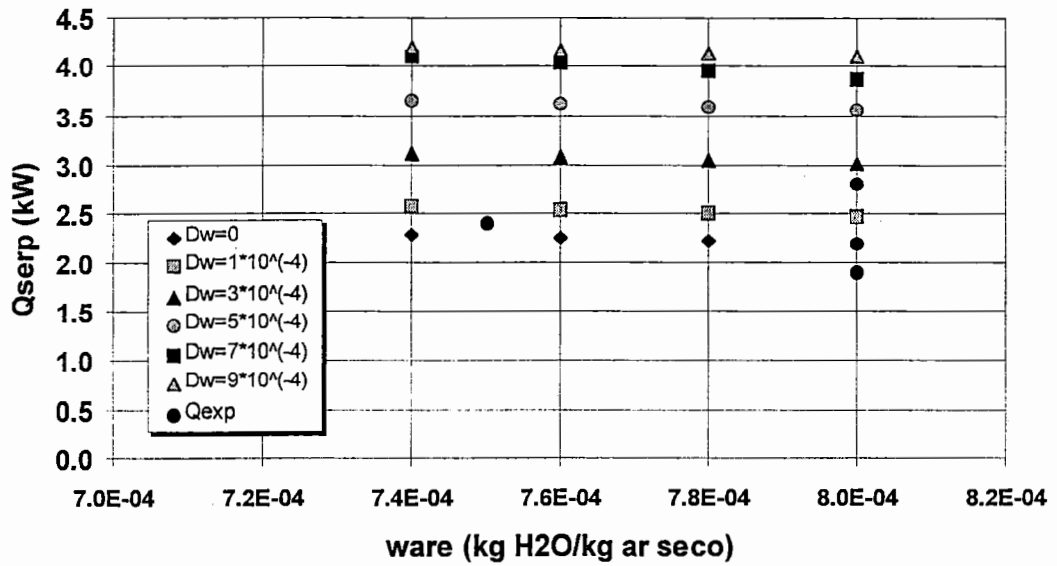
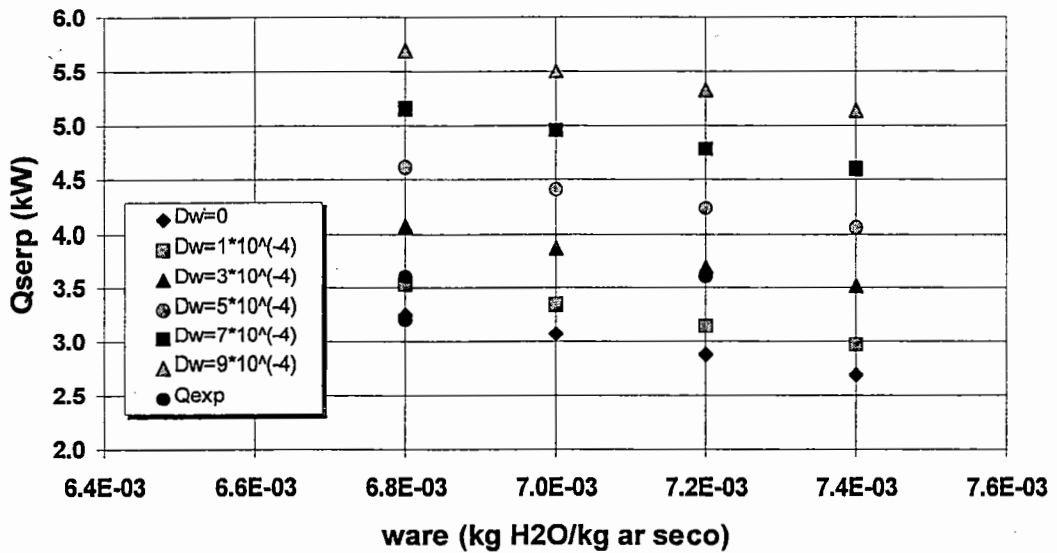


Figura 4.8 - Diagrama de blocos do programa de simulação e projeto de serpentinhas.



($T_{sat} = -20 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_{are} = -7 \text{ }^\circ\text{C}$; $\dot{m}_{ar} = 3500 \text{ m}^3/\text{h}$; $DT_{sup} = 3,5 \text{ }^\circ\text{C}$)

Figura 4.9 - Desempenho da serpentina modelo HD-3.

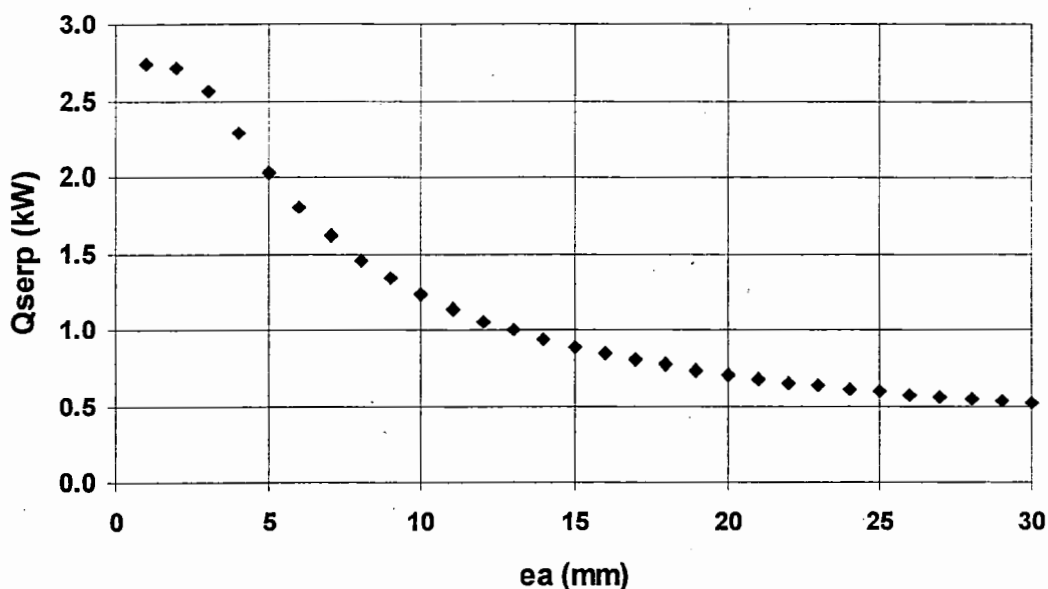


($T_{sat} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_{are} = 14 \text{ }^\circ\text{C}$; $\dot{m}_{ar} = 3500 \text{ m}^3/\text{h}$; $DT_{sup} = 3,5 \text{ }^\circ\text{C}$)

Figura 4.10 - Desempenho da serpentina modelo HD-3.

O programa também possibilita a verificação de alguns parâmetros geométricos na avaliação da capacidade da serpentina. Dois parâmetros importantes para os fabricantes são o espaçamento e a espessura das aletas. O espaçamento entre aletas está diretamente relacionado com a área

total de troca de calor. A Fig. 4.11 apresenta um exemplo de simulação da serpentina modelo HD-3, mantendo-se constantes todas as características geométricas originais, apenas variando o espaçamento entre aletas.



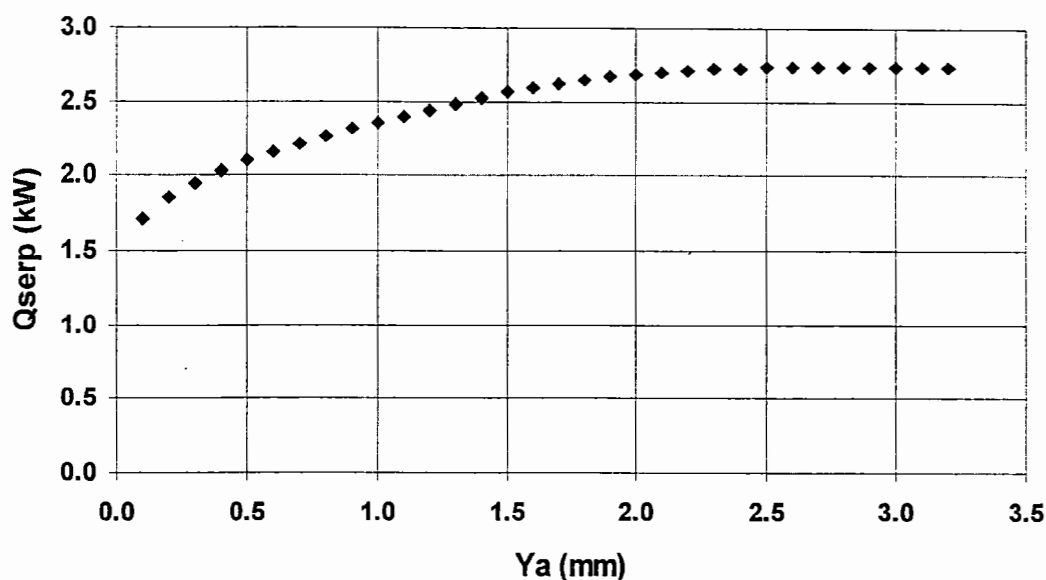
($T_{sat} = -20^{\circ}\text{C}$, $w_{are} = w_{ars} = 8,1 \times 10^{-4}$ kg H₂O/kg ar seco, $T_{are} = -7,5^{\circ}\text{C}$, $DT_{sup} = 4,4^{\circ}\text{C}$)

Figura 4.11 - Desempenho da serpentina modelo HD-3 em função do espaçamento entre aletas.

Neste caso, a capacidade de troca de calor da serpentina cai assintoticamente com o aumento do espaçamento entre aletas, devido a diminuição da área total de troca de calor.

A espessura das aletas é um parâmetro importante na avaliação do desempenho das serpentinas no que diz respeito à sua capacidade e peso, o qual está diretamente ligado ao seu custo. A diminuição da espessura das aletas causa problemas na condução de calor. Por outro lado, o uso de aletas com grandes espessuras proporcionam um aumento de peso no produto, aliado a um fator econômico desfavorável. A diminuição da espessura das aletas está aliada a um aumento de sua densidade e diminuição de espaçamento entre elas. A grande preocupação dos fabricantes é determinar qual a espessura ideal de

aleta para atingir o melhor rendimento da serpentina, aliada a um baixo custo. A Fig. 4.12 mostra um exemplo de simulação para a serpentina modelo HD-3 onde foram mantidas as características geométricas originais, variando-se apenas a espessura das aletas.

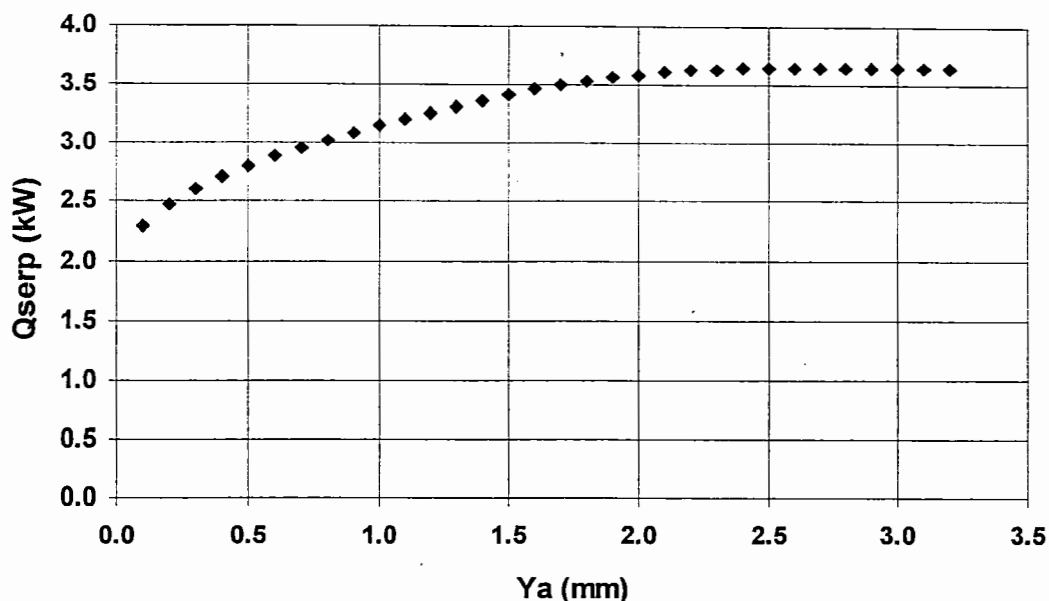


($T_{\text{sat}} = -20^{\circ}\text{C}$, $w_{\text{are}} = w_{\text{ars}} = 8,1 \times 10^{-4}$ kg H₂O/kg ar seco, $T_{\text{are}} = -7,5^{\circ}\text{C}$, $DT_{\text{sup}} = 4,4^{\circ}\text{C}$)

Figura 4.12 - Avaliação da capacidade da serpentina HD-3 em função da espessura das aletas.

Nestas condições, a serpentina modelo HD-3 apresenta um aumento da sua capacidade com o aumento da espessura das aletas, até que esta atinja a espessura de 2,5 mm. Esta espessura, para tais condições de operação, é considerada ideal. Porém, com o aumento da temperatura de saturação, a capacidade também aumenta. Foi realizada uma simulação para a serpentina modelo HD-3 para uma temperatura de saturação de 0°C , conforme mostra a Fig. 4.13. Neste caso, a capacidade da serpentina é máxima para a espessura de aleta de 2,5 mm. Através da verificação da capacidade da serpentina por meio do modelo de simulação, é possível determinar os parâmetros geométricos ideais para um determinado modelo de serpentina. Economicamente, torna-se inviável a utilização de aletas com espessura de 2,5 mm. Porém, o programa é

capaz de avaliar qual seria a espessura das aletas para obter a máxima capacidade da serpentina.



($T_{sat} = 0^{\circ}\text{C}$, $w_{are} = w_{ars} = 4,0 \times 10^{-4}$ kg $\text{H}_2\text{O}/\text{kg}$ ar seco, $T_{are} = 0,30^{\circ}\text{C}$, $DT_{sup} = 4,0^{\circ}\text{C}$)

Figura 4.13 - Avaliação da capacidade da serpentina HD-3 em função da espessura das aletas.

Para que os resultados experimentais pudessem ser comparados com os resultados simulados, as umidades absolutas do ar na entrada e saída foram determinadas por tentativas, fazendo uma aproximação em função da capacidade da serpentina, obtida através dos dados experimentais, conforme observado anteriormente.

A Fig. 4.14 mostra a comparação entre a capacidade experimental e simulada.

Através da aproximação da capacidade simulada em relação à capacidade experimental, é possível observar que a máxima variação nos resultados foi de 4%, com o objetivo de determinar a umidade absoluta do ar na entrada e na saída.

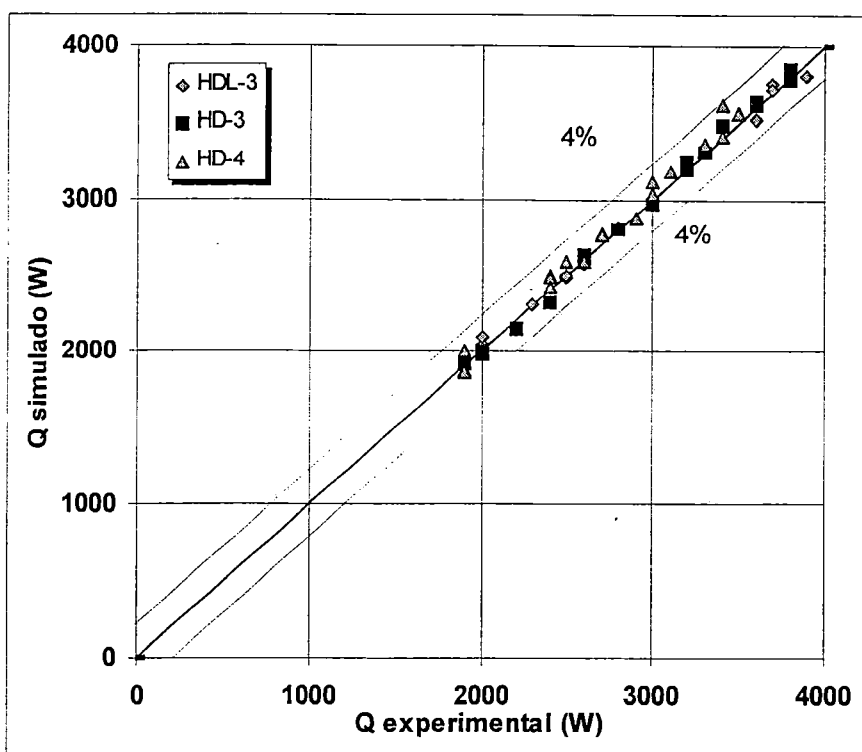


Figura 4.14 - Comparação entre capacidade experimental e simulada - $T_{sat} = -20$ a 0°C .

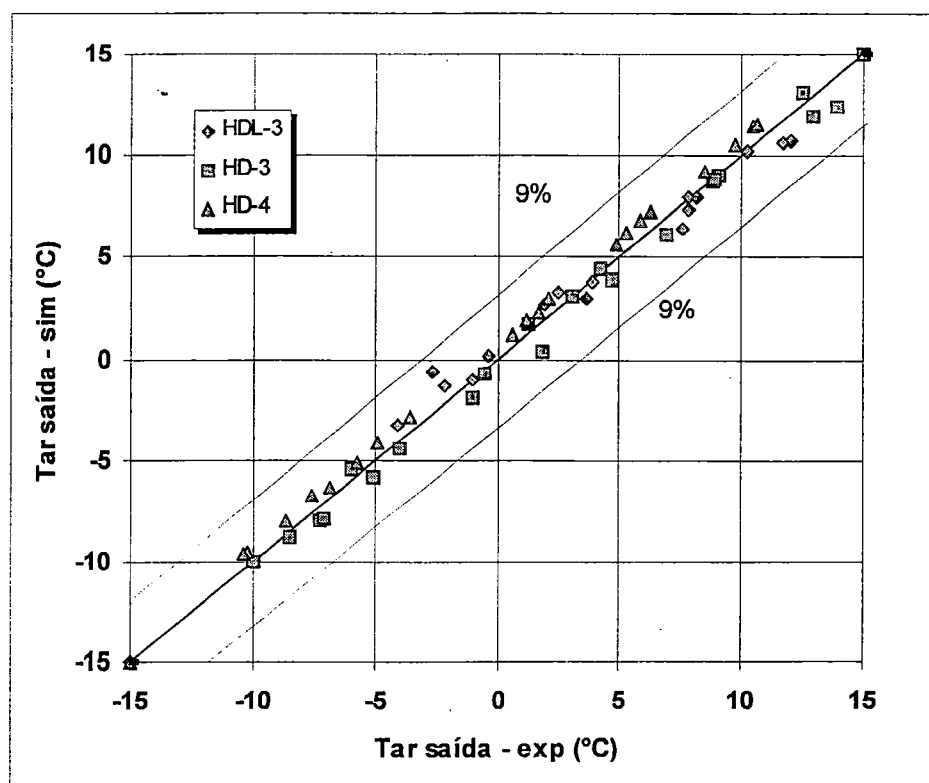


Figura 4.15 - Comparação entre a temperatura de saída do ar experimental e simulada
 $T_{sat} = -20$ a 0°C .

Este gráfico da Fig. 4.15 mostra que o modelo de RICH apresenta boa correlação entre os resultados para a temperatura de saída do ar na serpentina, sendo a máxima dispersão de 9%. Isso mostra que este modelo corresponde bem aos resultados experimentais, quando comparado com a temperatura de saída do ar.

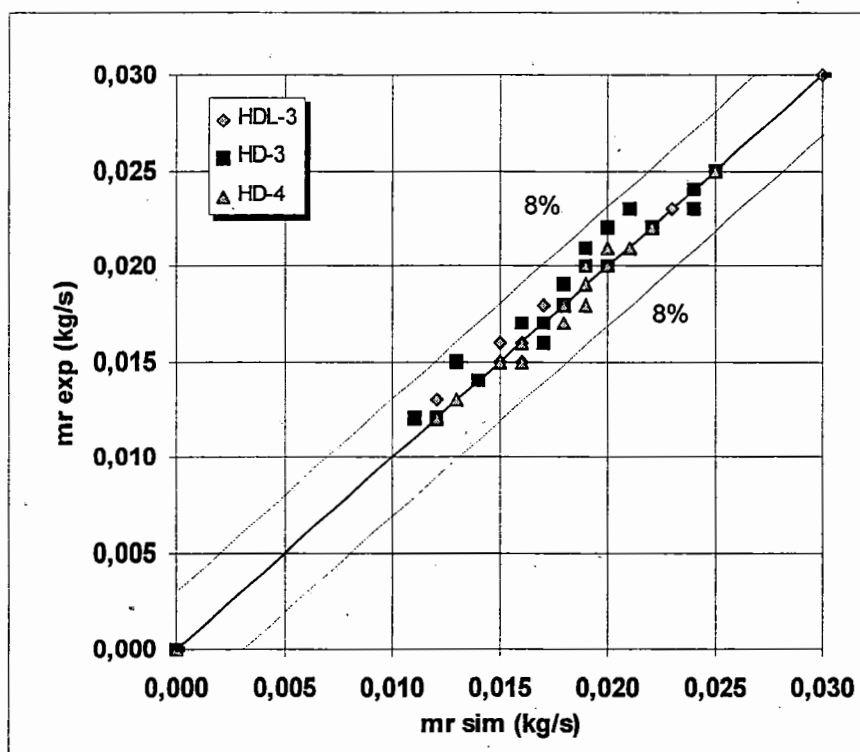


Figura 4.16 - Comparação entre a vazão de refrigerante experimental e simulada
 $T_{\text{sat}} = -20$ a 0°C .

O gráfico da Fig. 4.16 mostra que o modelo apresenta uma pequena dispersão entre os dados para a vazão de refrigerante experimental e simulada. O modelo apresentou um erro máximo de 8%, devido ao fato que estes resultados também foram obtidos através da aproximação da capacidade da serpentina.

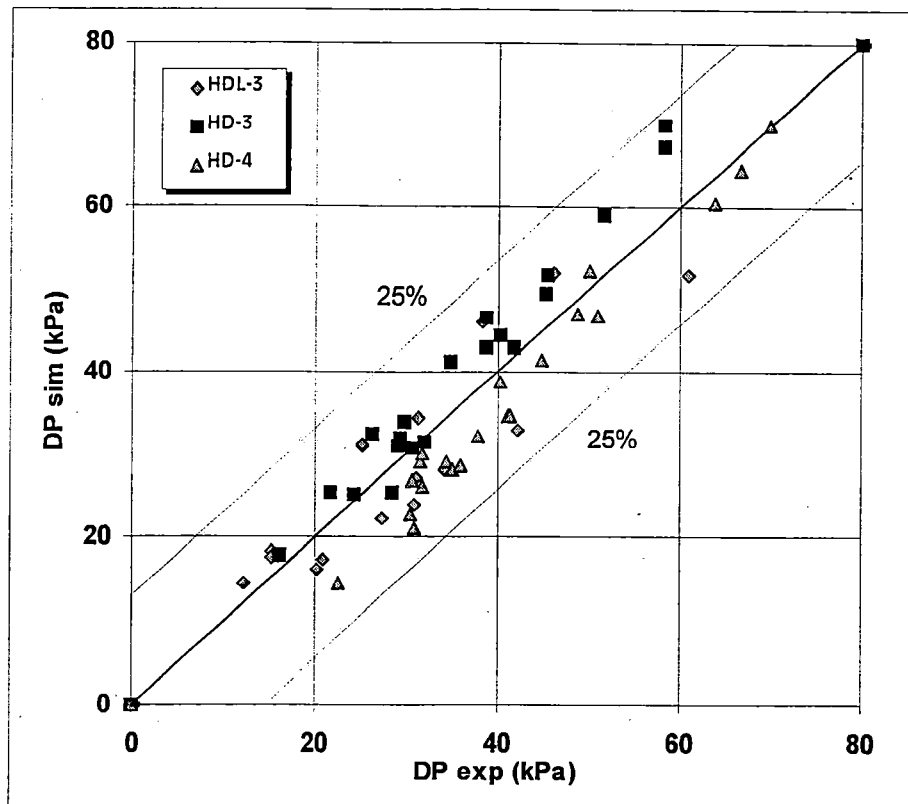


Figura 4.17 - Comparação entre a perda de carga experimental e simulada - $T_{sat} = -20$ a 0°C .

Através da Fig. 4.17 é possível observar que a perda de carga do refrigerante apresenta grande dispersão nos resultados para os modelos ensaiados, resultando numa variação máxima de 25%. Pode-se dizer que a correlação de Bo PIERRE utilizada na programa de simulação apresentou relativa correspondência com os resultados experimentais, por se tratar de uma correlação para a perda de carga média do refrigerante.

A Fig. 4.18 mostra a comparação entre o coeficiente global experimental e simulado. Observa-se a boa correlação que existe entre os dados experimentais e os resultados simulados pelo modelo de RICH. O erro máximo verificado para o coeficiente global ficou em 5%. Os resultados simulados foram comparados com os resultados experimentais obtidos através da Eq. (3.5).

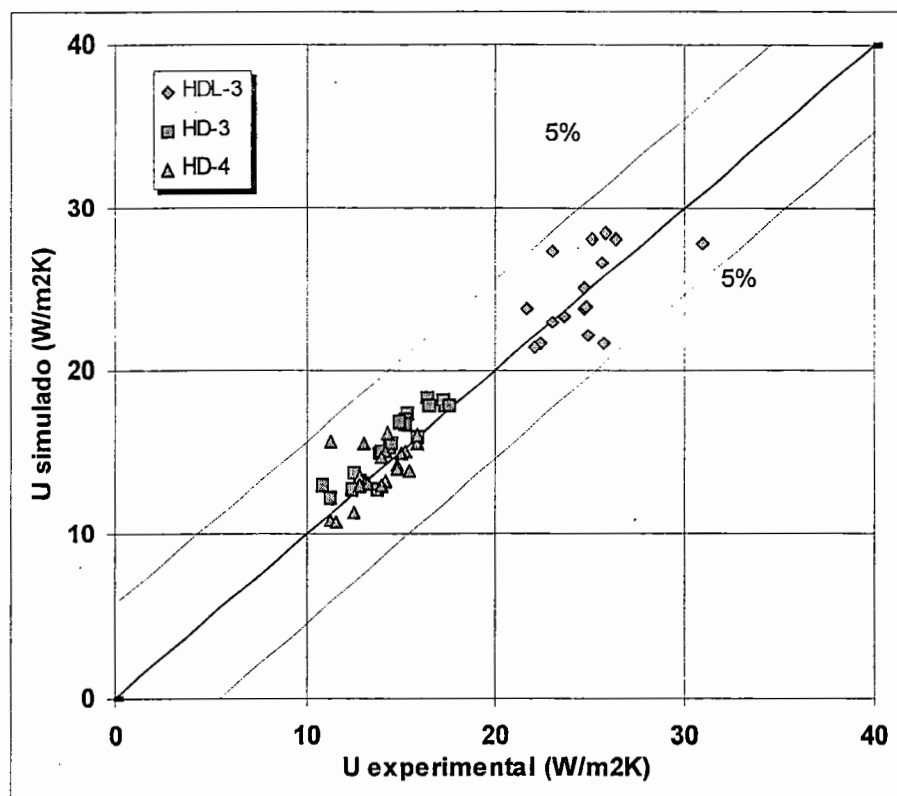


Figura 4.18 - Comparação entre o coeficiente global experimental e simulado - Rich.

O modelo de RICH mostrou boa correlação dos dados obtidos pela simulação quando comparados com os resultados experimentais.

A aproximação feita para se obter capacidades simuladas próximas às experimentais, teve por objetivo avaliar qual a umidade absoluta do ar na entrada e na saída da serpentina. Através das Figs. 4.9 e 4.10 é possível observar que a umidade absoluta do ar é baixa, concluindo que a serpentina operava, praticamente, sob condições de superfície seca. Apesar da necessidade de fornecer a umidade absoluta na entrada e na saída da serpentina, este modelo também é capaz de simular a serpentina em condições de superfície seca.

4.3.- Projeto de Serpentinhas

O projeto de serpentinhas é importante para os fabricantes, uma vez que é necessário estabelecer qual a geometria adequada para se obter o melhor desempenho desse equipamento, sob determinadas condições de operação. Para tanto, foi desenvolvida uma rotina voltada para o projeto de serpentinhas, a qual está incorporada ao programa de simulação.

Essa rotina consiste em determinar, através de um método iterativo, a área total de troca de calor de uma serpentina. Posteriormente, uma determinada configuração é escolhida e simulada com o objetivo de reavaliar o desempenho do modelo escolhido para as condições de operação impostas. O programa reavalia o coeficiente global de transmissão de calor, a capacidade da serpentina e a temperatura de saída do ar.

A Fig. 4.8 mostra o diagrama de blocos do programa de simulação, com a rotina de projeto de serpentinhas. A sequência apresentada por este diagrama corresponde à lógica de execução do programa como um todo.

A seguir são apresentados alguns exemplos do funcionamento da rotina de projeto de serpentinhas.

Tabela 4.1 - Exemplo 1 de projeto de serpentina.

<i>Caso 1</i>		
Dados Entrada		
$DT_{sup} = 3,5 \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_{sat} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_{are} = 9,2 \text{ } ^\circ\text{C}$
$w_{are} = 4,3 \cdot 10^{-3} \text{ kgH}_2\text{O/kg ar seco}$	$w_{ars} = 4,2 \cdot 10^{-3} \text{ kgH}_2\text{O/kg ar seco}$	$\dot{Q} = 3200 \text{ W}$
$\dot{m}_{ar} = 3500 \text{ m}^3/\text{h}$	$ea = 10 \text{ mm}$	
Projeto		
$T_{ars} = 6,75 \text{ } ^\circ\text{C}$	$U = 21,66 \text{ W/m}^2\text{K}$	$NUT=0,310$
$\dot{m}_r = 0,019 \text{ kg/s}$	$A_{tr} = 16,76 \text{ m}^2$	
trocador: 3 (HDL - 4)		
Simulação		
$T_{ars} = 6,60 \text{ } ^\circ\text{C}$	$U = 28,34 \text{ W/m}^2\text{K}$	$NUT=0,407$
$\dot{m}_r = 0,020 \text{ kg/s}$	$A_{tr} = 16,81 \text{ m}^2$	$\dot{Q} = 3358 \text{ W}$

Tabela 4.2 - Exemplo 2 de projeto de serpentina.

<i>Caso 2</i>		
Dados Entrada		
$DT_{sup} = 3,5 \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_{sat} = -10 \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_{are} = -2 \text{ } ^\circ\text{C}$
$w_{are} = 1,3 \cdot 10^{-3} \text{ kgH}_2\text{O/kg ar seco}$	$w_{ars} = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ kgH}_2\text{O/kg ar seco}$	$\dot{Q} = 2000 \text{ W}$
$\dot{m}_{ar} = 3600 \text{ m}^3/\text{h}$	$ea = 10 \text{ mm}$	
Projeto		
$T_{ars} = -3,34 \text{ } ^\circ\text{C}$	$U = 17,41 \text{ W/m}^2\text{K}$	$NUT=0,183$
$\dot{m}_r = 0,011 \text{ kg/s}$	$A_{tr} = 13,17 \text{ m}^2$	
trocador: 1 (HDL - 3)		
Simulação		
$T_{ars} = -3,68 \text{ } ^\circ\text{C}$	$U = 22,81 \text{ W/m}^2\text{K}$	$NUT=0,236$
$\dot{m}_r = 0,013 \text{ kg/s}$	$A_{tr} = 13,32 \text{ m}^2$	$\dot{Q} = 2048 \text{ W}$

Tabela 4.3 - Exemplo 3 de projeto de serpentina.

<i>Caso 3</i>		
Dados de Entrada		
$DT_{sup} = 3,5 \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_{sat} = -5 \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_{are} = 3 \text{ } ^\circ\text{C}$
$w_{are} = 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ kgH}_2\text{O/kg ar seco}$	$w_{ars} = 2,7 \cdot 10^{-3} \text{ kgH}_2\text{O/kg ar seco}$	$\dot{Q} = 3500 \text{ W}$
$\dot{m}_{ar} = 3600 \text{ m}^3/\text{h}$	$ea = 5 \text{ mm}$	
Projeto		
$T_{ars} = 0,432 \text{ } ^\circ\text{C}$	$U = 15,134 \text{ W/m}^2\text{K}$	$NUT = 0,387$
$\dot{m}_r = 0,021 \text{ kg/s}$	$A_{tr} = 31,51 \text{ m}^2$	
trocador: 4 (HD - 4)		
Simulação		
$T_{ars} = 0,318 \text{ } ^\circ\text{C}$	$U = 18,986 \text{ W/m}^2\text{K}$	$NUT = 0,495$
$\dot{m}_r = 0,022 \text{ kg/s}$	$A_{tr} = 32,08 \text{ m}^2$	$\dot{Q} = 3618 \text{ W}$

Tabela 4.4 - Exemplo 4 de projeto de serpentina.

<i>Caso 4</i>		
Dados Entrada		
$DT_{sup} = 3,5 \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_{sat} = -15 \text{ } ^\circ\text{C}$	$T_{are} = -8 \text{ } ^\circ\text{C}$
$w_{are} = 8,0 \cdot 10^{-4} \text{ kgH}_2\text{O/kg ar seco}$	$w_{ars} = 7,0 \cdot 10^{-4} \text{ kgH}_2\text{O/kg ar seco}$	$\dot{Q} = 2000 \text{ W}$
$\dot{m}_{ar} = 3500 \text{ m}^3/\text{h}$	$ea = 5 \text{ mm}$	
Projeto		
$T_{ars} = -9,35 \text{ } ^\circ\text{C}$	$U = 10,70 \text{ W/m}^2\text{K}$	$NUT = 0,214$
$\dot{m}_r = 0,011 \text{ kg/s}$	$A_{tr} = 24,97 \text{ m}^2$	
trocador: 2 (HD - 3)		
Simulação		
$T_{ars} = -9,53 \text{ } ^\circ\text{C}$	$U = 14,39 \text{ W/m}^2\text{K}$	$NUT = 0,294$
$\dot{m}_r = 0,014 \text{ kg/s}$	$A_{tr} = 25,47 \text{ m}^2$	$\dot{Q} = 2217 \text{ W}$

As Tabelas 4.1, 4.2, 4.3 e 4.4 mostram os resultados obtidos pela rotina de projeto para diversas condições de operação. Observa-se que a rotina necessita que seja fornecido o espaçamento entre aletas. Assim sendo, o programa utiliza os modelos de serpentinas da série determinada (HD ou HDL) e executa o projeto e simulação do modelo escolhido.

As temperaturas na saída do ar determinadas pela rotina de projeto, são superiores em relação àquelas obtidas posteriormente, na simulação. Isso ocorre pois é escolhida uma serpentina com área de troca de calor superior àquela determinada no projeto. Com uma área de troca de calor maior, a capacidade da serpentina aumenta com uma consequente diminuição na temperatura de saída do ar.

Ocorre, também, um aumento nos demais parâmetros simulados em relação aos obtidos no projeto, tais como a vazão de refrigerante, o coeficiente global de transmissão de calor e o número de unidades de transferência. Isso é resultante da escolha de uma serpentina que possui área de troca de calor superior àquela determinada na rotina de projeto.

Os exemplos apresentados estão relacionados com a serpentina operando sob condições de superfície úmida. Porém, para realizar o projeto de uma serpentina admitindo operação sob condições de superfície seca, basta estabelecer a umidade absoluta na entrada igual à saída.

Portanto, a rotina de projeto inserida no programa de simulação demonstrou ser uma ferramenta poderosa na determinação de uma serpentina. A precisão nos resultados é importante para avaliar o desempenho de uma determinada serpentina, a fim de concluir se a mesma apresenta um bom desempenho sob determinadas condições de operação.



CAPÍTULO 5 - Conclusões e Sugestões

A utilização de uma câmara frigorífica instrumentada para a realização de testes de capacidade de diferentes tipos de serpentinas, apresentou resultados dentro das expectativas. O controle eletrônico do superaquecimento do refrigerante na saída da serpentina e a aquisição de dados feita por computador, resultou numa otimização do tempo necessário para testar uma serpentina, aliada a uma maior precisão nos resultados experimentais obtidos. Através desse procedimento para testar serpentinas, é possível obter um grande número de dados experimentais para uma determinada serpentina. Esses dados proporcionam avaliar todos os fatores que influenciam no processo de transferência de calor de ar quente para o refrigerante frio.

A determinação do coeficiente global através da Eq. (3.5) mostrou que esta é uma forma simples e eficaz na determinação desse parâmetro. Através desta equação, foi possível avaliar a fraca dependência entre o parâmetro C e a diferença de temperaturas. A utilização de equações obtidas a partir de regressões lineares para a determinação da capacidade, mostra uma forma simplificada para determinar a capacidade de uma determinada serpentina, em função da diferença de temperaturas. Foi possível observar as diferenças existentes entre os dados relativos à vazão de ar obtidos experimentalmente e pelo anemômetro com o fornecido pelo fabricante. Essas diferenças podem ser resultantes do procedimento utilizado pelo fabricante. Os resultados relativos à capacidade da serpentina, vazão de refrigerante, perda de carga e vazão de ar foram utilizados para posterior comparação com os resultados simulados.

O programa de simulação mostrou ser uma ferramenta poderosa para a avaliação do desempenho de serpentinas. Os resultados obtidos através da simulação mostraram-se próximos àqueles obtidos experimentalmente, comprovando a eficiência do programa. A rotina de projeto de serpentinas mostrou ser eficiente na determinação de um modelo que corresponda às condições de operação impostas. Tendo sido feito o projeto, uma serpentina é escolhida do banco de dados e, posteriormente, simulada. A comparação entre os resultados do projeto e da simulação mostram que esta rotina de projeto é capaz de determinar o melhor modelo de serpentina para determinadas condições de operação.

Alguns assuntos deveriam ser estudados, com o objetivo de dar continuidade a este trabalho, tanto na análise experimental quanto no modelo de simulação. As sugestões para trabalhos futuros são apresentadas a seguir.

1) Experimental

- a) Obter medidas da umidade do ar, sendo este um parâmetro importante para a avaliar o desempenho das serpentinas;
- b) a redução da carga térmica natural da câmara, onde o objetivo é permitir um diferencial de temperaturas (DT_{asev}) inferiores (em torno de 6 °C, por exemplo), e
- c) avaliar o efeito da formação de neve na serpentina.

2) Modelo de Simulação de Serpentinas

- a) Incorporar outros modelos que tratam da mudança de fase do refrigerante no interior dos tubos, no que diz respeito a determinação do coeficiente interno de transferência de calor e perda de carga;

- b) utilizar outros modelos que determinam o coeficiente de transferência de calor do lado do ar;
- c) incorporar modelos que determinam a perda de carga no ar;
- d) estudar o efeito da resistência térmica de contato entre as aletas e os tubos na capacidade da serpentina;
- e) desenvolvimento de um modelo que avalia o efeito da circulação na distribuição do refrigerante, e
- f) elaboração de um programa de simulação utilizando a análise por volumes finitos.

Bibliografia

Bibliografia Citada

- ARI - Air-Conditioning and Refrigeration Institute. (1981). *Standard for Forced-Circulation Air-Cooling And Air-Heating Coils - Standard 410*, 45p.
- ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (1990). *ASHRAE Standard 25-1990*, 20p.
- ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (1969). *Heat and Mass Transfer to Extended Surfaces*. 25p.
- CHARTERS, W. W. S., THEERAKULPISUT, S. (1989). Efficiency Equations For Constant Thickness Annular Fins. *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, v 16, pp. 547-558.
- CHEN, Z. Q., REN, J. X. (1988). Effect of fin spacing on the heat transfer and pressure drop of a two-row plate fin and tube heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, v 11, pp. 356-360.
- COOPER, M. G. (1982). Correlations for nucleate boiling - formulation using reduced properties. *PCH PhysicoChemical Hydrodynamics*, v 3, n 2, pp. 89-111.
- COWELL, T. A. (1990). A general method for the comparison of compact heat transfer surfaces. *Transactions of the ASME*, v 112, pp. 288-294.
- CRAWFORD, R. R.; MAVEC, J. P.; COLE, R. A. (1992). Literature survey on recommended procedures for the selections, placement, and type of evaporators for refrigerated warehouses. *ASHRAE Transactions*, v 98, pt 1, pp. 500-513.
- DOMANSKI, P. (1991). A. Simulation of an evaporator with nonuniform one-dimensional air distribution. *ASHRAE Transactions*, v 97, pt 1, pp. 793-802.

- ELMAHDY, A. H.; BIGGS, R. C. (1979). Finned tube heat exchanger: correlation for dry surface heat transfer data. *ASHRAE Transactions*, v 85, pt 2, pp. 262-273.
- ELMAHDY, A. L.; MITALAS, G. P. (1977). A simple model for cooling and dehumidifying coils for use in calculating energy requirements for buildings. *ASHRAE Transactions*, v 83, pt 2, pp. 103-117.
- GOLDSTEIN, S. D. (1983). A mathematically complete analysis of plate-fin heat exchangers. *ASHRAE Transactions*, v 89, pt 2A, pp. 447-470.
- GUILLORY, J. L.; McQUISTON, F. C. (1973). An experimental investigation of air dehumidification in a parallel plate exchanger. *ASHRAE Transactions*, v 79, pt 2, pp. 146-151.
- HILL, J. M.; JETER, S. (1992). M. A linear subgrid cooling and dehumidification coil model with emphasis on mass transfer. *ASHRAE Transactions*, v 97, pt 2.
- HOLMAN, J. P. (1983). *Transferência de Calor*. McGraw-Hill do Brasil. Cap. 10: Trocadores de Calor.
- INCROPERA, F. P., DE WITT, D. P. (1990). *Fundamentals of heat and mass transfer*. 3rd Edition, Singapore, Chapter 11- Heat Transfer pp. 639-694.
- JABARDO, J. M. S. (1995). *Transferência de calor em escoamentos bifásicos*. Notas de aula.
- KAYANSAYAN, N. (1993). Heat transfer characterization of flat plain fins and round tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v 6, pp. 263-272.
- KAYS, W. M.; LONDON, A. (1955). L. *Compact heat exchangers*. Palo Alto, California, The National Press, 156p.
- KONDEPUDI, S. N.; O'NEAL, D. L. (1989). Effect of frost growth on the performance of louvered finned tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, v 12, n 3, pp. 151-158.
- McQUISTON, F. C. (1978). Correlation of heat, mass and momentum transport coefficients for plate-fin-tube heat transfer surfaces with staggered tubes. *ASHRAE Transactions*, v 84, pt 1, pp. 294-301.

- McQUISTON, F. C. (1975). Fin efficiency with combined heat and mass transfer. *ASHRAE Transactions*, v 81, pt 1, pp. 350-355.
- McQUISTON, F. C. (1981). Finned tube heat exchangers: state of the art for the air side. *ASHRAE Transactions*, v 87, pt 1, pp. 1077-1085.
- McQUISTON, F. C. (1976). Heat, mass and momentum transfer data for five plate-fin-tube heat transfer surfaces. *ASHRAE Transactions*, v 82, pt 2, pp. 266-293.
- McQUISTON, F. C. (1972). Heat, mass and momentum transfer in a parallel plate dehumidifying exchanger. *ASHRAE Transactions*, v 78, pt 2, pp. 87-106.
- PIERRE, B. (1964). Flow resistance with boiling refrigerants - part I. *ASHRAE Journal*, pp. 58-65, September.
- RICH, D. G. (1976). Computer-aided design of direct-expansion evaporator coils. *ASHRAE Transactions*, v 82, pt 1, pp. 487-501.
- RICH, D. G. (1975). The effect of the number of tube rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers. *ASHRAE Transactions*, v 81, pt 1, pp. 307-319.
- SENSHU, T.; HATADA, T.; ISHIBANE, K.. (1981). Heat and mass transfer performance of air coolers under wet conditions. *ASHRAE Transactions*, v 87, pt 2, pp. 109-115.
- SESHIMO, Y.; KAZUHIKO, O.; MARUMOTO, K.; FIJII, M. (1988). Heat and mass transfer performances on plate fin and tube heat exchangers with dehumidification. *JSME Transactions*, v 54, n 499, pp. 716-721.
- SHAH, R. K. (1985). *Compact heat exchangers. Handbook of heat transfer*. Ed. W. M. Rohsenow, McGraw Hill, Cap. 4.
- SHANIN, Y. I. , FEDOSEEV, V. N., SHANIN, O. I. (1991). Influence of nonideal plate contact on heat transfer in compact heat exchangers. *Inzhenerno-fizicheskii Zhurnal*, v 60, n 5, pp. 776-782.
- SHEFFIELD, J. W., WOOD, R. A., SAUER, H. J. (1989). Experimental investigation of thermal conductance of finned tube contacts. *Experimental Thermal and Fluid Science*, v 2, pp. 107-121.

- SUBBAIYER, S.; ANDHOLE, T. M.; HELMER, W. A. (1991). Computer simulation of a vapor-compression ice generator with a direct-contact evaporator. *ASHRAE Transactions*, v 97, pt 1, pp. 118-126.
- TANDON, T. N.; VARMA, H. K.; GUPTA, C. P. (1995). Heat transfer during forced convection condensation inside horizontal tube. *International Journal of Refrigeration*, v 18, n 3, pp. 210-214.
- TREE, D. R.; HELMER, W. A. (1976). Experimental heat and mass transfer data for condensing flow in a parallel plate heat exchanger. *ASHRAE Transactions*, v 82, pt 1, pp. 289-299.
- TURAGA, M.; LIN, S.; FAZIO, P.P. (1988). Correlations for heat transfer and pressure drop factors for direct expansion air cooling and dehumidifying coils. *ASHRAE Transactions*, v 94, pt 2, pp. 616-630.
- TURAGA, M.; LIN, S.; FAZIO, P.P. (1988). Performance of direct expansion plate finned tube coils for air cooling and dehumidification. *International Journal of Refrigeration*, v 11, n 2, pp. 78-86.
- WANG, H.; TOUBER, S. (1991). Distributed and non-steady-state modeling of an air cooler. *International Journal of Refrigeration*, v 14, n 2, pp. 98-111.
- WOOD, R. A., SHEFFIELD, J. W., SAUER, H. J. (1987). Thermal contact conductance of finned tubes: the effect of various parameters. *ASHRAE Transactions*, v 93, pt 2, pp. 798-810.
- WU, G.; BONG, T. -Y. (1994) Overall efficiency of a straight fin with combined heat and mass transfer. *ASHRAE Transactions*, v 100, pt 1, pp. 367-374.

Bibliografia Consultada mas não Citada

- CHEN, L. T. (1991). Two-dimensional fin efficiency with combined heat and mass transfer between water-wetted Fin Surface And Moving Moist Airstream. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, v 12, n 1, pp. 71-76.
- ECKELS, S. J.; PATE, M. B.; BEMISDERFER, C. H. (1992). Evaporation heat transfer coefficients for R-22 in micro-fin tubes of different configurations. *ASME Enhanced Heat Transfer*, v 202, pp. 117-125.
- ELMER, C. (1988). How to select evaporators properly. *Heating, Piping & Air Conditioning*, v 60, n 10, pp. 75-79.
- HEWITT, N. J.; McMULLAN, J. T.; MORAN, D. G. (1993). The control of a refrigeration system using a compact plate heat exchanger as an evaporator. *International Journal of Energy Research*, v 17, pp. 393-399.
- HONG, K. T.; WEBB, R. L. (1996). Calculation of fin efficiency for wet and dry fins. *International Journal of Heating, Ventilating, Air-conditioning and Refrigerating Research*, v 2, n 1, pp.27-41.
- HUANG, L. J., SHAH, R. K. (1992). Assessment of calculation methods for efficiency of straight fins of rectangular profile. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, v 13, n 3, pp. 282-293.
- MIRTH, D. R.; RAMADHYANI, S. (1995). Performance of chilled-water cooling coils. *International Journal of Heating, Ventilating, Air-Conditioning and Refrigerating Research*, v 1, n 2, pp. 160-172.
- MUHAMMAD, A. I.; SADATOMI, M.; KAWAJI, M. (1993). Adiabatic two-phase flow in narrow channels between two flat plates. *Canadian Journal of Chemical Engineering*, v 71, n 5, pp. 657-666.
- OCHTERBECK, J. M.; LAU, S. C. (1992). Contact resistance and asymmetric heating effects for an internally finned parallel-plate channel. *Fundamental Problems in Conduction Heat Transfer ASME*, v 207, pp. 11-22.
- OGAWA, K.; TANAKA, N.; TAKESHITA, M. (1993). Performance improvement of plate fin-and-tube heat exchangers under frosting conditions. *ASHRAE Transactions*, v 99, pt 1, pp. 762-774.

- OLSON, D. (1992). A. Heat transfer in thin, compact heat exchangers with circular, rectangular, or pin-fin flow passages. *Journal of Heat Transfer, Transactions ASME*, v 114, n 2, pp. 373-382.
- STOECKER, W. F.; JONES, J,W (1985). *Refrigeração e ar condicionado*. McGraw-Hill do Brasil, 481p.
- TASNÁDI, Cs. Calculation of the effectiveness f in multi-row fin-type air coolers. pp. 53-63.

APÊNDICE I

Calibração do Termopar

Os termopares foram calibrados por meio de um banho termostático, sendo que foram calibrados com referência a dois termômetros padrão: um para altas temperaturas (de 10 a 130 °C) e outro para baixas temperaturas (de -25 a 10 °C).

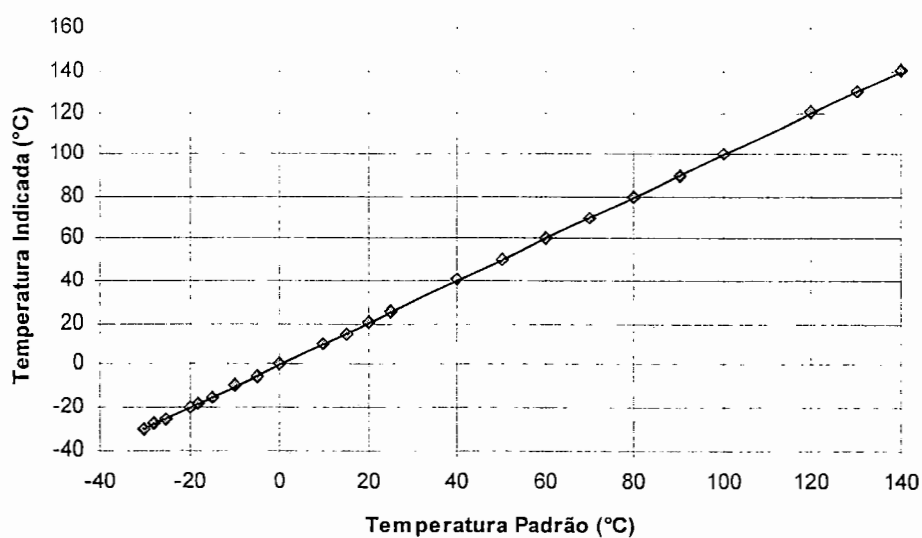


Figura A1.1 - Gráfico de Calibração do Termopar.

- Variação máxima da temperatura na faixa de -25 a 130 °C: 0,5 °C
- Variação média da temperatura na faixa de -25 a 130 °C: 0,4 °C

Calibrações dos Transdutores de Pressão

Os transdutores de pressão foram calibrados por intermédio de um sistema de pistões e de peso padronizados.

a) Transdutor 1 - baixa pressão

$$\text{Pressão} = A + B * \text{corrente}$$

$$A = -103,47383$$

$$B = 25,79171$$

$$\text{correlação amostral} = 0,99993$$

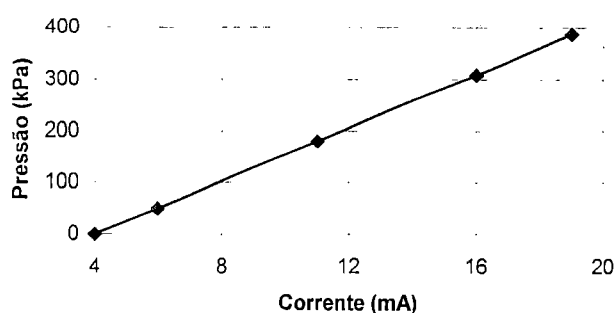


Figura A1.2 - Curva de Calibração do Transdutor 1.

b) Transdutor 2 - baixa pressão

$$\text{Pressão} = A + B * \text{corrente}$$

$$A = -104,24175$$

$$B = 25,94488$$

$$\text{correlação amostral} = 0,99999$$

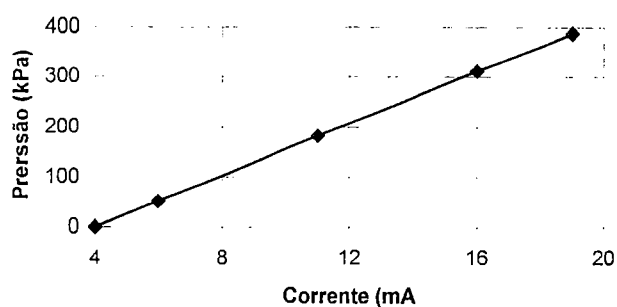


Figura A1.3 - Curva de Calibração do Transdutor 2.

c) Transdutor 3 - baixa pressão

$$\text{Pressão} = A + B * \text{corrente}$$

$$A = -102,92076$$

$$B = 25,66679$$

$$\text{correlação amostral} = 0,99999$$

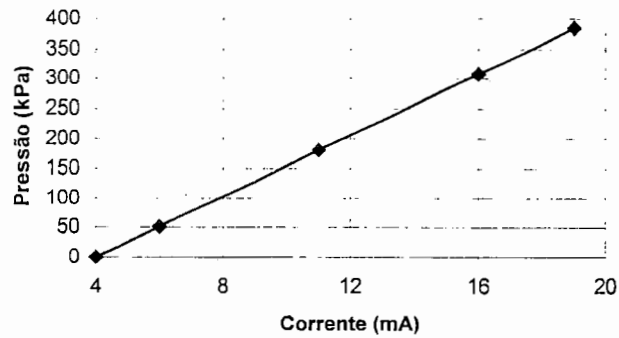


Figura A1.4 - Curva de Calibração do Transdutor 3.

d) Transdutor 4 - alta pressão

$$\text{Pressão} = A + B * \text{corrente}$$

$$A = -875,24271$$

$$B = 215,49039$$

$$\text{correlação amostral} = 0,99999$$

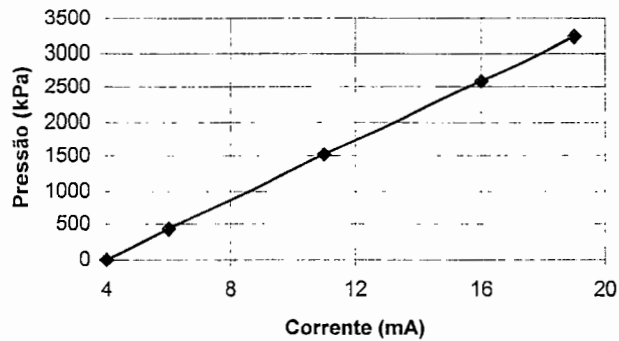


Figura A1.5 - Curva de Calibração do Transdutor 4.

e) Transdutor 5 - alta pressão

$$\text{Pressão} = A + B * \text{corrente}$$

$$A = -859,49196$$

$$B = 214,84576$$

$$\text{correlação amostral} = 1,00000$$

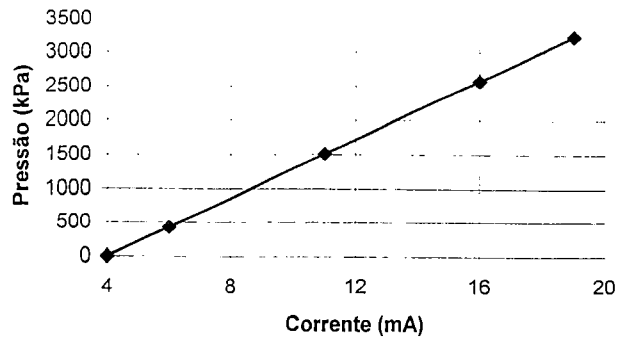


Figura A1.6 - Curva de Calibração do Transdutor 5.

f) Transdutor 6 - alta pressão

$$\text{Pressão} = A + B * \text{corrente}$$

$$A = -882,4704$$

$$B = 216,55663$$

$$\text{correlação amostral} = 1,00000$$

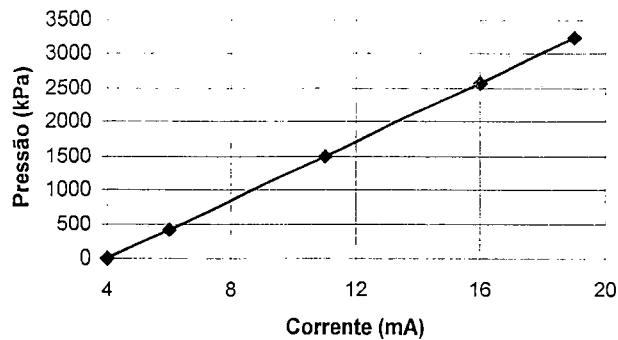


Figura A1.7 - Curva de Calibração do transdutor 6.

Portanto, sendo os coeficientes de correlação amostral próximos de 1 indica que os pontos de leitura estão dispostos como uma reta, aproximadamente.

- Erro máximo dos transdutores de baixa pressão: 0,1% do fundo de escala.
- Variação máxima dos transdutores de baixa pressão: 0,45 kPa
- Erro máximo dos transdutores de alta pressão: 0,1% do fundo de escala
- Variação máxima dos transdutores de alta pressão: 3,5 kPa.

APÊNDICE II

Calibração do Rotâmetro

O rotâmetro utilizado visa determinar a vazão de refrigerante no circuito através do balanço de energia feito no condensador. Várias leituras de diferentes vazões de água foram feitas em intervalos de tempo variados. A vazão lida na escala do rotâmetro é comparada com a massa de água dividida pelo tempo.

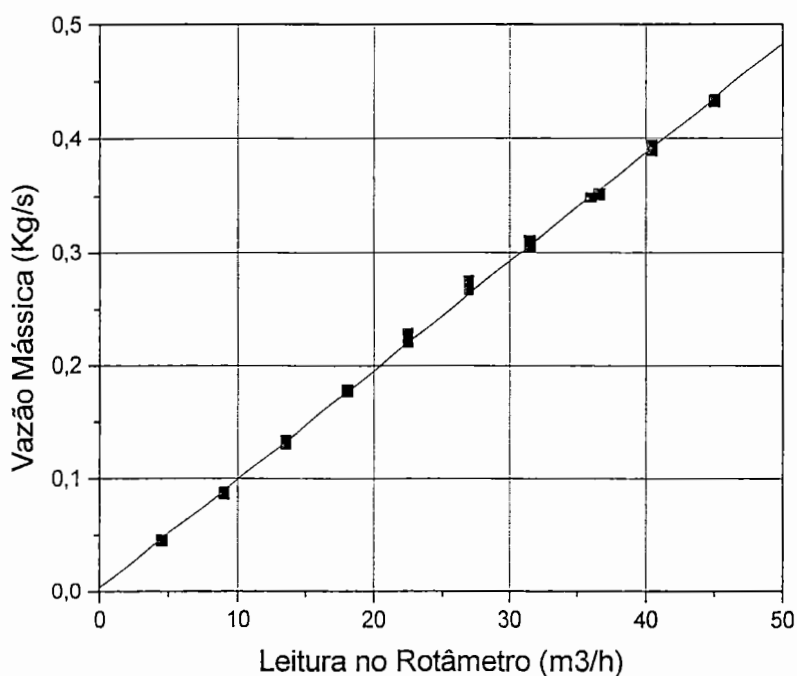


Figura A2.1 - Gráfico da calibração do rotâmetro para vazão mássica.

A curva de calibração para o rotâmetro em função da vazão mássica é

$$Y = 0,00332 + 0,00963 * X$$

O coeficiente de correlação amostral para a curva de calibração da vazão mássica é $C = 0,99958$. Considerando que é muito próximo de 1, indica que os pontos estão dispostos aproximadamente como uma reta.

A curva de calibração para a vazão volumétrica do rotâmetro também foi levantada. Portanto, o gráfico correspondente a essa calibração é mostrado na fig. (A2.2).

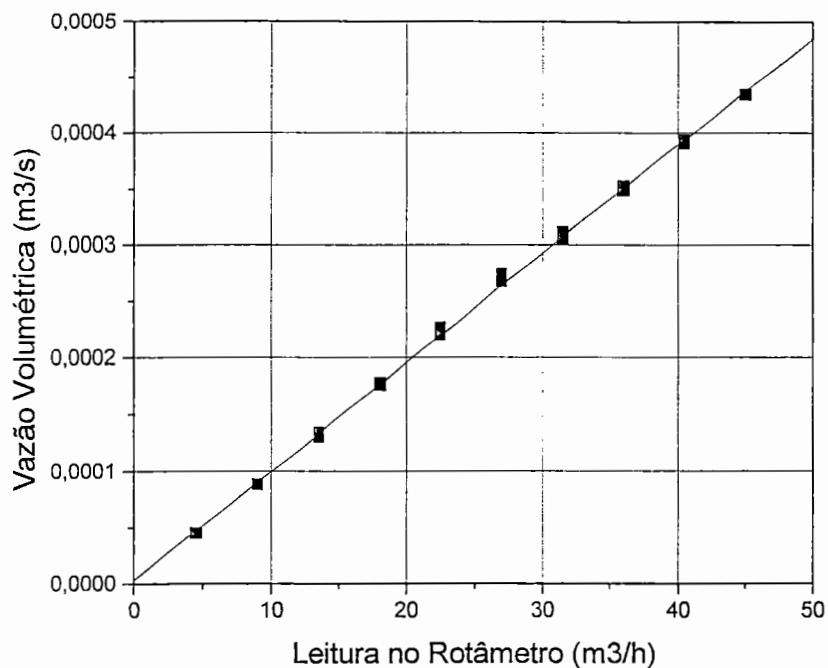


Figura A2.2 - Gráfico da calibração do rotâmetro para vazão volumétrica.

A curva de calibração do rotâmetro em função da vazão volumétrica é

$$Y = 6,1833e-6 + 9,4706e-6 * X$$

Para a curva de calibração da vazão volumétrica o coeficiente de correlação amostral foi $C = 0,99955$. Considerando que é muito próximo de 1, indica que os pontos estão dispostos aproximadamente como uma reta.

APÊNDICE III

Folha de Anotações dos Testes Experimentais

PROJETO MIPAL - FOLHA DE DADOS	
TESTE:	_____
DATA :	__ / __ / __
OPERADOR:	_____
PRESSÃO BAROMÉTRICA:	_____ mmHg
TEMPERATURA AMBIENTE:	_____ ° C
VAZÃO DE ÁGUA (escala do rotâmetro):	_____ m ³ /h
ARQUIVOS DE DADOS(1)	_____ (2) _____
	(3) _____ (4) _____
TEMPO DE AQUISIÇÃO:	_____ segundos
OBSERVAÇÕES:	_____

Figura A3.1 - Folha de Dados do Projeto de Pesquisa.

APÊNDICE IV

Formato de Gravação dos Dados Pelo Sistema de Aquisição

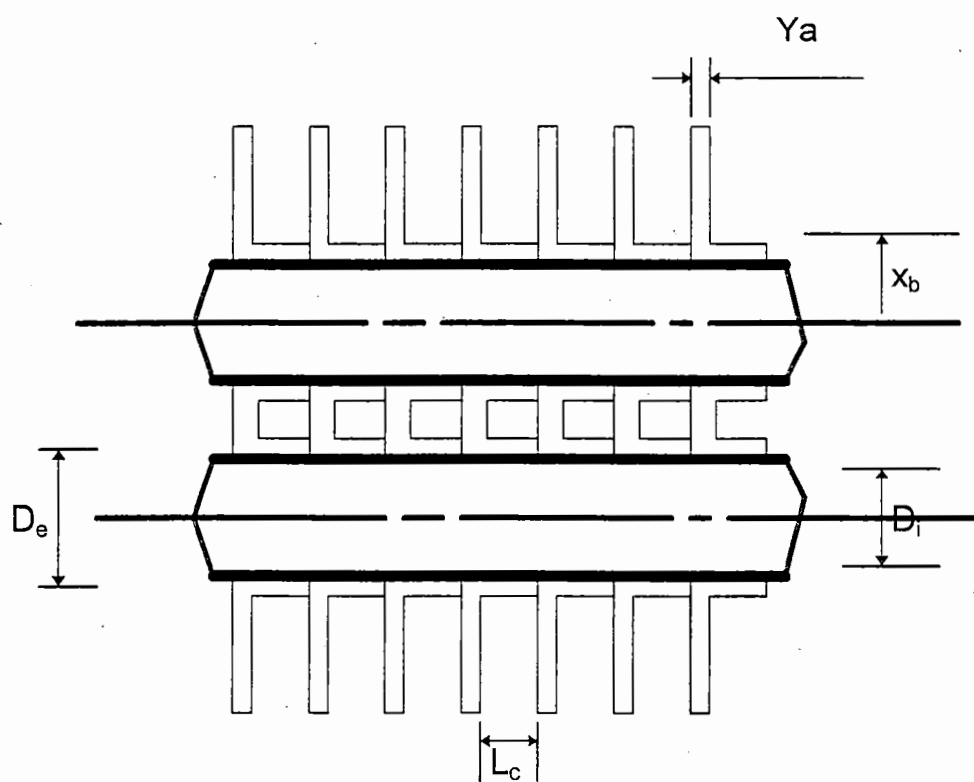
Tabela A4.1 - Exemplo do Formato de Gravação do Arquivo de Dados.

Operador: Roger		Pbm:698					Tamb:				
Date	Time	MT1 Ent Comp	MT2 Pr Ent Comp	MT3 Said Comp	MT4 PrSaid Comp	MT5 Ent Cond	MT6 PrEnt Cond	MT7 Said Cond	MT8 PrSaid Cond	MT9	Ent V
7-Mar-96	20:24:02	10.8	120.0	89.0	1260.1	85.6	1270.0	29.7	1280.1	33.2	
7-Mar-96	20:24:03	10.8	119.8	89.0	1259.0	85.5	1270.0	29.7	1280.2	33.1	
7-Mar-96	20:24:04	10.8	119.4	89.0	1256.6	85.6	1269.9	29.7	1280.4	33.0	
7-Mar-96	20:24:05	10.8	119.4	88.9	1259.9	85.6	1268.8	29.8	1280.4	33.0	
7-Mar-96	20:24:07	10.8	119.4	88.9	1259.8	85.6	1268.9	29.7	1280.4	33.0	
7-Mar-96	20:24:08	10.8	119.6	88.9	1262.6	85.6	1268.6	29.7	1280.3	32.9	
7-Mar-96	20:24:09	10.8	119.6	88.9	1264.6	85.6	1268.9	29.7	1280.2	32.9	
7-Mar-96	20:24:11	10.9	119.8	88.9	1272.1	85.5	1267.9	29.7	1280.1	32.8	
7-Mar-96	20:24:13	10.9	119.8	88.9	1272.1	85.5	1267.9	29.7	1280.1	32.8	
MT10 Ent Evap	MT11 PrEnt Evap	MT12 Said Evap	MT13 PrSaid Evap	MT14 AguaEnt Cond	MT15 AguaSaid Con	MT16 ArEntEva p1	MT17 ArEntEva p2	MT18 ArSaidEv ap2	MT19 ArSaidEv ap2	MT20	M
-2.3	378.9	-2.0	344.1	28.0	32.7	8.2	8.3	8.4	10.1	1.161.24	0.0
-2.3	378.9	-2.0	344.1	28.0	32.7	8.2	8.3	8.3	10.1	1.161.31	0.0
-2.3	378.6	-1.8	344.0	28.0	32.7	8.3	8.3	8.5	9.9	1.161.30	0.0
-2.3	378.5	-1.7	344.0	28.0	32.7	8.3	8.2	8.5	9.9	1.161.29	0.0
-2.3	378.5	-1.7	344.0	28.0	32.7	8.2	8.2	8.5	9.9	1.161.29	0.0
-2.3	378.6	-1.6	344.0	28.0	32.7	8.4	8.2	8.7	9.8	1.161.23	0.0
-2.3	378.8	-1.5	344.0	28.0	32.7	8.4	8.2	8.7	9.8	1.161.23	0.0
-2.2	378.7	-1.5	344.0	28.0	32.7	8.3	8.2	8.6	9.8	1.161.23	0.0
-2.3	378.8	-1.5	344.0	28.0	32.7	8.5	8.2	8.6	9.8	1.161.23	0.0

 APÊNDICE V

Equações para Definição das Áreas Primária e Secundária de Transferência de Calor

Evaporador com aletas tipo placas com colares tocando a aleta adjacente.



$$x_b = \frac{D_e + 2ea}{2}$$

$$N_a = \frac{C}{ea}$$

Área Secundária

$$A_s = N_a \left[\left(\frac{C_a C_{afa}}{2} \right) - \frac{N_{ta} x_b^2}{\pi/4} + \frac{x_b (N_{ta} - N_t) L_c}{\pi/2} \right]$$

$$A_s = N_a \left[\left(\frac{C_a C_{afa}}{2} \right) - \frac{N_{ta} (D_e + 2Y_a)^2}{\pi/2} + \frac{(D_e + 2Y_a) (N_{ta} + N_t) L_c}{2 \pi/2} \right]$$

$$\therefore A_s = N_a \left[\left(\frac{C_a C_{afa}}{2} \right) - \frac{N_{ta} (D_e + 2Y_a)^2}{\pi/2} + \frac{(D_e + 2Y_a) (N_{ta} - N_t) L_c}{\pi} \right] \text{mm}^2$$

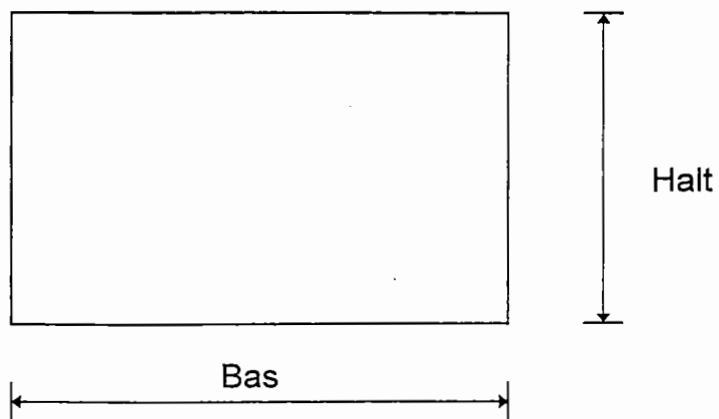
$$A_s = N_a \left[\left(\frac{C_a C_{afa}}{500000} \right) - \frac{N_{ta} (D_e + 2Y_a)^2}{636620} + \frac{(D_e + 2Y_a) (N_{ta} - N_t) L_c}{318310} \right] \text{m}^2$$

Área Primária

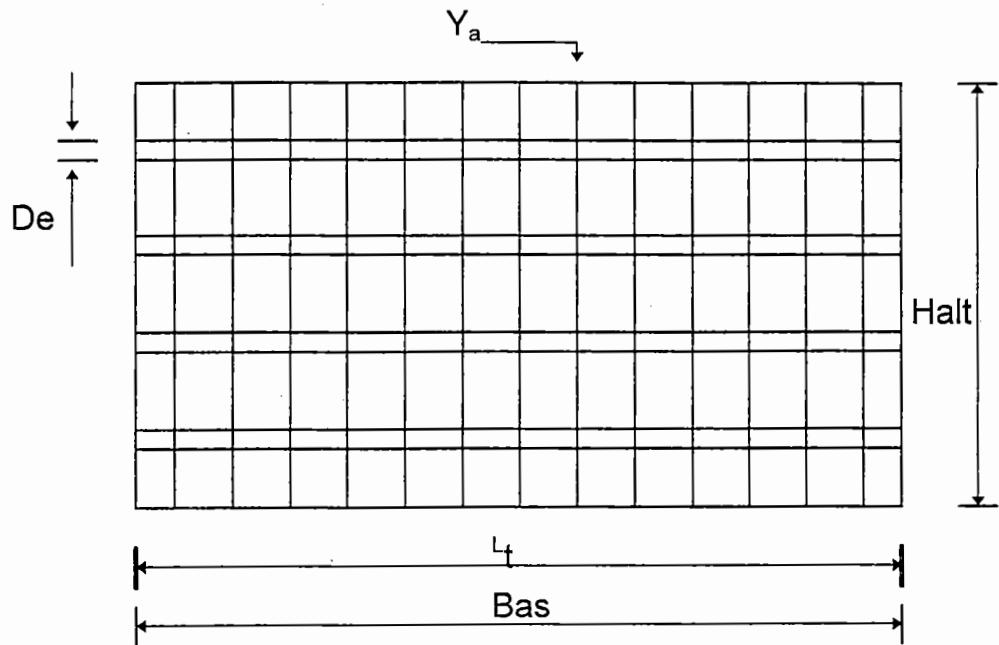
$$A_p = \frac{N_t D_e L_t - N_t N_a Y_a (D_e - 2L_c)}{\pi} \text{mm}^2$$

$$A_p = \frac{N_t D_e L_t - N_t N_a Y_a (D_e - 2L_c)}{318310} \text{m}^2$$

Área de Face



$$A_{ja} = \text{Bas} \cdot \text{Halt}$$

Área Mínima

$$A_m = (Bas \cdot Halt) - \left[(N_a Y_a Halt) + \left(\frac{N_t}{2Q_c} \right) D_e L_t \right]$$

$$A_m = A_{fa} - \left[(N_a Y_a Halt) + \left(\frac{N_t}{2Q_c} \right) D_e L_t \right]$$

APÊNDICE VI

Programa de Tratamento dos Dados Experimentais

{PROGRAMA PARA PROCESSAMENTO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO PROJETO MPAL}

{Perdas por transferencia de calor para o ambiente no condensador}

Qperdas=0

{Caracteristicas do oleo de lubrificacao}

cpo=1.842 {calor especifico do oleo, kJ/kg*K}

doleo=0.845

{pressao barometrica em kPa}

pb=13.6*9.81*pbm/1000

{Calculo das pressões absolutas para o refrigerante}

{pressão na saída do evaporador}

Psev=prsev+pb

{pressão na entrada do compressor}

Pecp=prec+pb

{pressão na saída do compressor}

Pscp=prscp+pb

{pressão na entrada do condensador}

Pecd=prec+pb

{pressão na saída do condensador}

Pscd=prscd+pb

{pressão na entrada do evaporador}

Peev=preev+pb

{Calculo da queda de carga na serpentina}

DP=Peev-Psev

{vazao volumetrica de agua, m³/h}

Vagua=0.03409*rota+0.02225

roagua=1/VOLUME(Water,T=Taguae,P=pb)

{Vazao de agua em kg/s}

magua=roagua*Vagua/3600

{Entalpias da agua na entrada e saida do condensador}

haguae=ENTHALPY(Water,T=Taguae,P=pb)

haguas=ENTHALPY(Water,T=Taguas,P=pb)

{Taxa de transferencia de calor no condensador, kW}

Qcond=magua*(haguas-haguae)-Qperdas

{Verificacao de pressoes e temperaturas na entrada do evaporador}

psatev=PRESSURE(R22,T=Teev,x=0)

{Temperatura de saturacao correspondente a pressao na saida do evaporador}

Tsatsev=TEMPERATURE(R22,x=0,P=Psev)

{Calculo das entalpias do refrigerante no ciclo}

hscp=ENTHALPY(R22,T=Tscp,P=Pscp)

hsev=ENTHALPY(R22,T=Tsev,P=Psev)

hecp=ENTHALPY(R22,T=Tecp,P=Pecp)

hecd=ENTHALPY(R22,T=Teed,P=Pecd)

```

hscd=ENTHALPY(R22,T=Tscd,P=Pscd)
hevexp=ENTHALPY(R22,T=Tevep,x=0)
heev=hevexp

{Calculo da Percentagem de oleo no refrigerante}
dref=1/VOLUME(R22,T=Tevep,x=0)
moleo=((dmist-dref)/(doleo-dref))*mr1
co=moleo/mr1

{Calculo da vazao de refrigerante, kg/s}
mr2=Qcond/(((hecd-hscd)+co*cpo*(Tecd-Tscd))

{Calculo da capacidade da serpentina, em kW}
Qserp=mr1*((hsev-heev)+co*cpo*(Tsev-Teev))

{Capacidade da serpentina em kcal/h}
Qserp1=Qserp*3600/4.19

{Superaquecimento do refrigerante na saida do evaporador}
DTsev=Tsev-Tsatsev

{Diferenca entre a temperatura do ar e a de saturacao na saida do evaporador}
DTasev=Tare-Tsatsev

{Calculo da vazao de ar a partir das temperaturas de entrada e saida do ar }
{e da Capacidade da serpentina}
Tare=(Tare1+Tare2+Tare3+Tare4)/4
Tars=(Tars1+Tars2+Tars3)/3
cpar=SPECHEAT(Air,T=Tare){calor especifico do ar na entrada do evaporador}
var=VOLUME(Air,T=Tare,P=Pb){volume especifico do ar na entrada do evaporador}
mar=Qserp/(cpar*(Tare-Tars)){vazao de ar em kg/s}
Volar=3600*var*mar{vazao volumetrica do ar em m3/h}

{Diferença de Temperatura Média Logarítmica}
DTML=((Tare-Tsatsev)-(Tars-Tsatsev))/ln((Tare-Tsatsev)/(Tars-Tsatsev))
{Análise de incertezas}
To=0
hlo=ENTHALPY(R22,T=To,X=0)
hvo=ENTHALPY(R22,T=To,X=1)
hlvo=1000*(hvo-hlo)
cpv=1000*(SPECHEAT(R22,T=Tsat,P=Psat+0.0001))
cpl=1000*(SPECHEAT(R22,T=Tsat,P=Psat-0.0001))
dmr=0.002 {incerteza do medidor de vazão}
dT=0.4 {incerteza do termopar}
{derivadas - Q}
dQdmr=hlvo+Tsat*(cpv-cpl)
dQdT=mr*(cpv-cpl)
{incerteza em Q}
dQ=sqrt((dQdmr*dmr)^2+(dQdT*dT)^2)
{derivadas - mar}
dmardQ=(1/(cpar*(Ta1-Ta2)))*1000
dmardT1=-Q/(cpar*(Ta1-Ta2)^2)
dmardT2= Q/(cpar*(Ta1-Ta2)^2)
{incerteza em mar}
dmar=sqrt((dmardQ*dQ)^2+(dmardT1*dT)^2+(dmardT2*dT)^2)

```

Tabela A6.1 - Incertezas nos Resultados Experimentais
Modelo HD-3

Qserp(W)	mar(m ³ /h)	dQ	dmar	dQ %	d mar %
1900	3990,853	392,831	423,564	20,675	10,613
2200	3622,420	392,929	571,059	17,860	15,765
2400	3598,343	393,113	473,674	16,380	13,164
2800	3631,782	393,474	340,084	14,053	9,364
2000	3549,734	397,279	472,327	19,864	13,306
2000	3764,389	397,204	215,859	19,860	5,734
2600	3706,927	397,699	410,422	15,296	11,072
3000	3522,885	398,426	203,567	13,281	5,778
3400	3496,971	398,655	371,971	11,725	10,637
2600	3746,152	401,789	390,256	15,453	10,418
3300	3730,710	402,129	154,389	12,186	4,138
3600	3826,332	402,350	222,833	11,176	5,824
2000	3964,274	402,312	222,223	20,116	5,606
2800	3757,502	402,636	195,065	14,380	5,191
3800	3800,614	407,745	152,639	10,730	4,016
3800	3636,029	407,720	144,104	10,729	3,963
3200	3452,310	407,356	178,763	12,730	5,178
3600	3584,491	411,018	126,027	11,417	3,516
3600	3919,083	411,022	335,253	11,417	8,554
3200	3588,456	410,855	295,138	12,839	8,225

Modelo HDL-3

Q-exp (W)	mar(m ³ /h)	dQ	dmar	dQ %	dmar %
2200,000	3575,927	393,963	275,543	17,907	7,705
2500,000	3652,794	394,030	229,530	15,761	6,284
2000,000	2663,639	394,734	280,800	19,737	10,542
2000,000	2531,930	394,858	291,105	19,743	11,497
2800,000	3145,850	398,356	200,638	14,227	6,378
3600,000	3727,375	397,863	153,886	11,052	4,129
3900,000	3910,900	397,640	138,817	10,196	3,549
2600,000	4197,629	396,609	217,486	15,254	5,181
2000,000	2633,605	403,644	283,858	20,182	10,778
2300,000	2765,654	403,260	252,809	17,533	9,141
3800,000	3898,657	403,087	141,466	10,608	3,629
3300,000	3836,122	402,916	161,736	12,210	4,216
2600,000	3739,163	407,304	220,172	15,666	5,888
3700,000	3280,246	407,345	143,102	11,009	4,363
3700,000	3456,979	407,159	144,674	11,004	4,185
2500,000	4067,878	406,960	229,085	16,278	5,632

Modelo HD-4

Q(W)	Volar - m3/h		dQ - W	dmar - m3/h	dQ %	dmar %
1900	3055,392		393,958	211,676	20,735	6,928
1900	2997,457		394,025	208,047	20,738	6,941
2500	3082,797		394,735	163,319	15,789	5,298
2900	3047,968		394,867	137,896	13,616	4,524
3100	3141,078		398,364	133,390	12,850	4,247
2700	3120,212		397,857	154,053	14,735	4,937
2400	3266,941		397,627	183,975	16,568	5,631
1900	3214,696		396,605	226,333	20,874	7,041
3400	3292,590		403,651	127,353	11,872	3,868
3100	3281,881		403,266	140,739	13,009	4,288
2700	3234,879		403,077	155,214	14,929	4,798
2400	3329,263		402,910	179,171	16,788	5,382
3300	3259,044		407,308	128,613	12,343	3,946
3300	3316,174		407,340	130,490	12,344	3,935
3000	3355,961		407,151	143,804	13,572	4,285
2600	3445,399		406,961	170,097	15,652	4,937
3500	3393,600		411,354	125,695	11,753	3,704
3400	3369,762		411,297	126,213	12,097	3,745
3000	3456,097		411,033	147,657	13,701	4,272
2400	3545,798		410,527	195,312	17,105	5,508

APÊNDICE VII

Programa de Simulação e Seleção Pelo Modelo de Rich

{PROGRAMA DE SIMULAÇÃO PELO MODELO DE DONALD RICH}
 {DADOS PARA SERPENTINAS EM CIRCUITOS DE REFRIGERAÇÃO COM R-22}
 {Dissertação de Mestrado - Universidade de São Paulo - EESC}
 {Departamento de Engenharia Mecânica - Laboratório de Termodinâmica - Refrigeração}
 {Copyright © Róger Ribeiro Riehl - 1996}

{Este modelo leva em consideração os efeitos causados pela perda de carga dentro do evaporador, no que diz respeito a capacidade de transferência de calor e com os coeficientes interno e externo de transferência de calor.

Simulação admitindo condições de superfície úmida}

Procedure teste(trocador:cpal,D,es,De,Di,Nf,Qc,Qtubos,Lt,Lc,ea,Yf,H,P,C,El,Et,Ltot,Bas,Halt,Na,s,kt,kal)

{Dados geométricos - trocador MIPAL modelo HDL-3 - At = 12.0 m²}

If (trocador=1) Then

D:=(5/8)*25.4	{diâmetro nominal do tubo - mm}
es:=0.049*25.4	{espessura do tubo - mm}
Nf:=48	{número de furos por aleta}
Qc:=2	{número de circuitos}
Qtubos:=48	{quantidade de tubos}
Lt:=490	{comprimento dos tubos - mm}
Lc:=4	{comprimento do colar - mm}
ea:=10	{espaçamento entre aletas - mm}
Yf:=0.4	{espessura da aleta - mm}
H:=615	{comprimento das aletas - mm}
P:=215	{profundidade das aletas - mm}
C:=500	{comprimento do evaporador - mm}
El:=45	{espaçamento longitudinal dos tubos - mm}
Et:=45	{espaçamento transversal dos tubos - mm}
Ltot:=30	{comprimento equivalente do tubo no evaporador - m}
Bas:=495	{base do evaporador na entrada do ar - mm}
Halt:=560	{altura do evaporador na entrada do ar - mm}

EndIf

{Dados geométricos - trocador MIPAL modelo HD-3 - At = 24.0 m²}

If (trocador=2) Then

D:=(5/8)*25.4	{diâmetro nominal do tubo - mm}
es:=0.049*25.4	{espessura do tubo - mm}
Nf:=48	{número de furos por aleta}
Qc:=2	{número de circuitos}
Qtubos:=48	{quantidade de tubos}
Lt:=490	{comprimento dos tubos - mm}
Lc:=4	{comprimento do colar - mm}
ea:=5	{espaçamento entre aletas - mm}
Yf:=0.4	{espessura da aleta - mm}
H:=615	{comprimento das aletas - mm}
P:=215	{profundidade das aletas - mm}
C:=500	{comprimento do evaporador - mm}
El:=45	{espaçamento longitudinal dos tubos - mm}
Et:=45	{espaçamento transversal dos tubos - mm}
Ltot:=30	{comprimento equivalente do tubo no evaporador - m}
Bas:=495	{base do evaporador na entrada do ar - mm}
Halt:=560	{altura do evaporador na entrada do ar - mm}


```

EndIf
If (trocador=3) Then
{Dados geométricos - trocador MIPAL modelo HDL-4 - At=15.0 m2}
  D:=(5/8)*25.4      {diâmetro nominal do tubo - mm}
  es:=0.049*25.4    {espessura do tubo - mm}
  Nf:=60             {número de furos por aleta}
  Qc:=2             {número de circuitos}
  Qtubos:=60        {quantidade de tubos}
  Lt:=510           {comprimento dos tubos - mm}
  Lc:=4             {comprimento do colar - mm}
  ea:=10            {espaçamento entre aletas - mm}
  Yf:=0.4          {espessura da aleta - mm}
  H:=510            {comprimento das aletas - mm}
  P:=320            {profundidade das aletas - mm}
  C:=510            {comprimento do evaporador - mm}
  El:=50            {espaçamento longitudinal dos tubos - mm}
  Et:=50            {espaçamento transversal dos tubos - mm}
  Ltot:=37.5        {comprimento equivalente do tubo no evaporador - m}
  Bas:=510          {base do evaporador na entrada do ar - mm}
  Halt:=520         {altura do evaporador na entrada do ar - mm}
EndIf
If (trocador=4) Then
{Dados geométricos - trocador MIPAL modelo HD-4 - At=30.0 m2}
  D:=(5/8)*25.4      {diâmetro nominal do tubo - mm}
  es:=0.049*25.4    {espessura do tubo - mm}
  Nf:=60             {número de furos por aleta}
  Qc:=2             {número de circuitos}
  Qtubos:=60        {quantidade de tubos}
  Lt:=510           {comprimento dos tubos - mm}
  Lc:=4             {comprimento do colar - mm}
  ea:=5             {espaçamento entre aletas - mm}
  Yf:=0.4          {espessura da aleta - mm}
  H:=510            {comprimento das aletas - mm}
  P:=320            {profundidade das aletas - mm}
  C:=510            {comprimento do evaporador - mm}
  El:=50            {espaçamento longitudinal dos tubos - mm}
  Et:=50            {espaçamento transversal dos tubos - mm}
  Ltot:=37.5        {comprimento equivalente do tubo no evaporador - m}
  Bas:=510          {base do evaporador na entrada do ar - mm}
  Halt:=520         {altura do evaporador na entrada do ar - mm}
EndIf
If (trocador=5) Then
{Dados geométricos - trocador MIPAL modelo HDL-6 - At=24.0 m2}
  D:=(5/8)*25.4      {diâmetro nominal do tubo - mm}
  es:=0.049*25.4    {espessura do tubo - mm}
  Nf:=72             {número de furos por aleta}
  Qc:=2             {número de circuitos}
  Qtubos:=72        {quantidade de tubos}
  Lt:=650           {comprimento dos tubos - mm}
  Lc:=4             {comprimento do colar - mm}
  ea:=10            {espaçamento entre aletas - mm}
  Yf:=0.4          {espessura da aleta - mm}
  H:=615            {comprimento das aletas - mm}
  P:=320            {profundidade das aletas - mm}
  C:=670            {comprimento do evaporador - mm}
  El:=50            {espaçamento longitudinal dos tubos - mm}
  Et:=50            {espaçamento transversal dos tubos - mm}
  Ltot:=45          {comprimento equivalente do tubo no evaporador - m}
  Bas:=670          {base do evaporador na entrada do ar - mm}
  Halt:=525         {altura do evaporador na entrada do ar - mm}
EndIf
If (trocador=6) Then
{Dados geométricos - trocador MIPAL modelo HD-6 - At=48.0 m2}

```

```

D:=(5/8)*25.4           {diâmetro nominal do tubo - mm}
es:=0.049*25.4         {espessura do tubo - mm}
Nf:=72                  {número de furos por aleta}
Qc:=2                   {número de circuitos}
Qtubos:=72              {quantidade de tubos}
Lt:=650                 {comprimento dos tubos - mm}
Lc:=4                   {comprimento do colar - mm}
ea:=5                   {espaçamento entre aletas - mm}
Yf:=0.4                 {espessura da aleta - mm}
H:=615                  {comprimento das aletas - mm}
P:=320                  {profundidade das aletas - mm}
C:=670                  {comprimento do evaporador - mm}
El:=50                  {espaçamento longitudinal dos tubos - mm}
Et:=50                  {espaçamento transversal dos tubos - mm}
Ltot:=45                {comprimento equivalente do tubo no evaporador - m}
Bas:=670                {base do evaporador na entrada do ar - mm}
Halt:=525               {altura do evaporador na entrada do ar - mm}

EndIf
Na:=C/ea                {número de aletas no evaporador}
De:=D                   {diâmetro externo do tubo - mm - padrão BWG}
Di:=D-2*es              {diâmetro interno do tubo - mm - padrão BWG}
s:=H/1000               {parâmetro para cálculo da eficiência da aleta - m}
kt:=386                 {condutividade térmica do tubo de cobre - W/mK}
kal:=204                {condutividade térmica da aleta de alumínio - W/mK}
cpal:=0.896             {calor específico da aleta de alumínio}

End

Procedure area(D,es,De,Di,Nf,Qc,Qtubos,Lt,Lc,ea,Yf,H,P,C,El,Et,Ltot,Bas,Halt,Na:As,Ap,At,Ai,Ae,Ait)
{Área externa total de troca de calor}
As:=Na*(((H*P)/500000)-((Nf*(De+2*Yf)^2)/636688))+((De+2*Yf)*(Nf-Qtubos)*Lc)/318344
Ap:=((Qtubos*De*Lt)-(Qtubos*Na*Yf)*(De-2*Lc))/318344
At:=As+Ap                {área externa total de troca de calor}
Ait:=Pi*(Di/1000)*Ltot   {área interna total de troca de calor}
Ai:=(Pi*Di^2/4)*10^(-6)  {área da seção transversal do tubo - m2}
Ae:=(Pi*De^2/4)*10^(-6)  {área externa do tubo - m2}

End

Procedure dhidraulico(Bas,Halt,mar,De,Na,Yf,Qtubos,Qc,Lt,At,P,H,C,Vfa,Afa,Am,Dh,C1,C2)
{Área de face do ar}
Afa:=(Bas*Halt)*10^(-6)
Vfa:=mar/(Afa*3600)

{Determinação do diâmetro hidráulico}
Sd:=De/1000

Am:=Afa-((Na*Yf*Halt)+(Qtubos/(Qc*2))*De*Lt)*10^(-6)
Dh:=4*(C/1000)*(Am/At)    {diâmetro hidráulico segundo Kays&London}

Fd:=sqrt(4*(P*H)*10^(-6)/Pi) {diâmetro correspondente da aleta}
Fh:=0.5*(Fd-Sd)
Fi:=(Yf/1000)/Fh
Df:=(Dh/(Yf/1000))
FF:=(Na/(Yf/1000))*10^(-5)

C1:=0.159*Fi^0.141*Df^0.065 {C1 e C2 - constantes do lado do ar - Elmahdy&Biggs}
C2:=-0.323*Fi^0.049*FF^0.077

End

Procedure propar(mar,Ta1,Pb:ma,mi,ka,roa,cpu)
{Propriedades do ar}
roa:=1/VOLUME(Air,T=Ta1,P=Pb)
ma:=mar*roa/3600          {vazão de ar - Kg/s}
mi:=VISCOSITY(Air,T=Ta1)

```

```

kar:=CONDUCTIVITY(Air,T=Ta1)
cpa:=SPECHEAT(Air,T=Ta1)
cpu=1000*SPECHEAT(AirH2O,T=Ta1,P=Pb,R=1)
End

Procedure propref(Tsat,Tc,Tscd,tr3:Psat,Pc,hc,h1,hv,hsup,xe,hlv,cpl,cpv,kl,kv,mil,miv,rov,rol)
{Propriedades do refrigerante}
Psat:=PRESSURE(R22,T=Tsats,X=0)
Pc:=PRESSURE(R22,T=Tc,X=0)

hc:=ENTHALPY(R22,P=Pc,T=Tscd)
h1:=ENTHALPY(R22,T=Tsats,X=0)
hv:=ENTHALPY(R22,P=Psat,X=1)
xe:=(hc-h1)/(hv-h1)
hlv:=hv-h1

hsup:=ENTHALPY(R22,T=tr3,P=Psat)

cpl:=SPECHEAT(R22,T=Tsats,P=Psat+0.001)
cpv:=SPECHEAT(R22,T=Tsats,P=Psat-0.001)

kl:=CONDUCTIVITY(R22,T=Tsats,P=Psat+0.001)
kv:=CONDUCTIVITY(R22,T=Tsats,P=Psat-0.001)

mil:=VISCOSITY(R22,T=Tsats,P=Psat+0.001)
miv:=VISCOSITY(R22,T=Tsats,P=Psat-0.001)

rov:=1/VOLUME(R22,T=Tsats,X=1)
rol:=1/VOLUME(R22,T=Tsats,X=0)
End

Procedure perdaar(G,Pr,mi,As,Am,roa,Re:DPar)
{Perda de Carga lado do ar}
If (Re > 2000) Then
  Cc:=0.079
  n:=0.25
Else
  Cc:=16
  n:=1
EndIf
Cf:=Cc/(Re^n)
If (Re>40) and (Re<4000) Then
  K2:=0.683
  m2:=0.466
EndIf
If (Re>4000) and (Re<40000) Then
  K2:=0.193
  m2:=0.618
EndIf
DPar:=(K2*(G*Pr/mi)^(-m2)+Cf*(As/Am))*G^2/(2*roa)
End

Procedure escoamento(mr,Qc,Ai,Di,De,El,mil,miv,cpv,kv,hsup,hc,Ltot,hv,ho,kal,Yf,s,xe,xs:Gr,
  Grt,Rer,Rev,Prv,Flc,Lbif,Lmon,Pevap,Psup,mm,af)
{Características de escoamento bifásico e monofásico}
Gr:=(mr/Qc)/Ai
Grt:=Gr*Qc
Rer:=Gr*(Di/1000)/mil {número de Reynolds da região bifásica}
Rev:=Gr*(Di/1000)/miv {Rev e Prv relativos a fase gás do refrigerante}
Prv:=(cpv*1000)*miv/kv

{Fluxo de calor no evaporador}
Flc:=(mr*1000*(hsup-hc)*(1-xe))/(Pi*(Di/1000)*Ltot)

```

```

{Comprimento da região de evaporação}
Lbif:=(mr*1000*(hv-hc)*(xs-xe))/(Pi*(Di/1000)*F1c)

{Comprimento da região superaquecida}
Lmon:=Ltot-Lbif

{Porcentagens no evaporador}
Pevap:=Lbif/Ltot {região de evaporação}
Psup:=Lmon/Ltot {região superaquecida}

{cálculo da eficiência da aleta}
mm:=sqrt((2*ho)/(kal*(Yf/1000)))
Aca:=(3/2)*(EI/2)^2*sqrt(3)
Da:=sqrt((4*Aca)/Pi)
Lff:=(Da-De)/2
hh:=(Lff+Yf/2)/1000
rre:=EI/De
fia:=mm*hh*rre^(exp(0.13*mm*hh-1.3863))
af:=tanh(fia)/fia

End

Procedure interacao(ma,cpa,ha1,ha2,Cmin,mr,hv,hc,hsup,Q,Qevap,Qsup:R1,R2,R3,R4)
{Capacidade do evaporador - W}
R1:=Q-ma*1000*(ha1-ha2)
R2:=Qevap-1000*mr*(hv-hc)
R3:=Qsup-1000*mr*(hsup-hv)
R4:=Q-(Qevap+Qsup)

End

Procedure interacao4(At,Pevap,Psup,Ta1,Ta2,Tsat,ts1,ts2,ts3,ts4,tr1,tr2,tr3,Rr,Rrs,Rm,Qevap,
Qsup:DTML,Qeva,Qsu,DTmsup,DTmevap,Fse,Fss,Atevap,Atsup)
{capacidade da região de evaporação - contra correntes}
Atevap:=At*Pevap
Fsee:=1
DTmevap:=((ts1-tr2)-(ts2-tr1))/ln((ts1-tr2)/(ts2-tr1))
Qev1:=(Fsee*Atevap*DTmevap)/(Rr+Rm) {W}
Fse:=Qevap/Qev1
Qeva:=(Fse*Atevap*DTmevap)/(Rr+Rm)

{capacidade da região superaquecida}
Atsup:=At*Psup
Fsss:=1
DTmsup:=((ts3-tr2)-(ts4-tr3))/ln((ts3-tr2)/(ts4-tr3))
Qs1:=(Fsss*Atsup*DTmsup)/(Rrs+Rm) {W}
Fss:=Qsup/Qs1
Qsu:=(Fss*Atsup*DTmsup)/(Rrs+Rm)

{Diferença de Temperatura Média Logarítmica}
DTML:=((Ta1-Tsat)-(Ta2-Tsat))/ln((Ta1-Tsat)/(Ta2-Tsat))

End

Procedure selecao(wa1,wa2,esp,mar,Ta1,Pb,Tsat,Tc,Tscd,Tsev,DTsup,Qserp:hh1,ho1,Ug,Atr,
NTU,mr1,Tas,LMTD,trocador)
tr3=DTsup-Tsat
Call propar(mar,Ta1,Pb:ma,mi,ka,roa,cpu)
Call propref(Tsat,Tc,Tscd,tr3:Psat,Pc,hc,h1,hv,hsup,xe,hlv,cpl,cpv,kl,kv,mil,miv,rov,rol)
maa:=mar*roa/3600
Cmn:=1000*maa*cpa

ha1:=ENTHALPY(AirH2O,T=Ta1,P=Pb,w=wa1)
has:=ha1-Qserp/Cmn

```

```

Tas:=TEMPERATURE(AirH2O,h=has,P=Pb,w=wa2)
If (DTsup=0) Then
  mr1:=Qserp/(1000*(hv-hc))
Else
  mr1:=Qserp/(1000*(hsup-hc))
EndIf

De:=(5/8)*25.4/1000
Di:=(5/8-2*0.049)*25.4/1000
kt:=386
kal:=204

If (esp=5) Then
  relarea:=0.955
  aletatubo:=16.7
Else
  relarea:=0.911
  aletatubo:=8.35
EndIf

rel2:=(Di/De)*(1-relarea)

{lado do refrigerante - avaliação do coeficiente de transferência de calor
admitindo superaquecimento na saída}
Gr:=mr1/(((Pi*Di^2/4)*2)
Rel:=(Gr*Di)/mil
Rev:=(Gr*Di)/miv
Pr1:=(mil*1000*cpi)/kl
Prv:=(miv*1000*cpv)/kv
xe:=0.15;xs:=0.9
Dx:=xs-xe
Kff:=1000*(hv-hl)*Dx/(30*9.81)
hh1:=0.0082*(kl/Di)*(Rel^2*Kff)^0.4

{lado do ar - avaliação do coeficiente de transferência de calor}
Afr:=(0.5*0.53)
Gar:=maa/Afr
Pra:=mi*(1000*cpa)/kar

nc1:=0.618
Kc1:=0.193
ho1:=1/(((De)^(1-nc1)/Kc1)*(mi^nc1/(kar*Pra^(0.4)))*Gar^(-nc1))

mm:=sqrt((2*ho1)/(kal*(0.4*1000)))
Aca:=(3/2)*(45/2)^2*sqrt(3)
Da:=sqrt((4*Aca)/Pi)
Lff:=(Da-(De*1000))/2
hh:=(Lff+(0.4/2))/1000
rr1:=45/(De*1000)
fia:=mm*hh*rr1^(exp(0.13*mm*hh-1.3863))
af:=tanh(fia)/fia

no:=1-relarea*(1-af)

Rr1:=1/(hh1*rel2)
Rr2:=(Di*ln(De/Di))/(2*kt*relarea)
Rr3:=1/(ho1*no)
Ug:=1/(Rr1+Rr2+Rr3)

NTU:=-ln((Tsat-Tas)/(Tsat-Ta1))
Atr:=Cmn*NTU/Ug
LMTD:=((Ta1-Tsat)-(Tas-Tsat))/ln((Ta1-Tsat)/(Tas-Tsat))
If (Atr<35) and (Atr>10) Then

```

```

    If (esp=10) Then
        If (Atr<=13.5) and (Atr>10) Then
            trocador:=1      {modelo HDL-3}
        EndIf
        If (Atr<17) and (Atr>13.5) Then
            trocador:=3      {modelo HDL-4}
        EndIf
        If (Atr<28) and (Atr>22) Then
            trocador:=5      {modelo HDL-6}
        EndIf
    Else
        If (Atr<=28) and (Atr>22) Then
            trocador:=2      {modelo HD-3}
        EndIf
        If (Atr<35) and (Atr>28) Then
            trocador:=4      {modelo HD-4}
        EndIf
        If (Atr<=50) and (Atr>46) Then
            trocador:=6      {modelo HD-6}
        EndIf
    EndIf
Else
    trocador:=99
EndIf
End

Procedure decisao(wa1,wa2,opcao,esp,modelo,mar,Ta1,Pb,Tsat,Tc,Tscd,Tsev,DTsup,Qserp:hh1,
    ho1,Ug,Atr,NTU,mr1,Tas,LMTD,trocador)
    If (opcao=1) Then
        Call selecao(wa1,wa2,esp,mar,Ta1,Pb,Tsat,Tc,Tscd,Tsev,DTsup,Qserp:hh1,ho1,Ug,
            Atr,NTU,mr1,Tas,LMTD,trocador)
    EndIf
    If (opcao=2) Then
        Atr:=0;NTU:=0;mr1:=0;Tas:=0;LMTD:=0;Ug:=0;hh1:=0;ho1:=0
        trocador:=modelo
    EndIf
End

Procedure condicao(Rer,Rev:n,m,nn,cte)
    If (Rer > 2000) Then
        n:=0.25
        m:=2.3785
        nn:=0.25
        cte:=0.079
    Else
        n:=1
        m:=2
        nn:=1
        cte:=16
    EndIf
End

{Parâmetro de Martinelli}
Function mart(x,rov,rol,mil,miv,n)
    mart:=sqrt(((1-x)/x)^(2-n)*(rov/rol)*(mil/miv)^n)
End

{Fração de Vazio}
Function alfa(Xtt,m)
    alfa:=1/(((1+Xtt^2)^(1/m)))
End

{Constantes}

```

```

Function K(Re)
  If (Re > 40) and (Re < 4000) Then
    K:=0.683
  EndIf
  If (Re > 4000) and (Re < 40000) Then
    K:= 0.193
  EndIf
End

Function Nn1(Re)
  If (Re > 40) and (Re < 4000) Then
    Nn1:=0.466
  EndIf
  If (Re > 4000) and (Re < 40000) Then
    Nn1:=0.618
  EndIf
End

{***** DADOS DE ENTRADA *****)}

opcao=2           {opção=1: seleção e simulação; opção=2: simulação}
esp=5             {espaçamento das aletas; esp=5: 5 mm; esp=10: 10 mm}
modelo=2         {modelo das serpentinas no banco de dados}

{*****}

{SIMULAÇÃO ADMITINDO SUPERFÍCIE ÚMIDA}

{Dados de entrada do programa}
Pb=97             {pressão barométrica - kPa}
Tc=40             {temperatura de condensação}
Tscd=35          {temperatura na saída do condensador}

DTsup=3.5        {superaquecimento na saída do evaporador}
Tsat=-5          {temperatura de saturação}
Ta1=5            {temperatura de entrada do ar}
mar=3500         {vazão de ar - m3/h}
wa1=3.0e-3       {umidade absoluta na entrada, kg H2O/kg ar seco}
wa2=2.9e-3       {umidade absoluta na saída, kg H2O/kg ar seco}

Qserp=3900       {capacidade do trocador para seleção}

{*****}

{SOLUÇÃO: as incógnitas do problema são:
_ capacidade da serpentina
_ vazão de refrigerante
_ coeficientes de trans. de calor
_ perda de carga}

{Condições de saída do evaporador}
Tsev=DTsup-Tsat  {temperatura na saída do evaporador}
DTasev=Ta1-Tsat  {superaquecimento do ar}

{Rotina de Solução}
Call decisao(wa1,wa2,opcao,esp,modelo,mar,Ta1,Pb,Tsat,Tc,Tscd,Tsev,DTsup,Qserp:hh1,
            ho1,Ug,Atr,NTU,mr1,Tas,LMTD,trocador)
Call teste(trocador:cpal,D,es,De,Di,Nf,Qc,Qtubos,Lt,Lc,ea,Yf,H,P,C,El,Et,Ltot,Bas,Halt,Na,s,kt,kal)
Call area(D,es,De,Di,Nf,Qc,Qtubos,Lt,Lc,ea,Yf,H,P,C,El,Et,Ltot,Bas,Halt,Na:As,Ap,At,Ai,Ae,Ait)

```

Call dhidraulico(Bas,Halt,mar,De,Na,Yf,Qtubos,Qc,Lt,At,P,H,C:Vfa,Afa,Am,Dh,C1,C2)
 Call propar(mar,Ta1,Pb:ma,mi,ka,roa,cpu)
 Call propref(Tsat,Tc,Tscd,tr3:Psat,Pc,hc,hl,hv,hsup,xe,hlv,cpl,cpv,kl,kv,mil,miv,rov,rol)
 Call perdaar(G,Pr,mi,As,Am,roa,Re:DPa)
 Call escoamento(mr,Qc,Ai,Di,De,El,mil,miv,cpv,kv,hsup,hc,Ltot,hv,ho,kal,Yf,s,xe,xs:Gr,
 Grt,Rer,Rev,Prv,Ffc,Lbif,Lmon,Pevap,Psup,mm,af)
 Call condicao(Rer,Rev:n,m,nn,cte)
 Call interacao(ma,cpa,ha1,ha2,Cmin,mr,hv,hc,hsup,Q,Qevap,Qsup:0,0,0,0)
 Call interacao4(At,Pevap,Psup,Ta1,Ta2,Tsat,ts1,ts2,ts3,ts4,tr1,tr2,tr3,Rr,Rrs,Rm,Qevap,
 Qsup:DTML,Qeva,Qsu,DTmsup,DTmevap,Fse,Fss,Atevap,Atsup)

{Coeficiente de transferência de calor do lado do refrigerante}

{Por Bo Pierre}

$Dx=xs-xe$

$KKf=((1000*hlv)*Dx)/(Ltot*9.81)$

$hii1=0.0082*(kl/(Di/1000))*(Rer^2*KKf)^{0.4}$

{região bifásica}

$hii2=0.023*(kv/(Di/1000))*Rev^{0.8}*Prv^{0.4}$

{região monofásica}

$hii=(Lbif/Ltot)*hii1+(Lmon/Ltot)*hii2$

{coeficiente médio}

{Coeficiente de transferência de calor do lado do ar}

$Vmax=Vfa*(Afa/Am)$ {baseado no G máximo}

$G=roa*Vmax$

$Re=G*Dh/mi$

$Col=C1*Re^C2$

$Pr=(cpa*1000)*mi/ka$

$ho=(G*cpa*1000*Col)/Pr^{(2/3)}$

{Cálculo da perda de carga pelo modelo de Bo Pierre}

{Região bifásica}

$xs=0.9$

$Xtte=art(xe,rov,rol,mil,miv,n)$

$Xtts=art(xs,rov,rol,mil,miv,n)$

$alfae=alfa(Xtte,m)$

$alfas=alfa(Xtts,m)$

$DPacel=Gr^2*((xs^2/(rov*alfas))+((1-xs)^2)/(rol*(1-alfas))-(xe^2/(rov*alfae)+(1-xe)^2/(rol*(1-alfae))))$

$he=ENTHALPY(R22,T=tr1,X=xe)$

$hs=ENTHALPY(R22,T=tr2,X=xs)$

$xm=(xs+xe)/2$

$Kf=1000*((hs-he)/(Ltot*9.81))$

$Ftp=0.0185*Kf^{(3/4)}*Rer^{(-n)}$

$vm=(xm*(1/rov)+(1-xm)*(1/rol))$

$dpBP=(Ftp*Gr^2*vm*Ltot/Qc)/(Di/1000)$

$DPbif=(dpBP+DPacel)/1000$

{Perda de carga na região monofásica}

$Ccf=cte*Rev^{(-nn)}$

$DPmon=((2*Ccf*Gr^{(2-nn)})/(rov*(Di/1000)^{(nn+1)}*miv^{(-nn)})/1000$

$DPtotal=DPbif+DPmon$ {kPa}

{Cálculo do coeficiente global}

$no=1-(As/At)*(1-af)$

$U=1/(1/(ho*no)+At*ln(De/Di)/(2*Pi*kt*Ltot)+At/(hii*Ait))$

{Número de Unidades Térmicas}
 $C_{min} = (1000 * c_{pa}) * m_a$
 $NUT = (U * A_t) / C_{min}$

{Temperatura na saída do ar}

$lan = -A_t / (m_a * (1000 * c_{pa}) * R_a)$
 $h_{sm} = ha1 - ((ha1 - ha2) / (1 - \exp(-lan)))$
 $t_{sm} = TEMPERATURE(AirH2O, h = h_{sm}, P = P_b, R = 1)$

$Ta2 = t_{sm} + (Ta1 - t_{sm}) * (\exp(lan))$

$FCS = c_{pa} * ((Ta1 - Ta2) / (ha1 - ha2))$ {Fator de Calor Sensível}

$Q_s = 1000 * c_{pa} * (Ta1 - Ta2)$

$Q_l = Q - Q_s$

{Cálculo das temperaturas de superfície}

$ts1 = C_c * (1000 * (ha1 - hs1)) + tr1$
 $ts2 = C_c * (1000 * (ha2 - hs2)) + tr2$
 $ts3 = C_c * (1000 * (ha1 - hs3)) + tr2$
 $ts4 = C_s * (1000 * (ha1 - hs4)) + tr3$

{Cálculo das entalpias de superfície}

$hs1 = ENTHALPY(AirH2O, T = ts1, P = P_b, R = 1)$
 $hs2 = ENTHALPY(AirH2O, T = ts2, P = P_b, R = 1)$
 $hs3 = ENTHALPY(AirH2O, T = ts3, P = P_b, R = 1)$
 $hs4 = ENTHALPY(AirH2O, T = ts4, P = P_b, R = 1)$

{Cálculo das temperaturas do refrigerante}

$tr0 = T_{sat}$
 $tr1 = TEMPERATURE(R22, x = 0, P = P_{sat} + DP_{total})$
 $tr2 = TEMPERATURE(R22, x = 1, P = P_{sat} + DP_{bif})$
 $tr3 = DT_{sup} + T_{sat}$

{Cálculo das entalpias de entrada e saída do ar}

$ha1 = ENTHALPY(AirH2O, T = Ta1, P = P_b, w = wa1)$
 $ha2 = ENTHALPY(AirH2O, T = Ta2, P = P_b, w = wa2)$

$Ra1 = RELHUM(AirH2O, T = Ta1, P = P_b, w = wa1)$

$Ra2 = RELHUM(AirH2O, T = Ta2, P = P_b, w = wa2)$

{Resistência térmica do lado do ar}

$K1 = K(Re)$
 $n1 = Nn1(Re)$
 $Ra = 1 / h_o$
 $Rar = c_{pu} / (h_o * A_t * (af * A_s / A_t + Ap / A_t))$
 $Rt = \ln(De / Di) / (2 * kt * Pi * L_{tot})$

{Resistência térmica do metal}

$Rm = ((1 - af) / (af + (Ap / As))) * (Ra * c_{pal}) / (1000 * c_{pa}) + ((Di / 1000) * (At / Ait)) / (2 * kt) * \log_{10}(De / Di)$

{Resistência térmica do refrigerante}

$Rr = 1 / (h_{ii1} * Ai)$
 $Rrs = 1 / (h_{ii2} * Ai)$

{Característica do evaporador}

$Cc = (Rr + Rt) / Rar$
 $Cs = (Rrs + Rt) / Rar$