

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

*Caracterização da Transferência de Calor
em Evaporadores 'Roll-Bond'*

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA
À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE
EM ENGENHARIA MECÂNICA

Luciana Wasnievski da Silva

FLORIANÓPOLIS, MARÇO DE 1998

Caracterização da Transferência de Calor em Evaporadores 'Roll-Bond'

Luciana Wasnievski da Silva

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO CIÊNCIAS TÉRMICAS
E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO CURSO DE PÓS GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA



Prof. CLAUDIO MELO, Ph.D.
ORIENTADOR



Prof. ABELARDO ALVES DE QUEIROZ, Ph.D.
COORDENADOR DO CURSO

BANCA EXAMINADORA



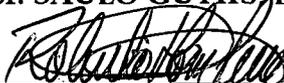
Prof. ÁLVARO TOUBES PRATA, Ph.D.
PRESIDENTE



Prof. ROGÉRIO TADEU FERREIRA DA SILVA, Ph.D.



Prof. SAULO GÜTHS, Dr.



Eng. ROBERTO HORN PEREIRA

Ao meu esposo, José Paulo,
pelo amor, carinho e compreensão.

Aos meus pais, João e Vera,
e ao meu irmão, Daniel,
que sempre me apoiaram e acreditaram em mim.

Agradeco

à Deus,

ao povo brasileiro, que com seu trabalho financiou toda a minha formação profissional,

ao Professor Cláudio Melo, pelos conhecimentos transmitidos, confiança, incentivo e amizade,

ao Professor Álvaro Toubes Prata, pelas discussões e sugestões que contribuíram para a realização deste trabalho,

ao LMPT - Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas dos Materiais, em especial ao Professor Saulo Güths, por todo suporte fornecido na utilização dos transdutores de fluxo de calor,

à EMBRACO S.A., em especial ao Engenheiro Roberto Horn Pereira, pelo apoio técnico e financeiro,

à MULTIBRÁS S.A., que forneceu o refrigerador e a placa evaporadora investigados neste trabalho,

ao Engenheiro Reinaldo Maukot, pelo competente gerenciamento das atividades relacionadas à Câmara e pelo auxílio na construção da Bancada,

ao Técnico Samuel João da Silveira e ao Acadêmico Alexandre Rücker, pela dedicação e competência na realização de suas tarefas,

aos demais integrantes do NRVA, em especial aos colegas da Câmara, pelo apoio e companheirismo,

enfim, a todos que estiveram comigo nesta caminhada.

Sumário

Lista de Figuras / x

Lista de Tabelas / xiii

Lista de Símbolos / xvi

Resumo / xx

Abstract / xxi

1 ***Introdução*** / 1

2 ***Fundamentos*** / 13

2.1 *Convecção em Placa Plana Isotérmica* / 15

2.1.1 *Placas Planas Verticais* / 16

2.1.2 *Placas Planas com Inclinação Arbitrária* / 19

2.1.3 *Placas Planas Horizontais* / 23

2.2 *Radiação entre Superfícies* / 27

2.2.1 *Troca de Calor por Radiação entre Refrigerador e Câmara* / 28

2.2.2 *Troca de Calor por Radiação entre Evaporador e Gabinete* / 29

2.3 *Distribuição de Temperatura no Evaporador* / 31

2.4 *Transferência de Calor para o Refrigerante* / 35

3 ***Câmara com Temperatura, Velocidade e Umidade Controladas*** / 38

3.1 *Disposição dos Componentes e Funcionamento* / 40

3.1.1 *Climatização* / 41

3.1.2 *Circuito de Ar* / 42

3.2 *Sistema de Controle* / 44

3.3 *Calibração* / 46

3.3.1 *Fluxo de Ar* / 46

3.3.2 *Temperatura do Ar* / 48

3.4 *Sistema de Medição* / 49

4 ***Bancada para Controle das Condições de Funcionamento do Evaporador*** / 52

4.1 *Sistema de Refrigeração* / 54

4.2 *Sistema Elétrico* / 56

- 4.3 Sistema de Medição / 58
- 4.4 Calibração do Sistema de Medição / 60
 - 4.4.1 Transdutor de Fluxo de Massa / 60
 - 4.4.2 Transdutor de Temperatura / 63
 - 4.4.3 Transdutor de Pressão / 64
- 5 ***Métodos de Avaliação da Taxa de Calor Transferida para o Evaporador / 67***
 - 5.1 Método Direto / 69
 - 5.2 Método Indireto / 70
 - 5.2.1 Fator UA do Refrigerador / 71
 - 5.3 Utilização de Transdutores de Fluxo de Calor / 74
 - 5.3.1 Transdutores de Fluxo de Calor / 74
 - 5.3.2 Calibração / 78
- 6 ***Avaliação da Transferência de Calor nas Superfícies Externas do Refrigerador / 83***
 - 6.1 UA do Refrigerador Original / 84
 - 6.2 UA do Refrigerador Anexado à Bancada / 85
 - 6.3 Utilização de Transdutores de Fluxo de Calor / 88
 - 6.3.1 Temperatura Interna Superior à Externa / 90
 - 6.3.2 Temperatura Interna Inferior à Externa / 96
 - 6.3.3 $(T_I < T_E)$ vs $(T_I > T_E)$ / 99
 - 6.4 Análise Teórica do Fluxo de Calor / 100
 - 6.4.1 Análise para $T_I > T_E$ / 101
 - 6.4.2 Análise para $T_I < T_E$ / 103
- 7 ***Caracterização da Transferência de Calor em Evaporadores / 106***
 - 7.1 Geometria e Instrumentação / 110
 - 7.1.1 Superfícies Posterior e Frontal do Evaporador / 110
 - 7.1.2 Ar Frontal ao Evaporador / 112
 - 7.1.3 Superfícies Internas do Refrigerador / 113
 - 7.2 Comparação entre os Métodos / 114
 - 7.3 Testes: Evaporador na Posição Original / 115
 - 7.3.1 Efeito do Fluxo de Massa / 117
 - 7.3.2 Efeito da Temperatura de Evaporação / 118
 - 7.3.3 q_{evap} vs ΔT / 119
 - 7.3.4 Distribuição de ' q_{evap} ' entre as Faces do Evaporador / 120

7.3.5	Resultado Experimental vs Teórico / 120
7.4	Testes: Evaporador Inclinado para Frente / 122
7.4.1	q_{evap} vs ΔT / 123
7.4.2	Distribuição de ' q_{evap} ' entre as Faces do Evaporador / 124
7.4.3	Resultado Experimental vs Teórico / 125
7.5	Testes: Evaporador Inclinado para Trás / 126
7.5.1	q_{evap} vs ΔT / 127
7.5.2	Distribuição de ' q_{evap} ' entre as Faces do Evaporador / 128
7.5.3	Resultado Experimental vs Teórico / 129
7.6	Análise Conjunta das 3 Posições / 130
8	Conclusões / 132
	Referências Bibliográficas / 135
	Apêndices / 138
I	Equacionamento para a Determinação do Calor Trocado por Radiação no Evaporador / 139
II	Distribuição de Temperatura em uma Placa Horizontal / 143
III	Resultados da Calibração dos Transdutores de Tensão, Corrente e Potência / 145
IV	Componentes do Sistema de Refrigeração da Bancada / 150
V	Resultados da Calibração do Sistema de Medição da Bancada / 152
VI	Curvas de Calibração e Incerteza de Medição dos Fios de Compensação Tipo T / 155
VII	Incerteza de Medição do Fator UA / 157
VIII	Transdutores de Fluxo de Calor: Cálculo das Incertezas de Medição e Resultados da Calibração / 159
IX	Resultados dos Testes de UA / 167
X	Resultados dos Testes com Transdutores de Fluxo de Calor / 171
XI	Incerteza de Medição do Fluxo de Calor Medido com Transdutores / 177
XII	Cálculo da Incerteza de Medição de ' q_{evap} ' (Utilização de Transdutores de Fluxo de Calor) / 179
XIII	Comparação entre os Métodos: Dados Coletados / 181

- XIV Resultados dos Testes com o Evaporador na Posição Original / 183
- XV Cálculo da Incerteza de Medição de ' U_{evap} ' / 189
- XVI Resultados dos Testes com o Evaporador Inclinado para Frente / 191
- XVII Resultados dos Testes com o Evaporador Inclinado para Trás / 199

Lista de Figuras

- 1.1 Componentes básicos de um sistema de refrigeração / 2
- 1.2 Diagrama pressão-entalpia / 3
- 1.3 Relação entre os componentes / 4
- 1.4 Ciclo de Carnot / 5
- 1.5 Limitações de temperatura / 6
- 1.6 Evaporador 'roll-bond' / 7
- 1.7 Seções transversais de evaporadores 'roll-bond' / 8
- 1.8 Evaporador 'roll-bond' - fluxo paralelo / 8
- 1.9 Área superficial do evaporador em função do volume do refrigerador / 9

- 2.1 Transferência de calor no refrigerador / 14
- 2.2 Camada limite sobre uma placa plana aquecida, (Holman, 1983) / 17
- 2.3 Comparação com dados experimentais, (Churchill e Chu, 1975) / 18
- 2.4 Vistas laterais de uma placa plana resfriada, (Bejan, 1995) / 19
- 2.5 Vistas laterais de uma placa plana aquecida, (Bejan, 1995) / 20
- 2.6 Relação $(Nu \times Gr.Pr.\cos\theta)$ para placas verticais e para o lado inferior de placas inclinadas aquecidas, (Fujii e Imura, 1972) / 21
- 2.7 Comparação entre resultados teóricos e experimentais para placas inclinadas, (Fujii e Imura, 1972) / 22
- 2.8 Relação $(Nu \times Gr.Pr.\cos\theta)$ para o lado superior de uma placa aquecida, (Fujii e Imura, 1972) / 22
- 2.9 Padrões de escoamento nos lados superior e inferior de placas resfriadas e aquecidas, (Bejan, 1995) / 23
- 2.10 Relação $(Nu \times Gr.Pr)$ para a superfície inferior de uma placa horizontal aquecida, (Fujii e Imura, 1972) / 24
- 2.11 Relação $(Nu \times Gr.Pr)$ para a superfície superior de uma placa horizontal aquecida, (Fujii e Imura, 1972) / 25
- 2.12 Relação $(Nu \times Gr.Pr)$ para a superfície superior de uma placa aquecida inclinada, (Fujii e Imura, 1972) / 25
- 2.13 Superfície externa do gabinete vs Superfície interna da câmara / 28
- 2.14 Superfícies internas do refrigerador / 30
- 2.15 Evaporador 'roll-bond' em corte / 31
- 2.16 Resistências térmicas à transferência de calor entre o ambiente e o evaporador / 36

- 3.1 Vista externa da câmara / 39
- 3.2 Lay-out interno da câmara - vista superior / 40

- 3.3 Circuito de refrigeração (forçadores de ar) / 42
- 3.4 Circuito de ar da câmara (corte lateral) / 43
- 3.5 Corte frontal da estrutura dos evaporadores / 44
- 3.6 Níveis de medição / 47
- 3.7 Posições do sensor em cada nível / 47

- 4.1 Vista superior do ambiente de testes / 53
- 4.2 Bancada para testes de evaporadores / 54
- 4.3 Esquema elétrico da bancada de evaporadores / 56
- 4.4 Sistema de medição da bancada / 59
- 4.5 FMP vs Erro / 61
- 4.6 Conversão do sinal de temperatura pelo sistema de aquisição / 64

- 5.1 Evaporador 'roll-bond' (Slim 230 litros) / 68
- 5.2 Esquema da situação de teste / 70
- 5.3 Posições dos transdutores de temperatura e resistência de aquecimento / 72
- 5.4 Massa térmica padrão utilizada na avaliação da temperatura do ar / 73
- 5.5 Transdutor de fluxo de calor com gradiente de temperatura transversal / 75
- 5.6 Linhas de corrente em um circuito bimetálico a eletrodo depositado, (Güths et al., 1995) / 75
- 5.7 Circuito bimetálico com solda entre as junções / 76
- 5.8 Transdutor de fluxo de calor com gradiente de temperatura tangencial, (Güths et al., 1995) / 77
- 5.9 Vista do transdutor aberto, (Güths et al., 1995) / 77
- 5.10 Calibração com transdutor auxiliar / 79
- 5.11 Medida de resistência a 4 fios / 79
- 5.12 Medida de resistência a 2 fios / 80
- 5.13 Calibração do transdutor auxiliar / 82

- 6.1 Posições dos termopares e das resistências na situação em que o refrigerador se encontra anexado à bancada / 86
- 6.2 UA do refrigerador Slim 230 litros / 87
- 6.3 Posicionamento dos transdutores / 89
- 6.4 Superfícies do refrigerador / 92
- 6.5 Dimensões do refrigerador [m] / 94
- 6.6 Distribuição do fluxo de calor nas superfícies externas do refrigerador / 99

- 7.1 q_{evap} vs ΔT para diferentes posições do evaporador dentro do gabinete / 107
- 7.2 Pontos monitorados em uma situação típica de teste / 108
- 7.3 Posições do evaporador no interior do gabinete / 109

- 7.4 Vista frontal do evaporador / 110
- 7.5 Vista posterior do evaporador / 111
- 7.6 Posicionamento dos termopares para medir a temperatura do ar na face frontal do evaporador / 112
- 7.7 Posicionamento dos termopares nas superfícies internas do gabinete / 113
- 7.8 Efeito do fluxo de massa (posição original) / 117
- 7.9 Efeito da temperatura de evaporação (posição original) / 118
- 7.10 q_{evap} vs ΔT (posição original) / 119
- 7.11 Distribuição da taxa de calor entre as faces do evaporador (posição original) / 120
- 7.12 Resultado teórico vs experimental (posição original) / 121
- 7.13 q_{evap} vs ΔT (inclinado para frente) / 124
- 7.14 Distribuição da taxa de calor entre as faces do evaporador (inclinado para frente) / 125
- 7.15 Resultado teórico vs experimental (inclinado para frente) / 126
- 7.16 q_{evap} vs ΔT (inclinado para trás) / 128
- 7.17 Distribuição da taxa de calor entre as faces do evaporador (inclinado para trás) / 129
- 7.18 Resultado teórico vs experimental (inclinado para trás) / 130
- 7.19 Efeito do posicionamento do evaporador / 131

Apêndices

- I.1 Dimensões das superfícies internas do refrigerador / 140

Lista de Tabelas

- 1.1 Condições de testes estabilizadas / 10
- 1.2 Área do evaporador / 11

- 2.1 Temperatura superficial de uma placa plana vertical / 34

- 3.1 Distribuição de velocidade no interior da câmara / 48

- 4.1 Coeficientes da curva de calibração da pressão / 65
- 4.2 Incerteza de medição da pressão / 66

- 6.1 Valores de UA (configuração original) / 85
- 6.2 Valores de UA (refrigerador anexado à bancada) / 87
- 6.3 Posicionamento dos transdutores / 89
- 6.4 Fluxo de calor medido com transdutores ($T_I > T_E$) / 91
- 6.5 Distribuição do fluxo de calor ($T_I > T_E$) / 95
- 6.6 Fluxo de calor medido com transdutores ($T_I < T_E$) / 97
- 6.7 Distribuição do fluxo de calor ($T_I < T_E$) / 98
- 6.8 Temperatura [$^{\circ}\text{C}$] ($T_I > T_E$) / 101
- 6.9 Comparação entre q_t'' e q_{teo}'' ($T_I > T_E$) / 101
- 6.10 Parcelas de calor sendo trocadas por convecção e radiação ($T_I > T_E$) / 102
- 6.11 Temperatura [$^{\circ}\text{C}$] ($T_I < T_E$) / 103
- 6.12 Comparação entre q_t'' e q_{teo}'' ($T_I < T_E$) / 104
- 6.13 Parcelas de calor sendo trocadas por convecção e radiação ($T_I < T_E$) / 105

- 7.1 Comparação entre métodos, ' q_{evap} ' [W] / 115
- 7.2 Dados processados do teste com o evaporador na posição original / 116
- 7.3 Dados processados do teste com o evaporador inclinado para frente / 123
- 7.4 Dados processados do teste com o evaporador inclinado para trás / 127

Apêndices

- II.1 Temperatura superficial de uma placa plana horizontal (parte superior) / 143
- II.2 Temperatura superficial de uma placa plana horizontal (parte inferior) / 144

- V.1 Resultado da calibração do transdutor de fluxo de massa / 152
- V.2 Pontos de calibração para o transdutor PTA53 / 153
- V.3 Pontos de calibração para o transdutor PTF18 / 154
- V.4 Pontos de calibração para o transdutor NRVA1 / 154

- VI.1 Coeficientes dos polinômios de calibração e incerteza de medição / 156

- VIII.1 Constantes de calibração dos transdutores 5x1 cm / 163
- VIII.2 Constantes de calibração dos transdutores 5x5 cm / 164
- VIII.3 Constantes de calibração dos transdutores 1,8x15,4 cm / 166
- VIII.4 Constantes de calibração dos transdutores 2,1x14,7 cm / 166

- IX.1 $T_E \sim 18^\circ\text{C}$ (Refrigerador na configuração original) / 167
- IX.2 $T_E \sim 25^\circ\text{C}$ (Refrigerador na configuração original) / 168
- IX.3 $T_E \sim 32^\circ\text{C}$ (Refrigerador na configuração original) / 168
- IX.4 $T_E \sim 18^\circ\text{C}$ (Refrigerador anexado à bancada) / 169
- IX.5 $T_E \sim 25^\circ\text{C}$ (Refrigerador anexado à bancada) / 170
- IX.6 $T_E \sim 32^\circ\text{C}$ (Refrigerador anexado à bancada) / 170

- X.1 Valores de temperatura, tensão, corrente e potência / 171
- X.2 Tensão medida com transdutores ($T_I > T_E$) / 172
- X.3 Temperaturas superficiais do refrigerador ($T_I > T_E$) / 173
- X.4 Valores de temperatura, pressão, fluxo de massa, tensão, corrente e potência / 174
- X.5 Tensão medida com transdutores ($T_I < T_E$) / 175
- X.6 Temperaturas superficiais do refrigerador ($T_I < T_E$) / 176

- XIII.1 Valores médios de temperatura, pressão, fluxo de massa e potência / 181
- XIII.2 Tensão medida com transdutores de fluxo de calor do evaporador, V [mV] / 182
- XIII.3 Fluxo de calor e incerteza de medição calculados, [W/m²] / 182

- XIV.1 Pressão, temperatura e fluxo de massa (posição original) / 184
- XIV.2 Tensão [mV]; Fluxo de calor [W/m²] (posição original) / 186
- XIV.3 Determinação do número de Nusselt (posição original) / 188

- XVI.1 Pressão, temperatura e fluxo de massa (inclinado para frente) / 192
- XVI.2 Temperaturas superficiais internas do gabinete (inclinado para frente) / 194
- XVI.3 Tensão [mV]; Fluxo de calor [W/m²] (inclinado para frente) / 196
- XVI.4 Determinação do número de Nusselt (inclinado para frente) / 198

- XVII.1 Pressão, temperatura e fluxo de massa (inclinado para trás) / 200
- XVII.2 Temperaturas superficiais internas do gabinete (inclinado para trás) / 202
- XVII.3 Tensão [mV]; Fluxo de calor [W/m²] (inclinado para trás) / 204
- XVII.4 Determinação do número de Nusselt (inclinado para trás) / 206

Lista de Símbolos

<i>A</i>	área, m ²
<i>A_r</i>	área de transferência de calor do refrigerador, m ²
<i>C</i>	constante de calibração do transdutor de fluxo de calor, W/mV
<i>COP</i>	coeficiente de desempenho
<i>c_p</i>	calor específico, J/kg.K
<i>d</i>	semi-distância entre canais do evaporador, m
<i>DDP</i>	diferença de potencial, mV
<i>DP</i>	desvio padrão
<i>e</i>	espessura, m
<i>E</i>	potência de emissão, W/m ²
<i>EPE</i>	erro padrão da estimativa
<i>F</i>	fator de forma
<i>FM_p</i>	fluxo de massa padrão, kg/h
<i>FM_t</i>	fluxo de massa registrado pelo transdutor, kg/h
<i>FS</i>	fator de Student
<i>g</i>	aceleração da gravidade, m/s ²
<i>G</i>	irradiação, W/m ²
<i>Gr</i>	número de Grashof
<i>h</i>	coeficiente de transferência de calor, W/m ² .K ; entalpia, kJ/kg
<i>I</i>	corrente elétrica, A
<i>IM</i>	incerteza de medição
<i>IM_p</i>	incerteza de medição pontual
<i>IM_a</i>	incerteza de medição do ajuste
<i>J</i>	radiosidade, W/m ²
<i>k</i>	condutividade térmica, W/m.K
<i>L</i>	comprimento característico da superfície, m
<i>ṁ</i>	fluxo de massa, kg/h
<i>Nu</i>	número de Nusselt

P	pressão, bar
Pr	número de Prandtl
P_t	potência dissipada na calibração dos transdutores, W
q	taxa de transferência de calor, W
q''	fluxo de calor, W/m ²
q_T	taxa de calor média total do refrigerador medida pelos transdutores, W
$q_1'', q_2'', \dots, q_{4p}''$	fluxo de calor nas superfícies externas do refrigerador; W/m ²
\bar{q}''	média aritmética de fluxo de calor; W/m ²
R	resistência elétrica usada na calibração do transdutor, Ω
Ra	número de Rayleigh
Re	número de Reynolds
R_{tot}	resistência térmica total, K/W
t_1, t_2, \dots, t_{30}	temperaturas superficiais externas do refrigerador; °C
$ti_1, ti_2, \dots, ti_{18}$	temperaturas superficiais internas do refrigerador; °C
T	temperatura, °C ou K
T_f	temperatura de filme, K
\bar{T}	média aritmética de temperaturas, °C
$T1, \dots, T8$	temperaturas internas do gabinete, °C
$T80, \dots, T92$	temperaturas superficiais do evaporador, °C
TD, TF, TE, TT, TS	temperaturas externas ao gabinete, °C
U	coeficiente global de transferência de calor, W/K
V	tensão gerada pelo transdutor, mV
v_0	velocidade do ar, m/s
W	potência consumida, W
Δ	diferença
$\Delta\%$	diferença percentual
x	direção
y	direção perpendicular a 'x'

Letras Gregas

α	difusividade térmica, m ² /s
α_r	absortividade
β	coeficiente de expansão térmica volumétrica, 1/K
ε	emissividade,
θ	ângulo, grau
μ	viscosidade absoluta, kg/m.s
ν	viscosidade cinemática, m ² /s
ρ	densidade, kg/m ³
ρ_r	refletividade
σ	constante de Stefan-Boltzmann, W/m ² .K ⁴
τ_r	transmissividade
Π	perímetro, m

Subscritos

() _a	transdutor auxiliar
() _{abs}	absorvido
() _{avep}	antes da válvula de expansão principal
() _b	corpo negro
() _{ba}	base da aleta
() _c	transdutor a calibrar
() _{con}	condensador
() _{cond}	condução
() _{conv}	convecção
() _{conv-F}	convecção na face frontal do evaporador
() _{conv-P}	convecção na face posterior do evaporador
() _E	externa ao gabinete
() _{eevap}	entrada do evaporador
() _{evap}	evaporador

() _{evap-F}	face frontal do evaporador
() _{evap-P}	face posterior do evaporador
() _{fr}	frontal ao evaporador
() _I	interna do gabinete
() _{ij}	superfícies
() _{inc}	incidente
() _p	parede
() _r	resistência elétrica
() _{rad}	radiação
() _{rad-F}	radiação na face frontal do evaporador
() _{rad-P}	radiação na face posterior do evaporador
() _{ref}	refletido
() _{refrig}	refrigerante
() _s	superfície
() _{sevap}	saída do evaporador
() _{sf}	superfície posterior
() _{sfe}	superfície posterior ao evaporador
() _{sg}	superfície da gaxeta
() _{sin}	superfície inferior
() _{slc}	superfície lateral da cavidade
() _{sld}	superfície lateral direita
() _{sle}	superfície lateral esquerda
() _{sp}	superfície da porta
() _{ss}	superfície superior
() _{ssc}	superfície superior da cavidade
() _{sur}	superfície da vizinhança
() _t	transdutor de fluxo de calor
() _{teo}	teórico
() _{tr}	transmitido
() _∞	ar ambiente

Resumo

O consumo de energia de um refrigerador depende do desempenho de cada um de seus componentes: compressor, condensador, evaporador e dispositivo de expansão, e das características de transferência de calor das paredes do gabinete e das gaxetas das portas. Na maioria dos sistemas brasileiros, o evaporador é do tipo 'roll-bond', ou seja, formado por duas placas justapostas de alumínio que originam canais por onde escoam o refrigerante. A prática atual é selecionar a área deste elemento simplesmente como uma função do volume interno do refrigerador, não considerando por exemplo a distribuição e o diâmetro dos canais, apesar destes terem efeito sobre a carga de refrigerante e sobre a pressão de sucção do compressor. Dentro deste contexto desenvolveu-se uma bancada experimental através da qual torna-se possível quantificar a transferência de calor em tais tipos de trocadores, em função da sua geometria e posicionamento dentro do refrigerador. Além das técnicas convencionais de se avaliar indiretamente o fluxo de calor, este também foi avaliado diretamente através de transdutores de fluxo de calor, que permitiram determinar a distribuição de calor entre as faces do evaporador e entre as superfícies externas do refrigerador. Os transdutores de fluxo de calor foram também empregados na determinação do parâmetro 'UA' (produto do coeficiente global de transferência de calor pela área externa do gabinete) do refrigerador. Testes foram realizados com um evaporador 'roll-bond' em três posições distintas no interior do gabinete: posição original, inclinado para frente e inclinado para trás. Desta forma pode-se analisar o efeito do posicionamento, do fluxo de massa de refrigerante e da temperatura de saturação sobre o coeficiente global de transferência de calor.

Abstract

Energy efficiency of household refrigerators depends both on the thermodynamics of the refrigeration, i.e., compressor, condenser, evaporator and capillary tube performance and on the heat transfer characteristics of the refrigerator cabinet and door gaskets. Most of the Brazilian units are assembled with roll-bond evaporators. This type of evaporator is formed by two plates of aluminum, with channels for the refrigerant flow. The actual practice is to select the area of such component simply as a function of the internal volume of the refrigerator, without taking into account, for instances, the diameter and distribution of the channels, in spite of their influence on the evaporator pressure drop and thus on the compressor suction pressure. An experimental investigation was then carried out to study the heat transfer in such type of heat exchanger as a function of geometry and positioning inside the cabinet. Besides the conventional techniques to indirectly evaluate the heat transfer, it was also directly measured by heat flux transducers. The heat flux meters were also used to evaluate the UA value (product of the overall heat transfer coefficient and the cabinet external area) for the refrigerator walls. Experiments were performed with the roll-bond evaporator placed in three different positions inside the cabinet: original position, tilted forward, tilted backward. The effect of positioning, refrigerant mass flow rate and suction pressure on the heat transfer coefficient was then assessed.

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

Um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores, do tipo utilizado em refrigeradores domésticos, é composto por 4 componentes básicos: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador, interligados na forma mostrada na Figura 1.1. A representação dos estados termodinâmicos do refrigerante ao longo do ciclo é mostrada sobre um diagrama pressão-entalpia, na Figura 1.2.

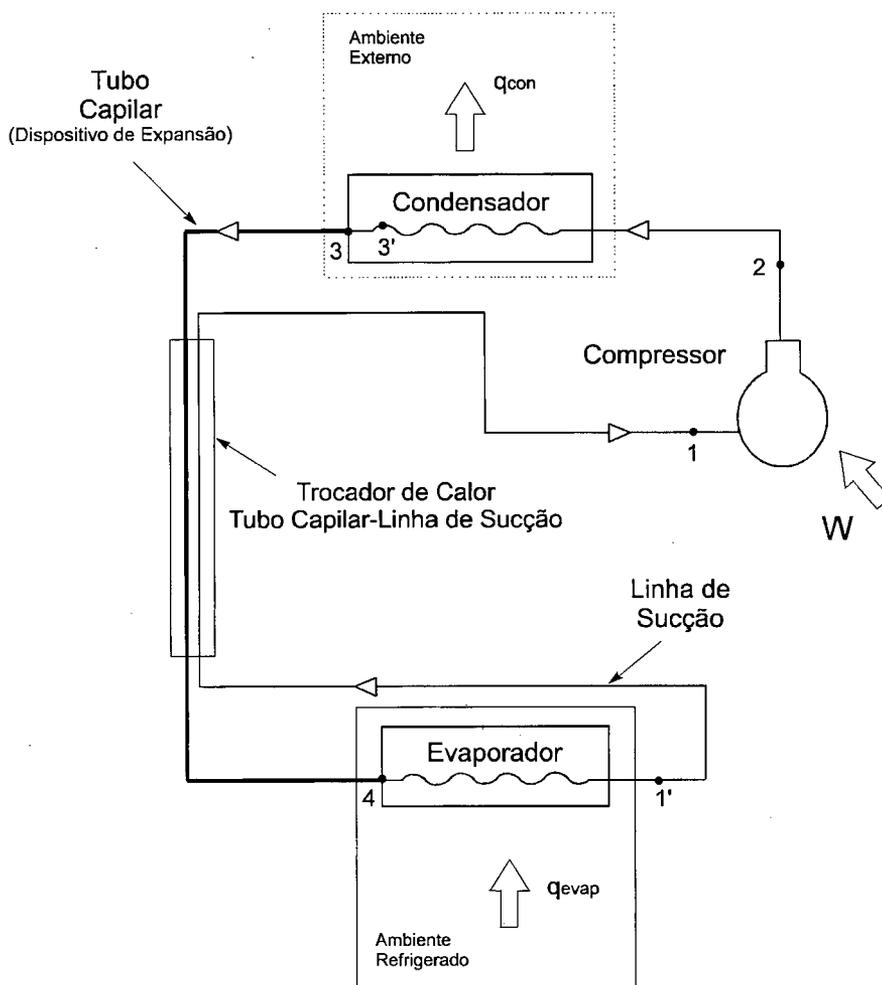


Figura 1.1 - Componentes básicos de um sistema de refrigeração

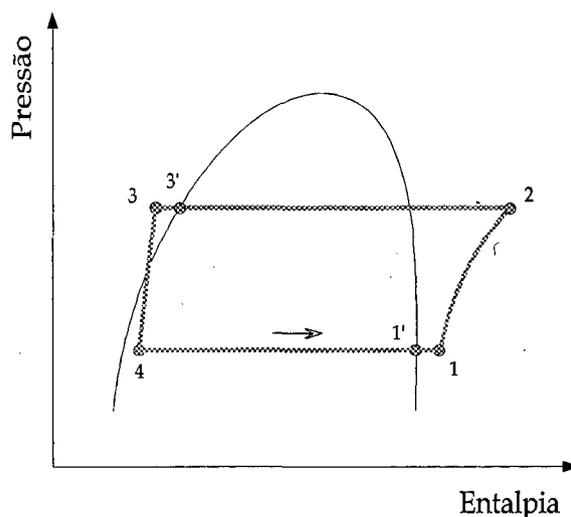


Figura 1.2 - Diagrama pressão-entalpia

Este sistema tem por objetivo retirar calor de um determinado ambiente, por meio da passagem de fluido refrigerante a baixa pressão através do evaporador. O calor absorvido neste componente, ' q_{evap} ', provoca a evaporação do refrigerante (4→1').

A linha de sucção troca calor com o tubo capilar, resultando no superaquecimento do refrigerante (1'→1).

No compressor o refrigerante recebe energia (potência) ' W ', sofrendo um aumento de pressão e temperatura (1→2).

O resfriamento, condensação e sub-resfriamento (2→3'→3) do fluido a alta pressão e temperatura são conseguidos no condensador, através da transferência de calor para o meio, ' q_{con} '.

No tubo capilar, o refrigerante na condição de líquido sub-resfriado tem sua pressão diminuída devido aos efeitos combinados de atrito e aceleração. O calor necessário à evaporação é cedido pelo próprio fluido, resultando em um escoamento evaporativo com resfriamento, (3→4).

O refrigerante saturado e a baixa pressão, retorna ao evaporador.

Um refrigerador é, portanto, um equipamento que transfere calor de um meio a baixa temperatura (ambiente refrigerado), para outro a alta temperatura (ambiente externo), exigindo trabalho. Assim sendo, o desempenho deste sistema pode ser

expresso na forma de um coeficiente de performance que representa a razão entre o efeito desejado, neste caso, o calor retirado do espaço refrigerado, e a energia dispendida, ou seja, a potência consumida pelo compressor:

$$COP = \frac{\text{Capacidade de Refrigeração [W]}}{\text{Potência Consumida [W]}} = \frac{q_{evap}}{W} \quad (1.1)$$

As indústrias de refrigeração estão cada vez mais interessadas em melhorar a eficiência (COP) de seus sistemas para continuarem competitivas no mercado. A busca pela otimização dos produtos vem crescendo a cada dia, e só sobrevivem as empresas capazes de acompanhar esta corrida tecnológica.

Freqüentemente a eficiência do sistema de refrigeração é confundida com a eficiência do compressor, mas este não é o caso. A eficiência do sistema depende das características individuais de cada um dos componentes, como ilustrado na Figura 1.3.

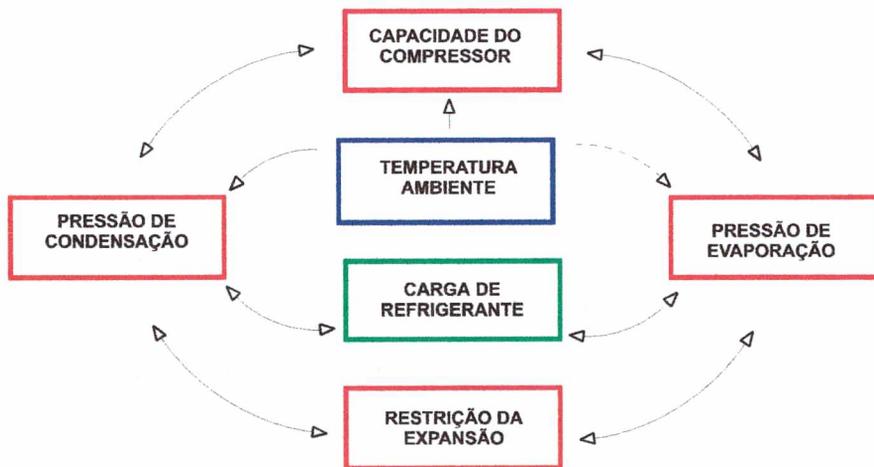


Figura 1.3 - Relação entre os componentes.

A capacidade de refrigeração é composta pelo produto de duas parcelas: o fluxo de massa de refrigerante \dot{m} e o efeito refrigerante específico caracterizado pela diferença de entalpia (h_1-h_3).

O fluxo de massa está relacionado com o deslocamento volumétrico do compressor, que por sua vez é afetado pelas pressões de evaporação e condensação. A pressão de evaporação é imposta pelo dispositivo de expansão, sofrendo pouca influência da temperatura ambiente, como indica a linha tracejada na figura anterior, devido à resistência imposta pelo isolamento térmico. A pressão de condensação, por sua vez, é fortemente afetada pela carga de refrigerante e pela temperatura ambiente. A eficiência da condensação determina o grau de subresfriamento na entrada da expansão, resultando no valor de $'h_3'$. O fluxo de massa e a temperatura ambiente atuam diretamente no valor de $'h_1'$.

Desta forma, verifica-se que todos os componentes de um sistema de refrigeração influenciam diretamente no seu desempenho final.

Num ciclo onde todos os processos são termodinamicamente reversíveis (Ciclo de Carnot), tem-se, de acordo com a Figura 1.4:

- 1 - 2 → compressão isentrópica;
- 2 - 3 → liberação isotérmica de calor ($T_{\text{condensação}} = T_{\text{ambiente externo}}$)
- 3 - 4 → expansão isentrópica;
- 4 - 1 → admissão isotérmica de calor ($T_{\text{evaporação}} = T_{\text{ambiente refrigerado}}$)

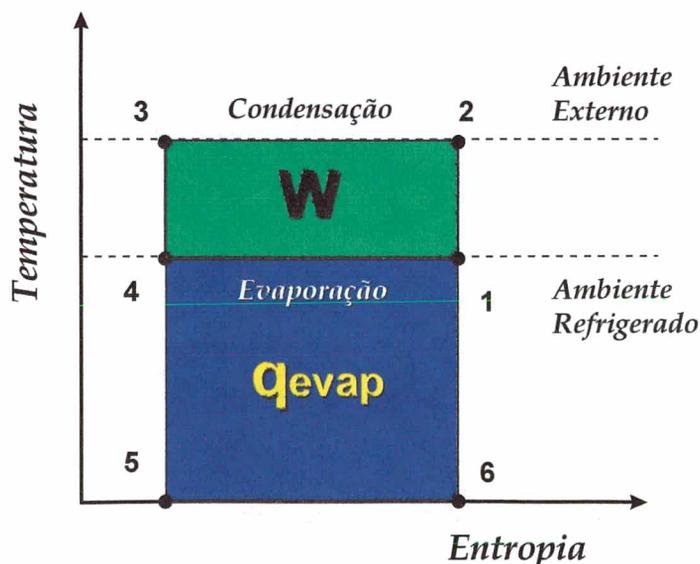


Figura 1.4 - Ciclo de Carnot

Neste caso, o COP pode ser expresso através da razão entre as áreas $\overline{4561}$ e $\overline{1234}$.

Em um ciclo real, onde todos os processos são irreversíveis, para que ocorra liberação de calor no condensador, a temperatura de condensação deve ser superior à temperatura do ambiente externo e para que ocorra absorção de calor no evaporador, a temperatura de evaporação deve ser inferior à temperatura do ambiente refrigerado, como ilustra a Figura 1.5. Estas diferenças de temperatura criam irreversibilidades representadas por um aumento da área $\overline{1234}$ e diminuição da área $\overline{4561}$, o que leva a uma redução na eficiência do sistema.

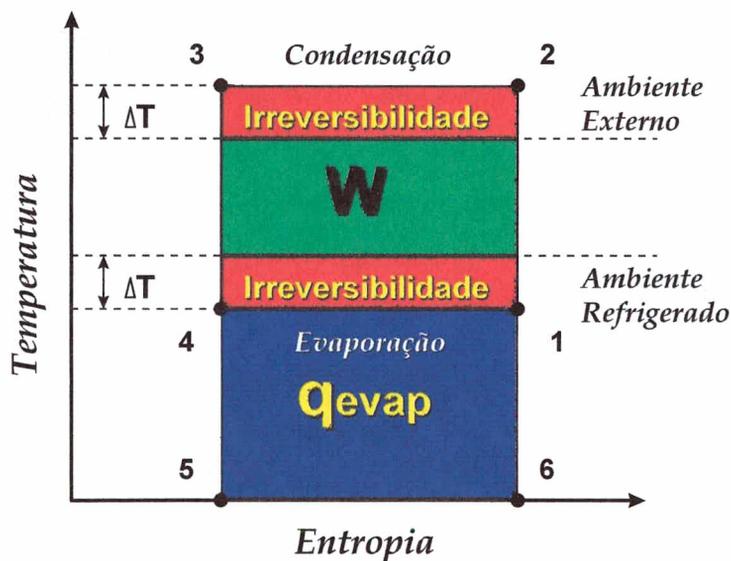


Figura 1.5 - Limitações de temperatura

Se o condensador for otimizado para que $(T_{\text{condensação}} - T_{\text{ambiente externo}}) \rightarrow 0$, a área $\overline{1234}$ será reduzida, aumentando o COP do sistema. Porém, se a melhora for realizada no evaporador para que $(T_{\text{evaporação}} - T_{\text{ambiente refrigerado}}) \rightarrow 0$, a área $\overline{1234}$ será reduzida ao mesmo tempo em que a área $\overline{4561}$ será ampliada, originando um aumento ainda maior do COP.

Estudos realizados por Jakobsen, 1995, utilizando um modelo numérico para descrever o comportamento de um refrigerador de 325 litros operando com uma temperatura ambiente de 25°C e do gabinete de 5°C, indicaram as seguintes perdas termodinâmicas do sistema: i) compressor: 69%, ii) evaporador: 14%, iii) condensador: 8%, iv) tubo capilar + trocador de calor: 8%.

Além disto o autor verificou o efeito da redução das perdas localizadas em cada componente sobre o consumo total de energia do refrigerador. As simulações mostraram que reduzindo as perdas no evaporador em 1W (aumentando o coeficiente global de transferência de calor) a potência consumida pelo sistema seria reduzida em 6,22 W. Esta mesma análise, quando realizada com o condensador, originou uma redução global de energia de 2,95W. Estes resultados, a exemplo da Figura 1.5, mostram a maior importância do evaporador, razão pela qual resolveu-se estudá-lo, em maiores detalhes, neste trabalho.

O evaporador a ser considerado é do tipo 'roll-bond', formado a partir de placas de alumínio justapostas, como ilustrado na Figura 1.6.

Neste tipo de evaporador o tubo capilar (entrada) é inserido na linha de sucção (saída), o que reduz o número de soldas na montagem do sistema.

A seção quadriculada representa o acumulador de sucção que tem a função de receber as variações de carga de refrigerante e de evitar a entrada de líquido no compressor.

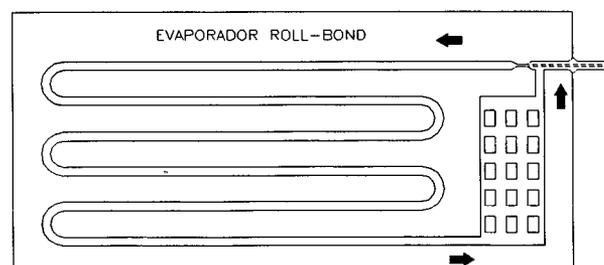


Figura 1.6 - Evaporador 'roll-bond'

A seção transversal dos canais tem influência direta na queda de pressão e no acúmulo de óleo no evaporador. Seções demasiadamente pequenas originam elevada perda de carga, com reflexos sobre a capacidade do compressor. Por outro lado, seções demasiadamente grandes originam baixas velocidades do refrigerante, o que favorece o acúmulo de óleo. A Figura 1.7 apresenta 2 exemplos de seções transversais típicas de evaporadores 'roll-bond'.

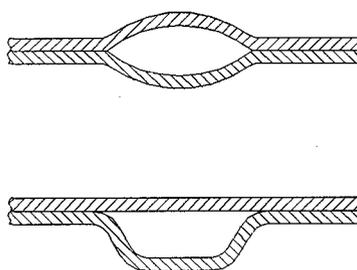


Figura 1.7 - Seções transversais de evaporadores 'roll-bond'

Para canalizações muito extensas é recomendado o uso de fluxo paralelo a fim de evitar quedas demasiadas de pressão. Este tipo de configuração está ilustrado na Figura 1.8.

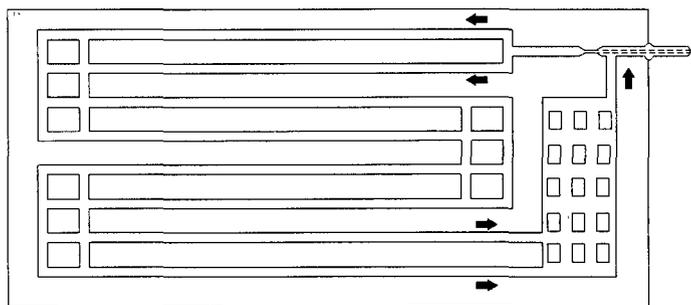


Figura 1.8 - Evaporador 'roll-bond' - fluxo paralelo

Poucas são as informações da literatura sobre os critérios utilizados no dimensionamento deste tipo de evaporador. A prática geral (PPS - EMBRACO, 1988), consiste na utilização da Figura 1.9 que permite a determinação da área superficial do evaporador em função do volume do refrigerador.

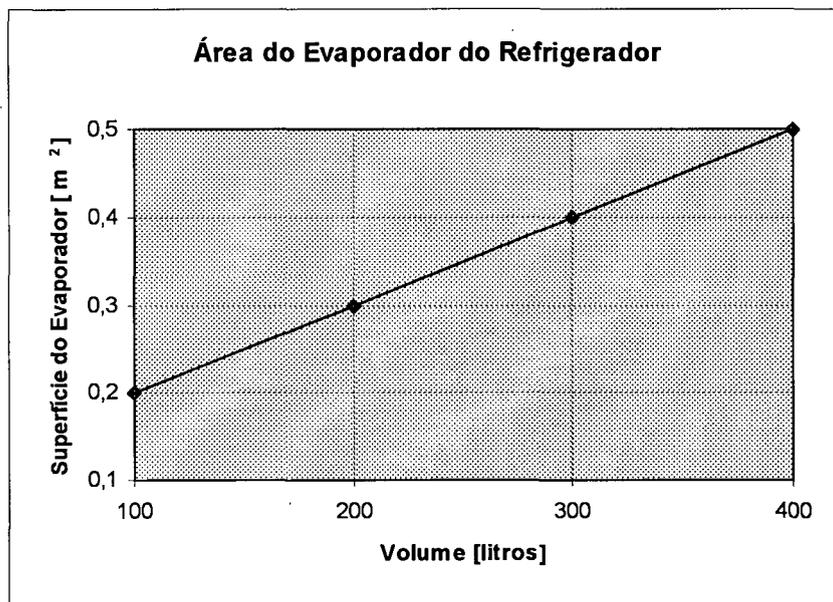


Figura 1.9 - Área superficial do evaporador em função do volume do refrigerador

Nenhuma informação adicional é fornecida sobre este diagrama. Supõe-se que a cada volume foi associada uma capacidade de refrigeração típica ' q_{evap} '. A esta capacidade de refrigeração foi associado um valor para o coeficiente global de transmissão de calor ' U_{evap} ' (assumido constante, ou, por exemplo, calculado através de correlações disponíveis na literatura), e um diferencial típico de temperatura ' ΔT '. Através deste procedimento seria então possível relacionar o volume do refrigerador com a área do evaporador, como mostrado na figura anterior.

A título de curiosidade foram analisados dados de 2 testes fornecidos pelo Laboratório de Aplicação da Empresa Brasileira de Compressores - EMBRACO, os quais estão indicados na Tabela 1.1.

Tabela 1.1 - Condições de teste estabilizadas

Pontos Monitorados	Refrigerador 230 litros	Refrigerador 120 litros
	Evap. Roll-Bond $A_{real} = 0,288m^2$	Evap. Tubo-sobre-chapa $A_{real} = 0,160m^2$
Temp. ambiente [°C]	43,0	32,0
Temp. evaporação [°C]	-21,0	-26,1
Temp. entrada evaporador [°C]	-21,0	-24,9
Temp. saída evaporador [°C]	-19,0	-24
Temp. média gabinete [°C]	4,0	-0,17
Temp. saída condensador [°C]	54,5	50,3
Pressão de evaporação [bar]	0,69	1,18
Pressão de condensação [bar]	8,94	13,28
Fluxo de Massa [kg/h]	1,037	1,58

Estes dados permitiram a determinação da área do evaporador ' $A_{gráfico}$ ', a partir da Figura 1.9 e da área teórica ' $A_{teórica}$ ', a partir da expressão:

$$A_{teórica} = \frac{q_{evap}}{U_{evap} \cdot \Delta T} \quad (1.2)$$

O parâmetro ' q_{evap} ' corresponde ao produto do fluxo de massa de refrigerante pela diferença de entalpia entre a saída e entrada do evaporador (ver Capítulo 5). O coeficiente global ' U_{evap} ' é composto pelos coeficientes de convecção e radiação descritos no Capítulo 2 (foram utilizadas as equações (2.2) e (2.8) para convecção e (2.26) para radiação). A diferença de temperatura ' ΔT ', refere-se às temperaturas de evaporação e do gabinete.

Os resultados obtidos através da Figura 1.9 e da equação (1.2) são comparados com o valor da área real ' A_{real} ' na Tabela 1.2.

Tabela 1.2 - Área do evaporador

Volume [l]	A _{real} [m ²]	A _{teórica} [m ²]	$\Delta A_{teórica}$ [%]	A _{gráfico} [m ²]	$\Delta A_{gráfico}$ [%]
230	0,288	0,258	10	0,330	15
120	0,160	0,182	14	0,220	38

Verificou-se que para o refrigerador de 230 litros, o qual utilizava um evaporador 'roll-bond', os resultados se encontravam dentro de um razoável nível de concordância. Isto não ocorreu, entretanto, para o refrigerador de 120 litros que utilizava um evaporador do tipo tubo-sobre-chapa, especialmente quando o processo gráfico foi empregado.

Apesar do pequeno número de informações experimentais, estes resultados servem, pelo menos, como um indicativo para explicar a origem do diagrama de selecionamento mostrado na Figura 1.9.

Outros parâmetros tais como, seção transversal do canal, distância entre canais, comprimento e configuração dos canais, inclinação, devem também ser considerados na seleção do evaporador, o que não é viável através dos processos apresentados.

Isto explica a necessidade de uma metodologia alternativa para avaliação do desempenho de evaporadores, que possibilite verificar a influência não só dos parâmetros referentes à geometria, mas também da posição no interior do gabinete.

O presente trabalho apresenta uma análise experimental da transferência de calor no evaporador e nas superfícies externas do refrigerador.

No evaporador foram utilizados 3 diferentes métodos experimentais para avaliar o coeficiente global de transmissão de calor, em função da diferença entre a temperatura interna do gabinete e a temperatura de evaporação. Neste caso, foram também verificados efeitos de variação no fluxo de massa, na pressão de evaporação e na inclinação. A parcela de calor sendo transferida por radiação para o evaporador foi também quantificada.

Nas superfícies externas do refrigerador, o coeficiente global de transmissão de calor foi determinado através do procedimento descrito pela norma NTB00119, 1992, e através de transdutores de fluxo de calor. Esta última técnica permitiu também a avaliação da distribuição do fluxo de calor através das diferentes superfícies que compõem o gabinete.

Capítulo 2

FUNDAMENTOS

O evaporador do tipo 'roll-bond' de placa plana, objeto principal deste trabalho, encontra-se fixado no interior do gabinete de um refrigerador SLIM 230 litros, como apresentado esquematicamente na Figura 2.1.

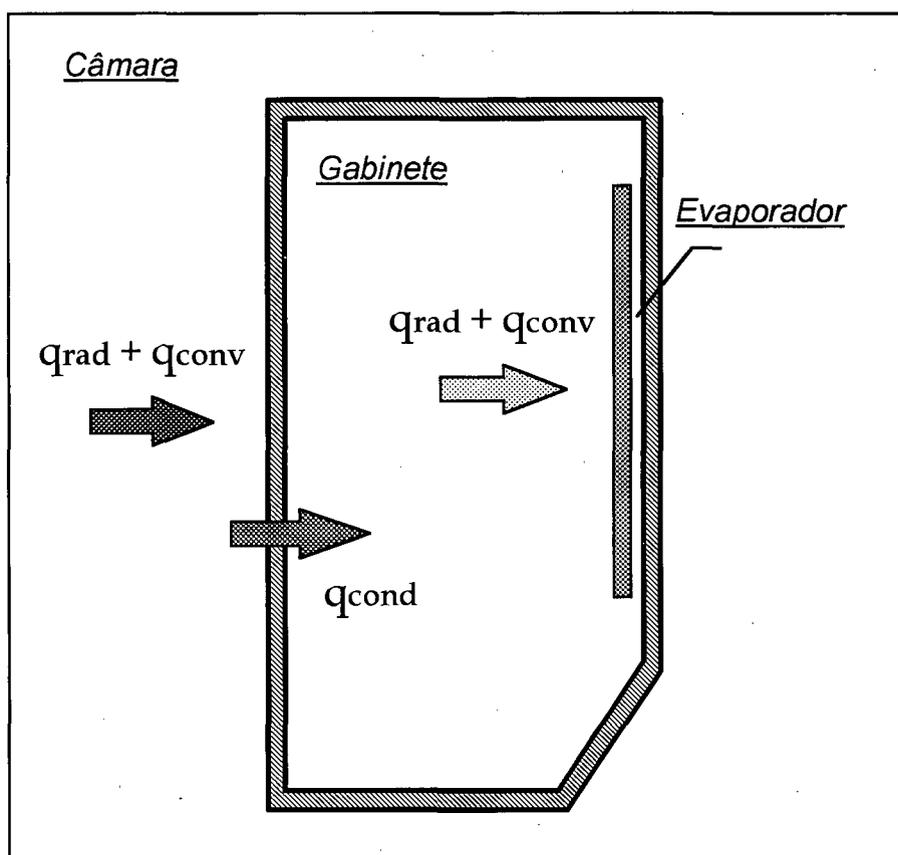


Figura 2.1 - Transferência de calor no refrigerador.

A transferência de calor através das superfícies do gabinete e para o evaporador, ocorre das seguintes formas:

- i. transferência de calor do ambiente para as superfícies externas do gabinete: convecção + radiação;
- ii. transferência de calor entre as superfícies externa e interna do gabinete: condução;

- iii. transferência de calor do interior do gabinete para as superfícies externas do evaporador: convecção + radiação.
- iv. transferência de calor das superfícies externas do evaporador para o fluido refrigerante: condução + convecção;

Dentro deste contexto, estudos preliminares foram realizados com o intuito de possibilitar a análise das trocas térmicas citadas anteriormente

2.1 - Convecção em Placa Plana Isotérmica

O fluxo de calor transferido por convecção do ar para a superfície, é dado pelo produto do coeficiente de transferência de calor por convecção ' h_{conv} ' pela diferença entre as temperaturas do ar ' T ' e da superfície ' T_s '. Ou seja :

$$q''_{conv} = h_{conv} \cdot (T - T_s) \quad (2.1)$$

O coeficiente de troca de calor por convecção depende das propriedades k , ρ , cp , μ , e da velocidade v_o do fluido, além da geometria e do comprimento característico ' L ' da superfície. Esta dependência é expressa através da seguinte relação:

$$Nu_L = \frac{h_{conv} \cdot L}{k} \quad (2.2)$$

onde ' Nu ' é o Número de Nusselt.

Na convecção forçada, onde o movimento do fluido é mantido por meios externos, como ventilador ou bomba, $Nu = f(Re, Pr)$.

' Re ' e ' Pr ' são respectivamente os números de Reynolds e Prandtl, dados por:

$$\text{Re}_L = \frac{\rho \cdot v_o \cdot L}{\mu} \quad (2.3)$$

$$\text{Pr} = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (2.4)$$

Na convecção natural, onde o movimento do fluido é mantido por forças de corpo devidas a gradientes de temperatura, $\text{Nu} = f(\text{Gr}, \text{Pr})$.

'Gr' é o Número de Grashof, dado por:

$$\text{Gr}_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T - T_s) \cdot L^3}{\nu^2} \quad (2.5)$$

Os efeitos combinados de convecção forçada e convecção natural devem ser considerados quando $(\text{Gr}/\text{Re}^2) \sim 1$.

Se $(\text{Gr}/\text{Re}^2) \ll 1$, os efeitos da convecção natural podem ser desprezados.

Se $(\text{Gr}/\text{Re}^2) \gg 1$, os efeitos da convecção forçada podem ser desprezados.

No presente trabalho, devido as baixas velocidades do ar, todas as correlações apresentadas para a determinação do número de Nusselt, são referentes à convecção natural em placas planas isotérmicas.

2.1.1 - Placas Planas Verticais

Quando uma placa fria é introduzida verticalmente em um fluido em repouso estabelece-se um gradiente de densidade, ou seja, a temperatura do fluido próximo da parede diminui, com conseqüente aumento de sua densidade. Este gradiente resulta no movimento descendente do fluido frio que se encontra na região de transferência de

calor. Uma situação similar aparece quando a placa é aquecida, só que neste caso o movimento do fluido é ascendente.

A Figura 2.2 mostra o exemplo clássico do desenvolvimento de uma camada limite viscosa sobre uma placa plana aquecida, imersa num meio em repouso.

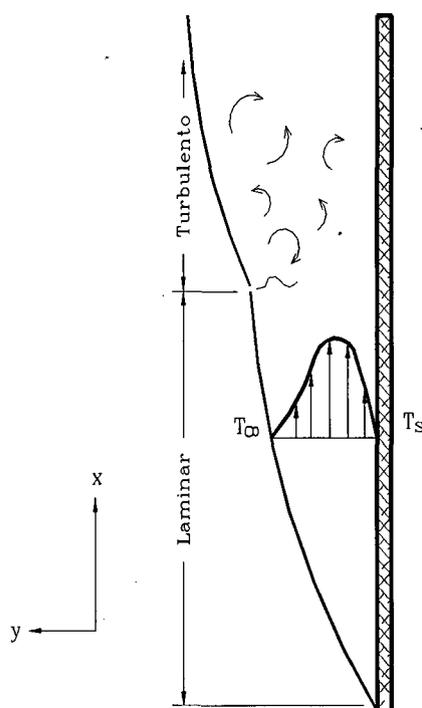


Figura 2.2 - Camada limite sobre uma placa plana aquecida, (Holman, 1983)

Para escoamento laminar, o número de Nusselt médio, \bar{Nu}_L , pode ser expresso através da seguinte correlação, (Churchill e Chu, 1975):

$$\bar{Nu}_L = \left\{ 0,68 + \frac{0,670 \times Ra_L^{1/4}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \right\} \tag{2.6}$$

onde o número de Rayleigh 'Ra_L' é dado por:

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr \tag{2.7}$$

A equação anterior é válida para a faixa de $(0 < Ra_L < 10^9)$. Uma equação válida para ambos os regimes, laminar e turbulento, ou seja para toda a faixa de Ra_L é também proposta por Churchill e Chu (1975):

$$\bar{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \times Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \tag{2.8}$$

Nas equações anteriores as propriedades do fluido devem ser estimadas na temperatura de filme, ou seja: $T_f = (T_s + T)/2$.

A Figura 2.3 mostra uma comparação da equação (2.8) com dados experimentais de diversos pesquisadores.

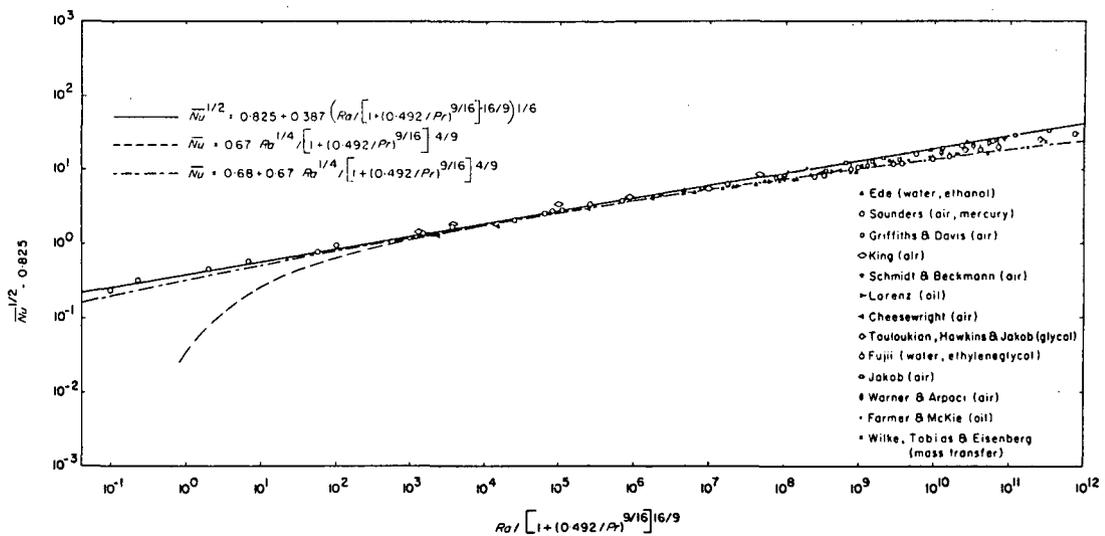


Figura 2.3 - Comparação com dados experimentais , (Churchill e Chu, 1975)

A figura anterior permite concluir que a forma da equação adotada por Churchill e Chu (1975), é bastante representativa dos dados experimentais disponíveis, razão pela qual tem recebido aceitação geral.

2.1.2 - Placas Planas com Inclinação Arbitrária

Quando as placas são inclinadas de um ângulo ' θ ' em relação à direção vertical, ocorre uma redução da força de empuxo paralela à placa e uma conseqüente redução da velocidade do fluido. A redução do número de Nusselt depende do lado da placa de interesse.

A Figura 2.4 mostra este efeito para uma placa resfriada.

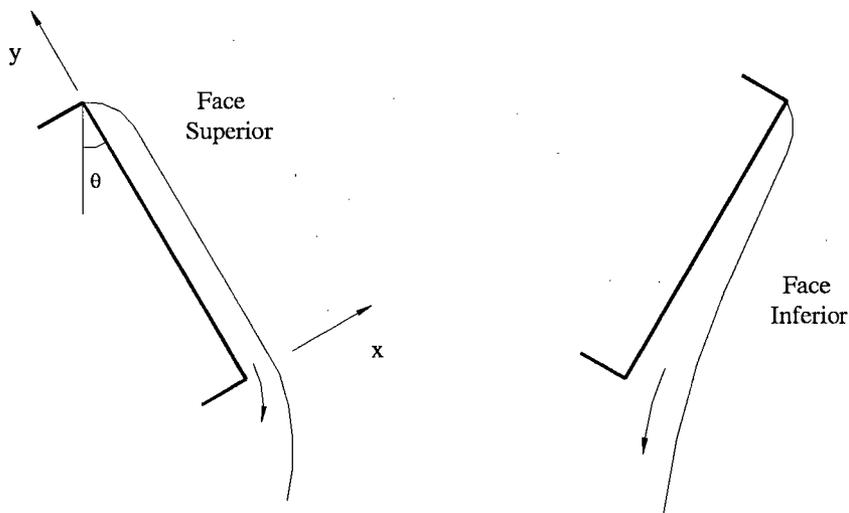


Figura 2.4 - Vistas laterais de uma placa plana resfriada, (Bejan, 1995)

Na face superior da placa, verifica-se que a componente normal da força de empuxo age no sentido de manter o fluido em contato com a superfície. O oposto é verificado na face inferior onde esta componente tende a afastar o fluido da placa,

provocando um aumento da espessura da camada limite com conseqüente aumento do coeficiente de transferência de calor desta superfície.

Como a componente 'x' da aceleração gravitacional, é reduzida para ' $g \cdot \cos\theta$ ', ocorre uma redução na velocidade do fluido, em ambas as superfícies, o que tende a reduzir o coeficiente de transferência de calor.

Desta forma, combinando-se os efeitos, verifica-se um aumento do coeficiente de transferência de calor na face inferior da placa e sua diminuição na face superior.

Tendências similares são também encontradas em placas aquecidas, porém os efeitos mostrados ocorrem nas superfícies inversas, como ilustrado na Figura 2.5.

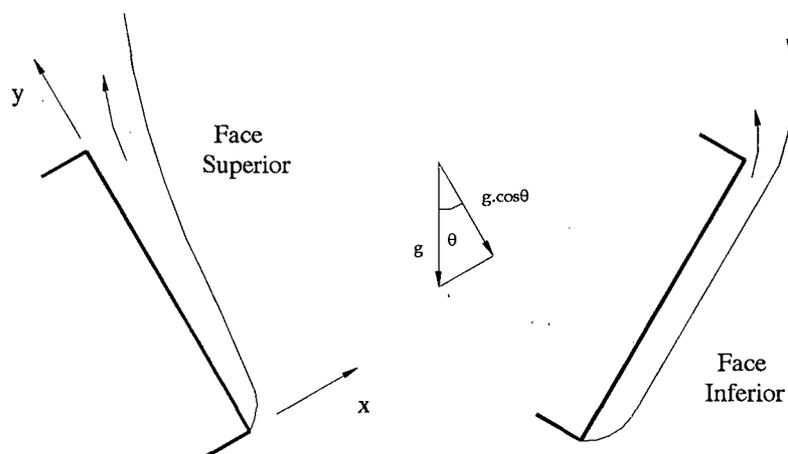


Figura 2.5 - Vistas laterais de uma placa plana aquecida, (Bejan, 1995)

Rich, em 1953, sugeriu que o coeficiente de convecção para placas inclinadas poderia ser tratado como para uma placa vertical, substituindo ' g ' por ' $g \cdot \cos\theta$ ' na avaliação do número de Grashof.

Esta aproximação deveria ser empregada apenas para a faixa de $(0 \leq \theta \leq 60^\circ)$ e para as superfícies superior e inferior de placas resfriadas e aquecidas, respectivamente.

Num trabalho mais recente Fujii e Imura (1972), estudaram o efeito da inclinação da placa sobre o coeficiente de transferência de calor, utilizando duas placas aquecidas, imersas em água, com dimensões de 30x15cm e 5x10cm.

Os resultados obtidos para placas verticais e para o lado inferior de placas inclinadas foram correlacionados através da seguinte expressão:

$$Nu_L = 0,56 \times (Gr \times Pr \times \cos \theta)^{1/4} \quad (2.9)$$

A equação anterior, válida para $(10^5 < Gr.Pr.\cos\theta < 10^{11})$, é comparada com resultados experimentais na Figura 2.6.

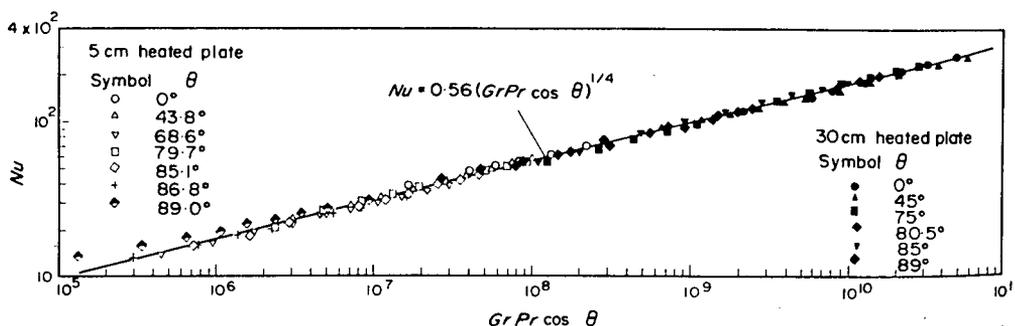


Figura 2.6 - Relação $(Nu \times Gr.Pr.\cos\theta)$ para placas verticais e para o lado inferior de placas inclinadas aquecidas, (Fujii e Imura, 1972)

O coeficiente que multiplica $(Gr.Pr)^{1/4}$, correspondente a uma solução teórica para uma placa vertical gira em torno de 0,60 para um número de Prandtl de 5,0. Utilizando esta expressão, juntamente com a aproximação de Rich (1953) para placas inclinadas, pode-se promover uma comparação com a equação (2.9). Esta comparação é mostrada na Figura 2.7, onde verifica-se que os resultados experimentais são cerca de 7% inferiores aos valores sugeridos por Rich (1953).

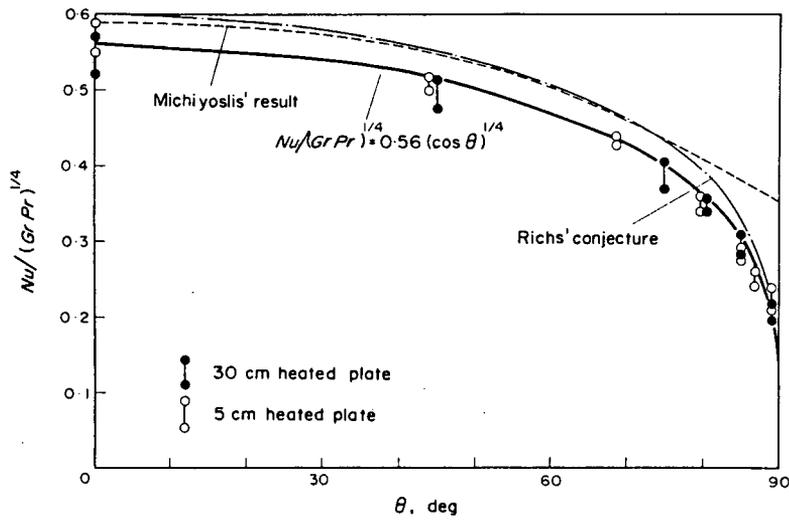


Figura 2.7 - Comparação entre resultados teóricos e experimentais para placas inclinadas, (Fujii e Imura, 1972)

A Figura 2.8 mostra os resultados obtidos para o lado superior de uma placa plana aquecida.

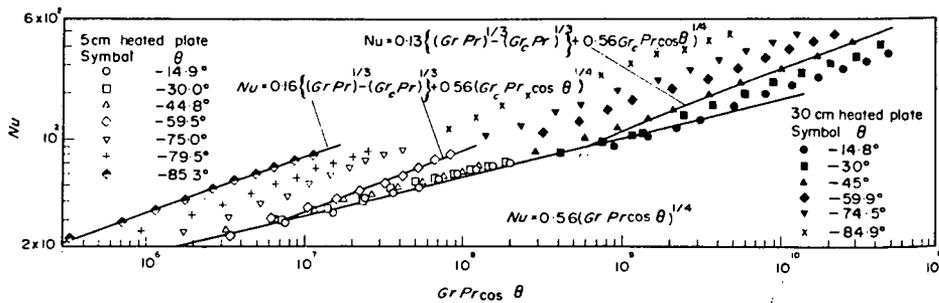


Figura 2.8 - Relação $(Nu \times Gr.Pr.\cos\theta)$ para o lado superior de uma placa aquecida, (Fujii e Imura, 1972)

Pode-se verificar que, para pequenos ângulos de inclinação, a equação (2.9) é aplicável, embora o espalhamento seja maior e o número de Nusselt tenda a ser levemente superior ao observado para a superfície inferior de placas inclinadas. Os resultados para ângulos de inclinação elevados serão analisados posteriormente, devido à necessidade de introduzir primeiramente o escoamento em placas horizontais.

2.1.3 - Placas Planas Horizontais

Em placas horizontais o fluxo por convecção natural é exclusivamente devido a forças de empuxo agindo na direção normal a superfície. Dependendo de ser a placa aquecida ou resfriada e também da superfície de interesse pode-se verificar a forma do escoamento, como ilustrado na Figura 2.9.

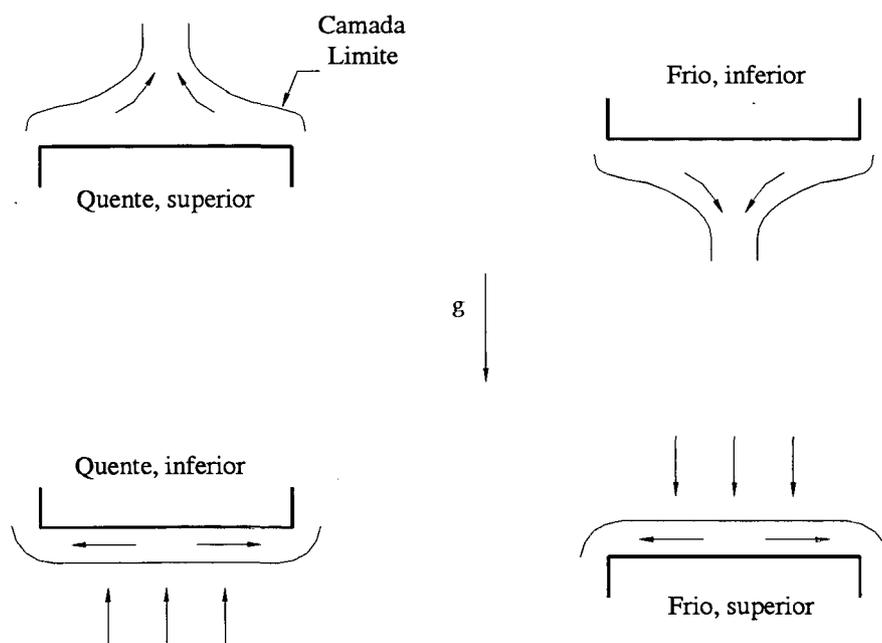


Figura 2.9 - Padrões de escoamento nos lados superior e inferior de placas resfriadas e aquecidas, (Bejan, 1995)

Para a superfície inferior de uma placa horizontal aquecida Fujii e Imura (1972), propuseram a seguinte correlação:

$$Nu = 0,58 \times (Gr \times Pr)^{1/5} \quad (10^6 < Gr.Pr < 10^{11}) \quad (2.10)$$

A Figura 2.10 mostra uma comparação desta equação com resultados experimentais:

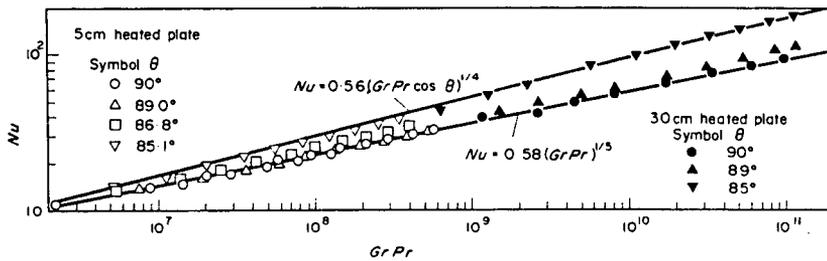


Figura 2.10 - Relação (Nu x Gr.Pr) para a superfície inferior de uma placa horizontal aquecida, (Fujii e Imura, 1972)

A Figura 2.11 mostra os resultados obtidos para a superfície superior de uma placa aquecida. As seguintes equações foram obtidas:

$$Nu = 0,13 \times (Gr \times Pr)^{1/3} \quad (5 \times 10^8 < Gr.Pr) \quad (2.11)$$

$$Nu = 0,16 \times (Gr \times Pr)^{1/3} \quad (Gr.Pr < 2 \times 10^8) \quad (2.12)$$

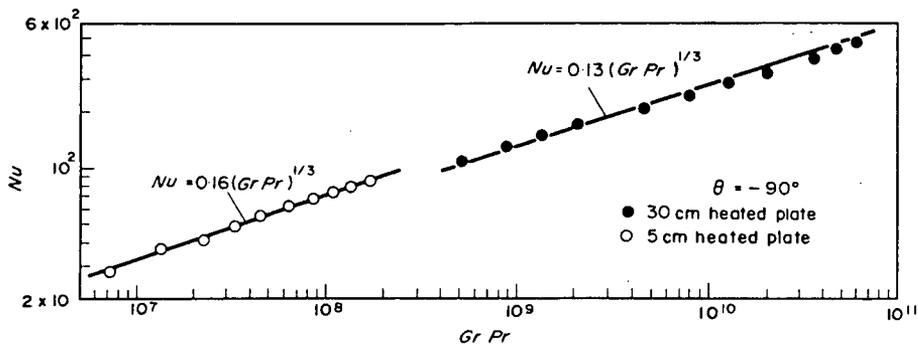


Figura 2.11 - Relação $(Nu \times Gr.Pr)$ para a superfície superior de uma placa aquecida, (Fujii e Imura, 1972)

Estabelecidas as expressões para a placa horizontal, pode-se voltar a análise da Figura 2.8. Como observado quando o escoamento é laminar (pequenos ângulos de inclinação) o número de Nusselt é bem representado pela equação (2.9). Retirando-se os dados da região laminar da Figura 2.8, obtém-se a Figura 2.12.

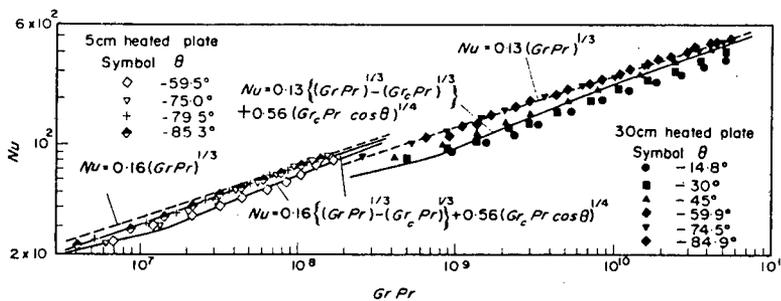


Figura 2.12 - Relação $(Nu \times Gr.Pr)$ para a superfície superior de uma placa aquecida inclinada, (Fujii e Imura, 1972)

Fica evidente que na região de escoamento turbulento o escoamento fica razoavelmente bem representado pelas equações (2.11) e (2.12). Para esta região as seguintes expressões podem ainda ser utilizadas:

$$Nu = 0,13 \times \left\{ (Gr \times Pr)^{1/3} - (Gr_c \times Pr)^{1/3} \right\} + 0,56 \times (Gr_c \times Pr \times \cos \theta)^{1/4} \quad (2.13)$$

$$Gr \times Pr > 5 \times 10^8$$

$$Nu = 0,16 \times \left\{ (Gr \times Pr)^{1/3} - (Gr_c \times Pr)^{1/3} \right\} + 0,56 \times (Gr_c \times Pr \times \cos \theta)^{1/4} \quad (2.14)$$

$$Gr \times Pr < 2 \times 10^8$$

Embora estas últimas expressões melhorem um pouco a representação dos dados experimentais, torna-se necessário inferir o valor do número de Grashof na região de transição de escoamento laminar para turbulento, Gr_c , o que é feito em função do ângulo de inclinação com a ajuda de um diagrama apresentado por Fujii e Imura (1972). A pouca precisão deste processo elimina as possíveis vantagens das equações (2.13) e (2.14) em relação às equações (2.11) e (2.12).

Embora as equações sugeridas por McAdams (1957), sejam largamente empregadas para placas horizontais, a sua precisão pode ser aumentada através da utilização de um comprimento característico definido como, (Goldstein et al., 1973):

$$L = \frac{A_s}{\Pi} \quad (2.15)$$

onde 'As' e 'Π' são respectivamente a área superficial e o perímetro da placa.

As equações sugeridas são:

i) Lado superior de uma placa aquecida ou inferior de uma resfriada:

$$\bar{Nu}_L = 0,54 \times Ra_L^{1/4} \quad (10^4 \leq Ra_L \leq 10^7) \quad (2.16)$$

$$\bar{Nu}_L = 0,15 \times Ra_L^{1/3} \quad (10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}) \quad (2.17)$$

ii) Lado inferior de uma placa aquecida ou superior de uma resfriada:

$$\bar{Nu}_L = 0,27 \times Ra_L^{1/4} \quad (10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}) \quad (2.18)$$

2.2 - Radiação entre Superfícies

Radiação térmica é a energia emitida por um corpo que está a uma temperatura superior ao zero absoluto, (Incropera, 1990).

O fluxo máximo de radiação que pode ser emitido por uma superfície ideal ou corpo negro é expresso através da Lei de Stefan-Boltzmann:

$$q_b'' = \sigma \cdot T_s^4 \quad (2.19)$$

onde ' T_s ' é a temperatura absoluta da superfície [K] e σ é a constante de Stefan-Boltzmann, $\sigma = 5,67 \times 10^{-8}$ [W/m².K].

O fluxo de radiação emitido por uma superfície real é dado por:

$$q'' = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_s^4 \quad (2.20)$$

onde ' ε ' é a emissividade da superfície, ($0 < \varepsilon < 1$).

A radiação incidente sobre uma superfície, denominada irradiação ' G ' [W/m²], pode ser absorvida, refletida ou transmitida.

A porção de radiação incidente que será absorvida é dada por:

$$q_{abs}'' = \alpha_r \cdot q_{inc}'' \quad (2.21)$$

onde ' α_r ' é a absortividade da superfície, ($0 < \alpha_r < 1$).

A porção refletida será :

$$q_{ref}'' = \rho_r \cdot q_{inc}'' \quad (2.22)$$

onde ' ρ_r ' é a refletividade da superfície, ($0 < \rho_r < 1$).

A porção transmitida será :

$$q_{tr}'' = \tau_r \cdot q_{inc}'' \quad (2.23)$$

onde ' τ_r ' é a transmissividade da superfície, ($0 < \tau_r < 1$).

Desta forma, tem-se que:

$$\rho_r + \alpha_r + \tau_r = 1 \quad (2.24)$$

2.2.1 - Troca de Calor por Radiação entre Refrigerador e Câmara

Para avaliar a transferência de calor por radiação entre as superfícies externas do refrigerador e as superfícies internas da câmara, será considerado que estas últimas possuem uma mesma temperatura. Além disto, deve-se observar que o refrigerador está disposto no interior da câmara, (ver Figura 2.1). A Figura 2.13 apresenta as superfícies em questão.

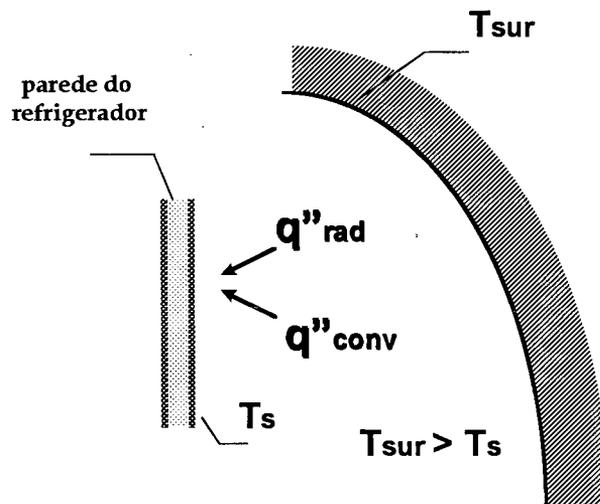


Figura 2.13 - Superfície externa do gabinete x Superfície interna da câmara

Assumindo que as superfícies do refrigerador se comportam como superfícies cinzas ($\alpha_r = \epsilon$), e que a área destas superfícies é muito menor do que a área interna da câmara, a troca de calor por radiação pode ser expressa por:

$$q_{rad}'' = h_{rad} \cdot (T_{sur} - T_s) \quad (2.25)$$

sendo:

$$h_{rad} = \epsilon \cdot \sigma \cdot (T_s + T_{sur}) \cdot (T_s^2 + T_{sur}^2) \quad (2.26)$$

2.2.2 - Troca de Calor por Radiação entre Evaporador e Gabinete

Para avaliar a transferência de calor por radiação entre as superfícies do evaporador e do gabinete, este último será tratado como uma cavidade cujas paredes são isotérmicas, mas de temperaturas distintas.

A taxa de transferência de calor por radiação transferida para uma superfície 'i' é dada por:

$$q_i = \frac{E_{bi} - J_i}{\frac{1 - \epsilon_i}{\epsilon_i \cdot A_i}} \quad (2.27)$$

onde ' E_{bi} ' é o fluxo de energia radiante emitida por um corpo negro, expressa por:

$$E_{bi} = \sigma \cdot T_i^4 \quad (2.28)$$

e ' J_i ' é o fluxo de energia radiante que deixa a superfície devido à emissão e à reflexão, expressa por:

$$J_i = E_i + \rho_i \cdot G_i \quad (2.29)$$

Para a determinação da radiosidade ' J_i ' é necessário considerar a troca de calor por radiação entre as superfícies da cavidade. Isto é feito através da seguinte relação:

$$q_i = \sum_{j=1}^N A_i \cdot F_{ij} \cdot (J_i - J_j) = \sum_{j=1}^N q_{ij} \tag{2.30}$$

onde 'F_{ij}' é denominado 'fator de forma' e é definido como a fração de radiação deixando a superfície 'i' que é interceptada pela superfície 'j'.

Combinando as equações (2.27) e (2.30), obtém-se:

$$\frac{E_{bi} - J_i}{(1 - \epsilon_i) \epsilon_i \cdot A_i} = \sum_{j=1}^N \frac{J_i - J_j}{(A_i \cdot F_{ij})^{-1}} \tag{2.31}$$

Neste trabalho, as superfícies a serem consideradas estão apresentadas na Figura 2.14, onde verifica-se que a cavidade localizada no fundo do refrigerador foi desprezada.

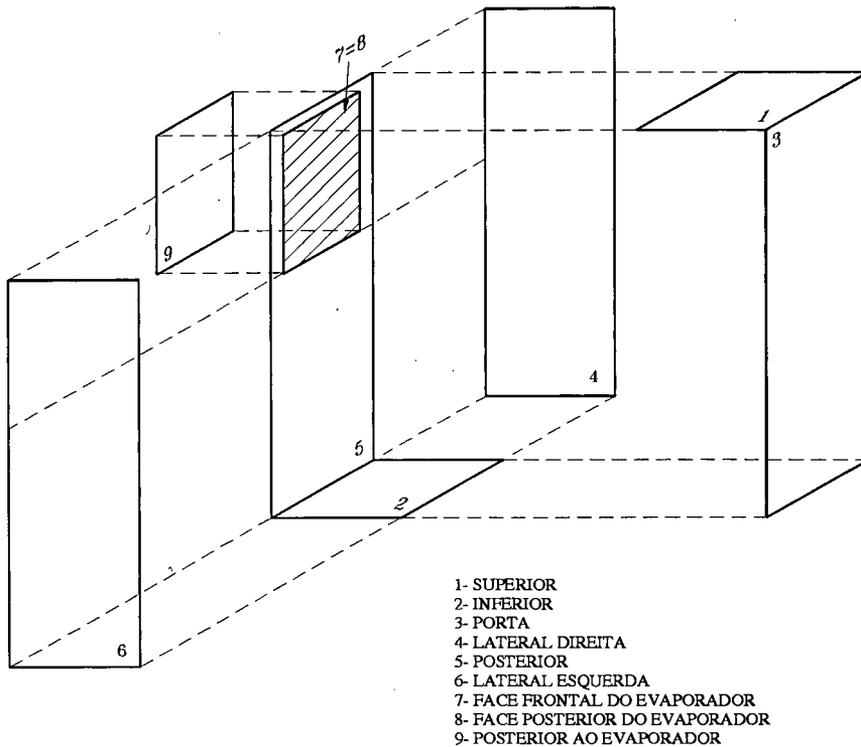


Figura 2.14 - Superfícies internas do refrigerador

A taxa de radiação transferida para o evaporador corresponde à soma da radiação transferida para as superfícies 7 e 8, ou seja:

$$q_{rad-evap} = q_7 + q_8 \tag{2.32}$$

O procedimento de cálculo para a determinação de 'q₇' e 'q₈' está descrito no Apêndice I.

2.3 - Distribuição de Temperatura no Evaporador

Com o objetivo de verificar se evaporadores 'roll-bond' podem ou não ser considerados como placas isotérmicas, procedeu-se a análise simplificada a seguir.

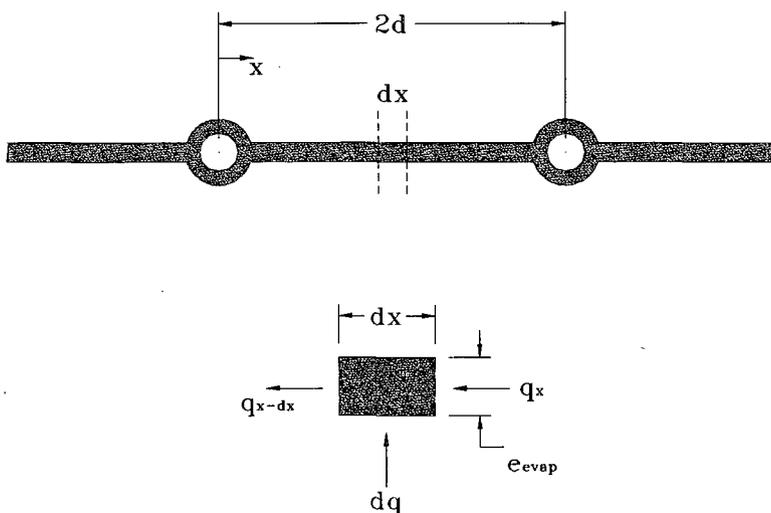


Figura 2.15 - Evaporador 'roll-bond' em corte

Considerando as hipóteses simplificativas de condução unidimensional na direção 'x', regime permanente, condutividade térmica constante e 'h' uniforme sobre a superfície apresentada na Figura 2.15, podem-se relacionar as seguintes equações:

$$q_x = -k \times A \times \frac{dT}{dx}, \text{ onde } A = e_{\text{evap}} \times L \quad (2.33)$$

$$q_{x-dx} = q_x - \frac{dq_x}{dx} dx \quad (2.34)$$

$$dq = dq_{\text{conv}} + dq_{\text{rad}} = (2 \times dx \times L) \times (h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}}) \times (T_{\infty} - T) \quad (2.35)$$

Um balanço de energia no volume de controle de comprimento 'dx' fornece:

$$q_{x-dx} = q_x + dq \quad (2.36)$$

Substituindo (2.34) e (2.35) em (2.36):

$$\frac{dq_x}{dx} dx = -(2 \times dx \times L) \times (h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}}) \times (T_{\infty} - T) \quad (2.37)$$

Derivando (2.33) em função de 'x' e substituindo em (2.37):

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - \frac{2 \times (h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}})}{k \times e_{\text{evap}}} \times (T_{\infty} - T) = 0 \quad (2.38)$$

Fazendo,

$$\theta(x) = T_{\infty} - T(x) \quad (2.39)$$

$$m^2 = \frac{2 \times (h_{\text{conv}} + h_{\text{rad}})}{k \times e_{\text{evap}}} \quad (2.40)$$

chega-se à equação de segunda ordem:

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - (m^2 \times \theta) = 0 \quad (2.41)$$

cuja solução geral é dada por:

$$\theta(x) = M_1 \times e^{m.x} + M_2 \times e^{-m.x} \quad (2.42)$$

Condições de contorno:

$$\theta(x=0) = T_\infty - T_{ba} = \theta_{ba} \quad (2.43)$$

$$\left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=d} = 0 \quad (2.44)$$

Aplicando (2.43) e (2.44) na solução geral (2.42), obtêm-se as constantes 'M₁' e 'M₂':

$$M_1 = \frac{\theta_{ba}}{1 + e^{2.m.d}} \quad (2.45)$$

$$M_2 = \frac{\theta_{ba}}{1 + e^{-2.m.d}} \quad (2.46)$$

Partindo dos seguintes dados:

$$T_s = T_{ba} = -20^\circ\text{C}$$

$$T_\infty = T_{\text{sur}} = 0^\circ\text{C}$$

$$T_f = -10^\circ\text{C} = 263\text{K} \rightarrow \text{Propriedades do ar obtidas a 250K}$$

$$\alpha = 15,9\text{E-}06 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\nu = 11,44\text{E-}06 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k(\text{ar}) = 22,3\text{E-}03 \text{ W/mK}$$

$$\mu = 159,6\text{E-}07 \text{ N.s/m}^2$$

$$c_p = 1,006 \text{ kJ/kg.K}$$

$$\rho = 1,395 \text{ kg/m}^3$$

$$Pr = 0,72$$

$$k(\text{alumínio}) = 177 \text{ W/mK}$$

$$e_{\text{evap}} = 0,002 \text{ m}$$

e utilizando a equação (2.8) para convecção em placa vertical, e a equação (2.26) para radiação, obtém-se os resultados apresentados na Tabela 2.1, sendo 'd' a semi-distância entre canais.

Tabela 2.1 - Temperatura superficial de uma placa plana vertical

	$d_1 = 0,015\text{m}$	$d_2 = 0,050\text{m}$	$d_3 = 0,100\text{m}$
Ra_d	13834,12	512375	4099000
Nu_d	5,84	13,91	24,34
h_{conv} [W/m ² K]	8,68	6,20	5,43
h_{rad} [W/m ² K]	3,92	3,92	3,92
m_d	8,44	7,56	7,27
M_{1d}	8,74	6,39	3,79
M_{2d}	11,26	13,61	16,21
$T(d)$ [°C]	-19,84	-18,65	-15,68

No Apêndice II estão apresentados os resultados para placa plana horizontal.

A distância ente canais do evaporador utilizado neste trabalho pode ser considerada em média 0,03m. Portanto, de acordo com os resultados apresentados, a diferença de temperatura nesta região não é superior a 0,3 °C

Na região próxima às bordas, a diferença de temperatura pode chegar até 2°C, já que em média, a distância borda-canal é de 0,05m.

Nos experimentos realizados (ver Capítulo 7), foram constatadas diferenças de temperatura de até 4°C entre a região central da placa e as bordas.

Embora os resultados experimentais confirmem a não uniformidade de temperatura da placa, nas análises teóricas, o evaporador em questão será tratado como uma placa plana isotérmica.

2.4 - Transferência de Calor para o Refrigerante

A influência da condução através da placa fria e da convecção do lado do refrigerante, será analisada a seguir:

Fazendo uma analogia da transferência de calor através de diferentes meios, com a passagem de corrente elétrica através de resistências, pode-se associar resistências térmicas aos processos de condução, convecção e radiação de calor. Desta forma, de acordo com a Figura 2.16, as resistências à transferência de calor do ambiente ao refrigerante são dispostas em série, sendo o seu somatório, a resistência total do circuito, representada pela equação a seguir:

$$R_{tot} = \frac{1}{h_{refrig-conv} \cdot A} + \frac{e}{k \cdot A} + \frac{1}{(h_{\infty-conv} + h_{\infty-rad}) \cdot A} \quad (2.47)$$

O coeficiente global de transferência de calor 'U' é dado por:

$$U = \frac{1}{R_{tot} \cdot A} \quad (2.48)$$

ou

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{refrig-conv}} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_{\infty-conv} + h_{\infty-rad}} \quad (2.49)$$

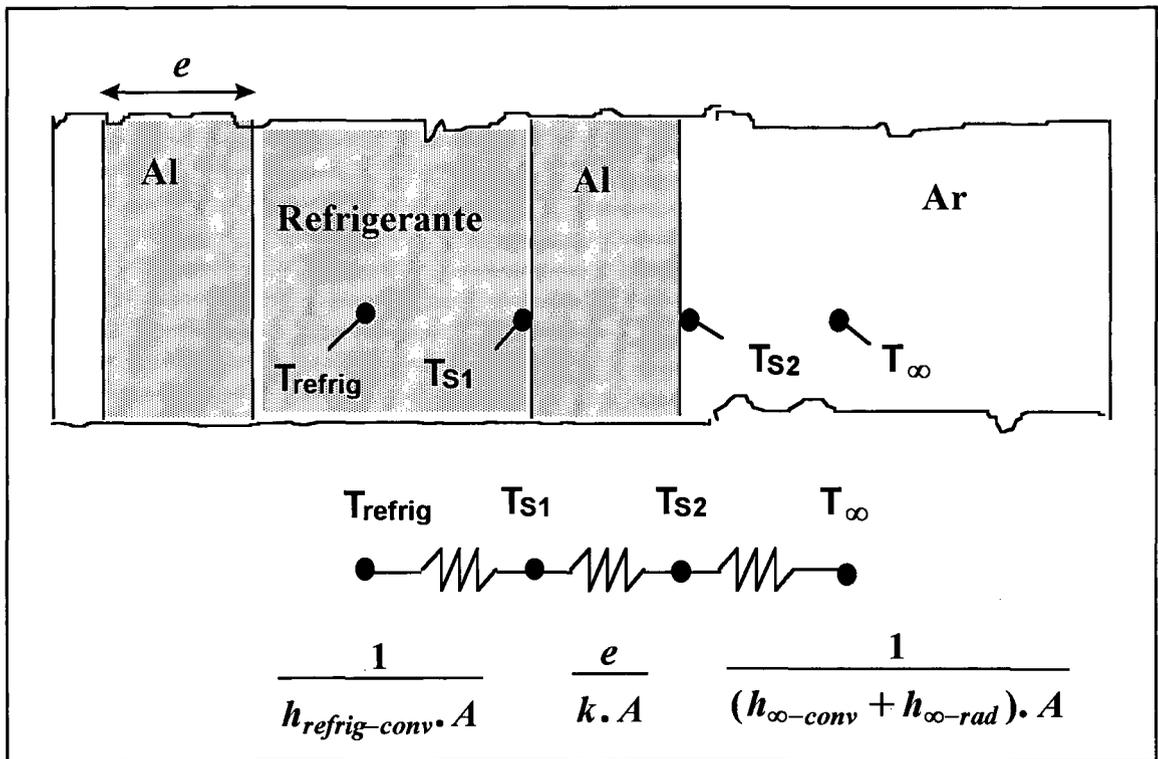


Figura 2.16 - Resistências térmicas à transferência de calor entre o ambiente e o evaporador

onde:

$h_{refrig-conv}$ → coeficiente de transferência de calor por convecção do lado do refrigerante (parte interna do evaporador).

$h_{\infty-conv}$ → coeficiente de transferência de calor por convecção do lado do ar.

$h_{\infty-rad}$ → coeficiente de transferência de calor por radiação do lado do ar.

Fazendo uma análise da ordem de grandeza dos parâmetros mostrados na equação (2.49) para um evaporador de placa plana, tipo 'roll-bond', tem-se:

$$k \text{ (alumínio)} = 177 \text{ W/m.K}$$

$$h_{refrig-conv} \cong 1000 \text{ W/m}^2.\text{K} \text{ (*)}$$

$$(h_{\infty-conv} + h_{\infty-rad}) \cong 8 \text{ W/m}^2.\text{K} \text{ (**)}$$

$$e \cong 0,001 \text{ m} \text{ (**)}$$

(*) O coeficiente de transferência de calor interno, varia com o título do refrigerante. O valor tomado para esta análise $h_{\text{refrig-conv}} \cong 1000 \text{ W/m}^2\text{.K}$, corresponde a um título aproximado de 0,1. Para título de 1,0, ' $h_{\text{refrig-conv}}$ ' alcança valores da ordem de 10000 $\text{W/m}^2\text{.K}$, de acordo com o tipo de refrigerante (Gonçalves, 1995).

(**) Estes valores são aproximados, interessando para esta análise, somente suas ordens de magnitude.

Desta forma:

$$\frac{1}{U} \cong \frac{1}{1000} + \frac{0,001}{177} + \frac{1}{8} \cong 10^{-3} + 5,65 \times 10^{-6} + 0,125 \cong 0,126$$

$$U \cong 7,94 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Verifica-se que as resistências térmicas relativas à convecção do lado do refrigerante e à condução através da parede do evaporador são muito pequenas quando comparadas com a resistência térmica do lado do ar. ($h_{\infty\text{-conv}} + h_{\infty\text{-rad}}$) é então o parâmetro dominante no cômputo do coeficiente global de transferência de calor 'U'. Desta forma, deste ponto em diante, será considerado que $U \cong (h_{\infty\text{-conv}} + h_{\infty\text{-rad}})$.

**CÂMARA COM TEMPERATURA,
VELOCIDADE E UMIDADE
CONTROLADAS**

A câmara de testes foi construída com o objetivo de se ter um ambiente com condições controladas de temperatura e umidade, para viabilizar a realização de testes em sistemas de refrigeração, (Maykot et al., 1996). No presente trabalho, esta foi utilizada para controlar a temperatura do ar externo ao gabinete, o qual encontra-se disposto no seu interior (ver Figura 3.1).

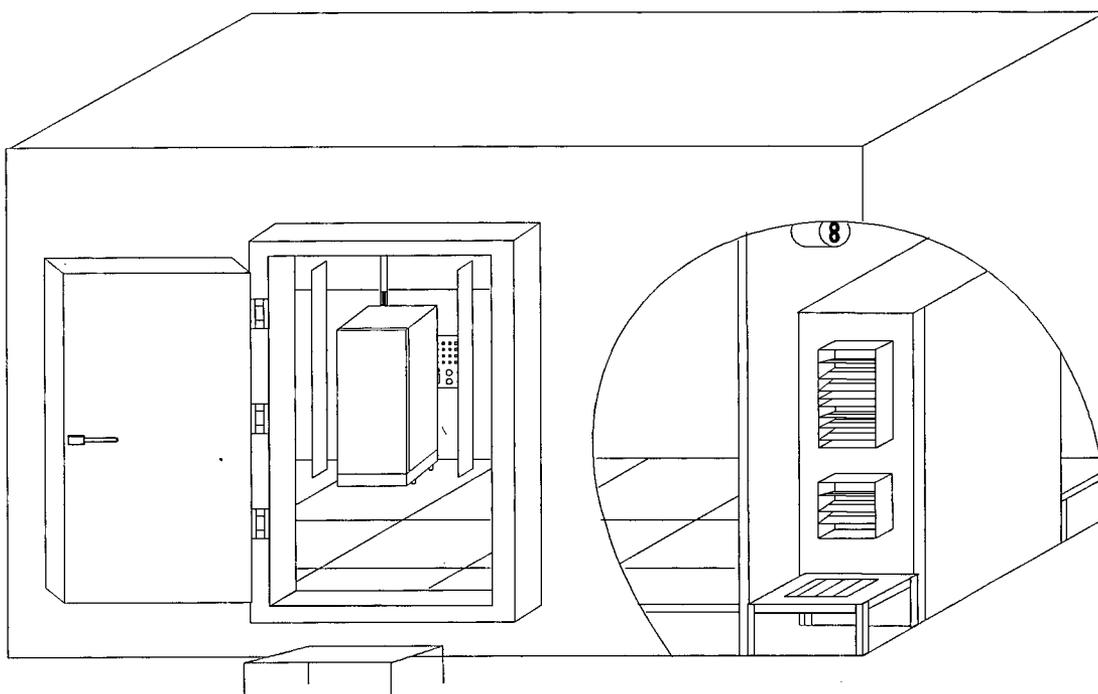


Figura 3.1 - Vista externa da câmara

A câmara pode operar na faixa de -10 a 60 °C e 10 a 90 % de umidade relativa.

Para atender a faixa de temperatura entre -10 °C e 18 °C, são utilizados dois evaporadores que funcionam alternadamente, evitando que a formação de gelo entre as aletas prejudique a realização do teste, juntamente com resistências elétricas que funcionam em estágios, dependendo da temperatura requerida. Ambos os evaporadores estão ligados a uma única unidade de condensação, sendo o fluxo de refrigerante controlado por válvulas solenóides que são responsáveis pela alternância entre os evaporadores. A instalação opera com refrigerante R-22.

Na faixa de temperatura entre 18°C e 60°C são utilizadas resistências elétricas e um condicionador de ar do tipo SPLIT, devidamente alterado para se adaptar às condições do projeto.

O controle de temperatura e umidade é efetuado por meio de um controlador lógico programável 'CLP'. Este dispositivo é responsável pelo acionamento das resistências, do sistema de umidificação e faz a comutação entre os evaporadores do modo de refrigeração de baixa temperatura promovendo com isso o ciclo de degelo.

3.1 - Disposição dos Componentes e Funcionamento

O espaço interno da câmara está dividido em dois ambientes. Um representado pela região de testes e outro pela região de tratamento do ar, como apresentado na Figura 3.2.

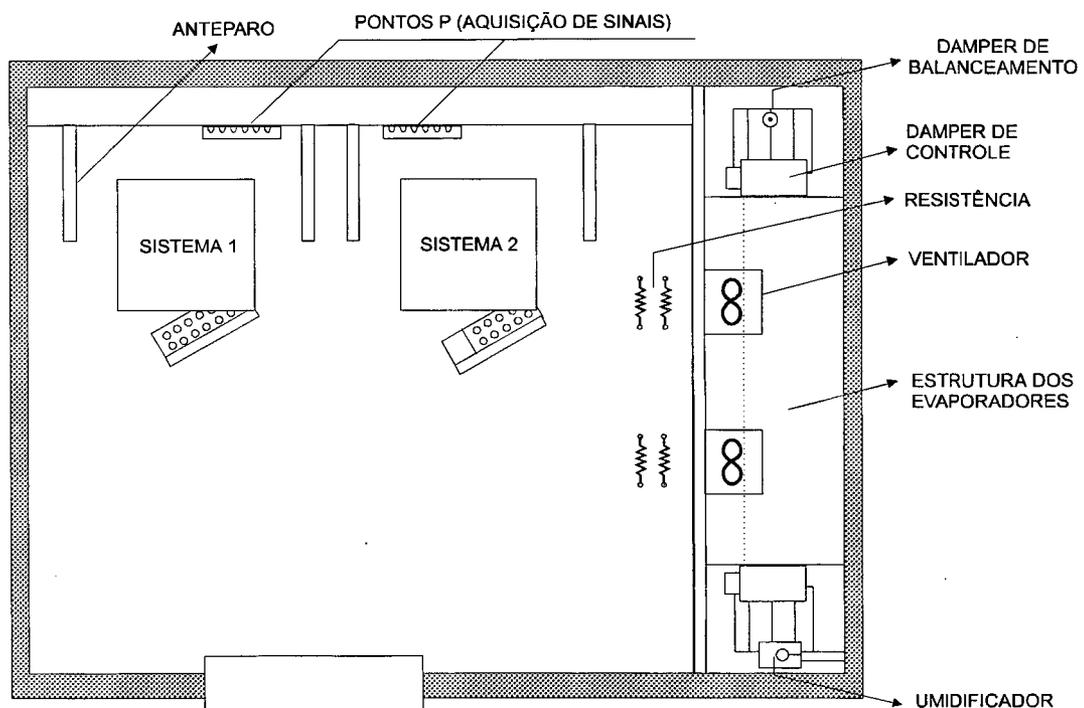


Figura 3.2 - Lay-out interno da câmara - vista superior

Na região de testes, localizam-se os sistemas a serem testados, os sensores de temperatura e umidade, as caixas onde são conectados os pontos de aquisição de dados (temperatura, pressão, tensão, corrente e potência consumida), e os anteparos que são posicionados em torno do sistema.

Na região de tratamento do ar, localizam-se a estrutura de suporte dos evaporadores com os respectivos dampers e sistema de drenagem, os ventiladores, o sistema de umidificação, os dampers de balanceamento, as válvulas solenóides e de expansão e as canalizações de refrigerante.

3.1.1 - Climatização

Como mencionado anteriormente, existem dois circuitos de refrigeração responsáveis pelo condicionamento do ar no interior da câmara.

O circuito do sistema tipo SPLIT SYSTEM, responsável pela climatização na faixa de média temperatura (18°C a 25°C), quando acionado funciona sem interrupção, sendo o controle da temperatura efetuado por meio do acionamento das resistências elétricas. Deste equipamento foram retirados o sistema de controle e o de movimentação de ar. O circuito de refrigeração não sofreu nenhuma alteração, continuando a operar como um sistema convencional.

O outro circuito de refrigeração, responsável pela climatização na faixa de baixa temperatura (-10°C a 18°C), atua com dois evaporadores e uma única unidade condensadora, onde estão presentes um compressor semi-hermético, um condensador a ar com ventilação forçada, um tanque de líquido (TL) e um filtro secador (FS), como representado na Figura 3.3. Da unidade condensadora, o fluxo de refrigerante passa pela linha de líquido, que, dentro do ambiente da câmara, divide-se em duas, cada uma passando por uma válvula solenóide (S1 ou S2). Esta última tem a função de interromper o fornecimento de refrigerante ao forçador de ar que estiver entrando no ciclo de degelo e abrir o circuito do outro forçador que estará entrando em operação. Da válvula solenóide, o refrigerante segue até a respectiva válvula de expansão (EXP1

ou EXP2), localizadas na entrada do evaporador correspondente (EVAP1 ou EVAP2). Do evaporador o refrigerante retorna à unidade condensadora.

Neste caso, as resistências elétricas também atuam no controle da temperatura.

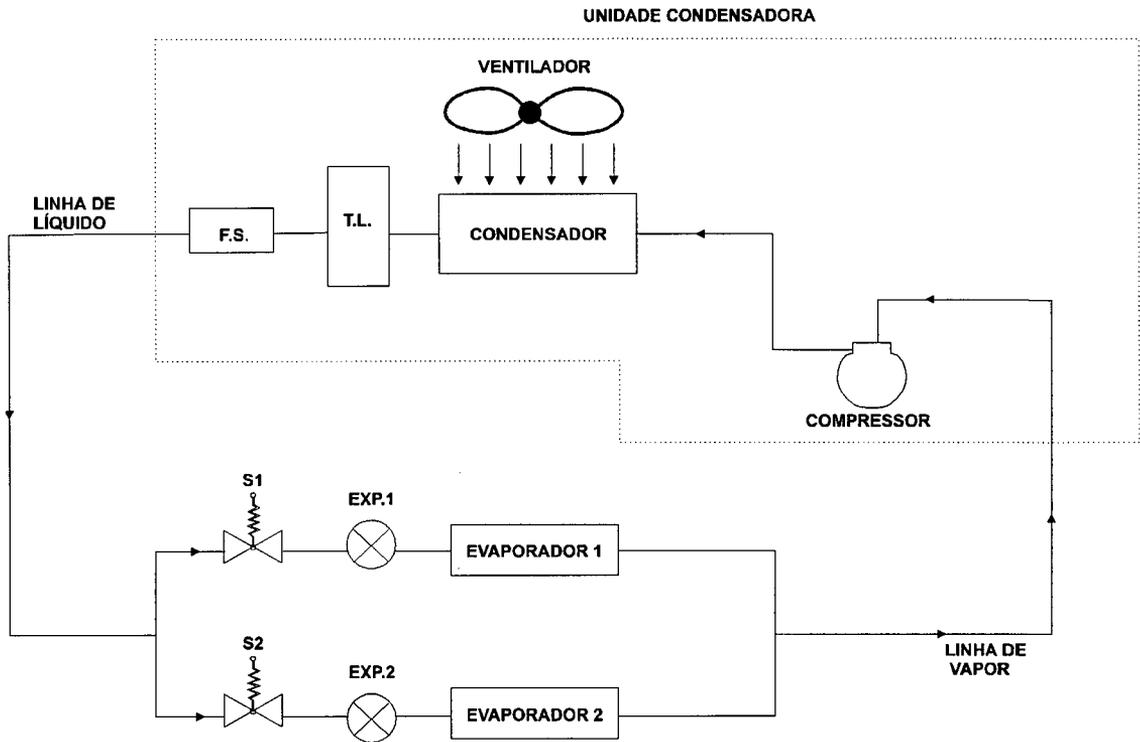


Figura 3.3 - Circuito de refrigeração (forçadores de ar)

É importante salientar que as resistências elétricas utilizadas são elementos fundamentais, na medida em que garantem as condições de alta temperatura (acima de 25°C), e quando nas operações em média e baixa temperatura atuam como elementos de controle, mantendo a temperatura dentro dos limites estabelecidos. Formam um conjunto de quatro resistências que funcionam em estágios e são comandadas pelo CLP.

3.1.2 - Circuito de Ar

A movimentação do ar é efetuada por dois ventiladores axiais que insuflam o ar num forro falso perfurado, passando daí ao ambiente de testes e retornando através de

um piso falso também perfurado. O ar dirige-se então para os equipamentos de climatização e retorna aos ventiladores para ser novamente insuflado no ambiente. A Figura 3.4, mostra um corte lateral da câmara, e a Figura 3.5 um corte frontal da estrutura dos evaporadores, indicando a direção e o sentido do fluxo de ar.

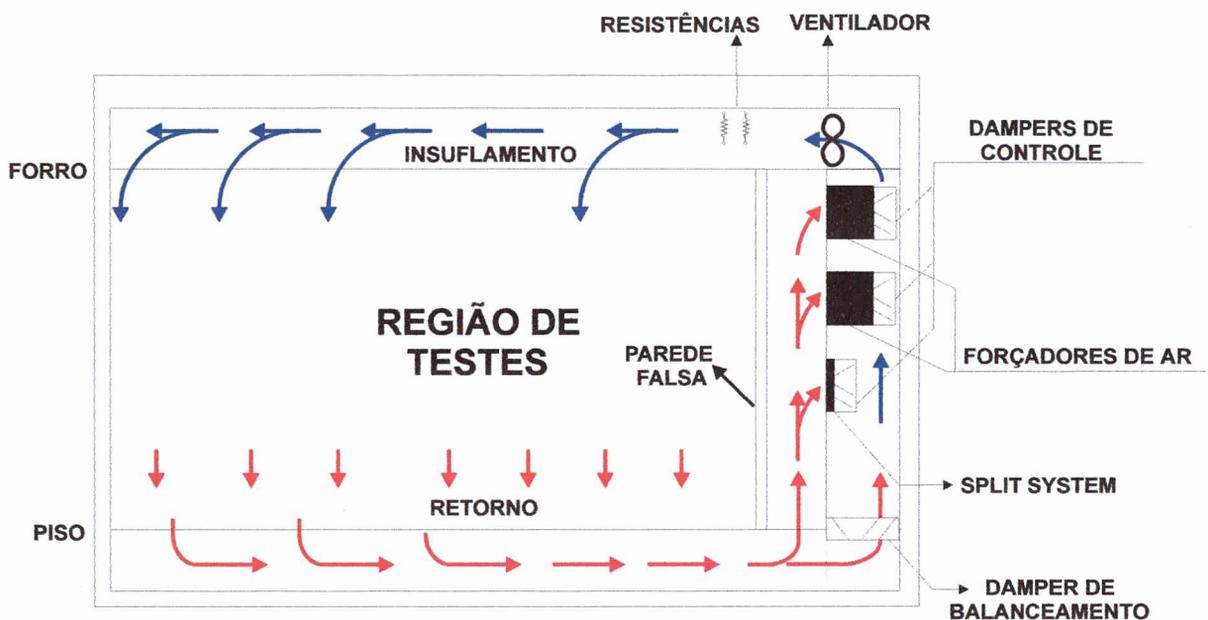


Figura 3.4 - Circuito de ar da câmara (corte lateral)

Nas laterais da estrutura de suporte dos evaporadores, estão localizados os dampers de controle, que têm a função de controlar a passagem do fluxo de ar pelos forçadores e pelo evaporador do sistema SPLIT.

Os dampers de balanceamento, localizados na parte inferior, servem para controlar a vazão de ar de retorno que passa diretamente aos ventiladores.

O forro e o piso perfurados proporcionam maior uniformização do fluxo de ar, tanto em termos de velocidade quanto de temperatura e umidade.

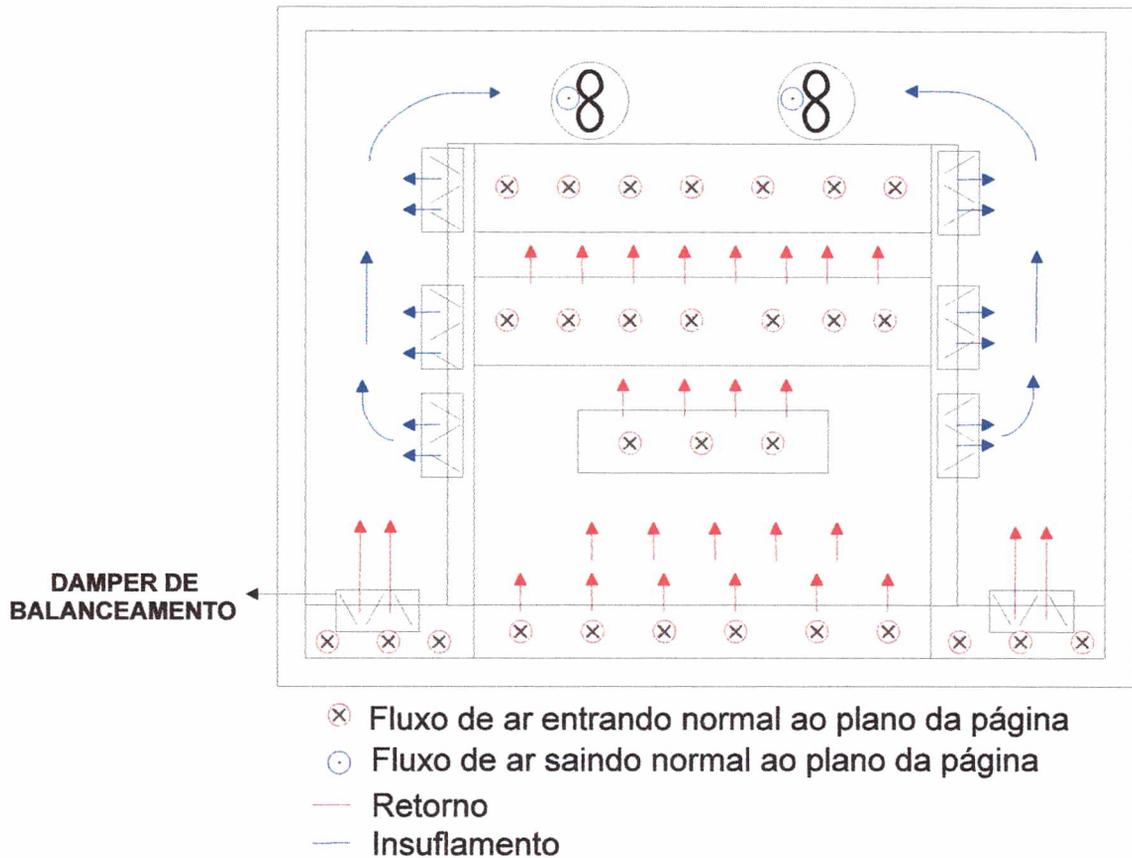


Figura 3.5 - Corte frontal da estrutura dos evaporadores

3.2 - Sistema de Controle

O controle de temperatura, umidade e ciclo de degelo, é efetuado por meio de um Controlador Lógico Programável (CLP)

Para adquirir os sinais de temperatura e de umidade relativa, o CLP utiliza dois tipos de sensores. Para a medição de temperatura estão disponíveis quatro sensores do tipo PT100, e para a umidade uma sonda IOPE modelo TW-UR/C que, além da umidade relativa, permite a leitura da temperatura ambiente.

Todos os sensores estão fixados no forro perfurado da câmara.

O controle de temperatura é feito da seguinte forma: o CLP adquire os sinais dos sensores, converte-os em valores de temperatura, e a média destes valores é comparada com um valor pré-estabelecido, correspondente à temperatura que se deseja obter no ambiente (set-point). Se o valor da temperatura estiver abaixo da temperatura requerida, o CLP aciona uma das quatro resistências de controle. Se esta resistência permanecer acionada por um intervalo de tempo maior que um limite pré-estabelecido e a temperatura não atingir o valor desejado, uma segunda resistência é acionada e assim sucessivamente, até o limite de quatro resistências disponíveis.

Deve-se observar que o controle é realizado apenas ligando e desligando resistências, sem que seja necessário desligar o equipamento de refrigeração, evitando desta forma, variações de temperaturas acima dos valores permitidos pelas normas que regem a realização dos testes.

No controle de umidade, a leitura da sonda de umidade relativa é comparada a um valor pré-estabelecido. Quando a umidade atinge valores próximos ao limite inferior estabelecido por norma (45%), o CLP aciona a resistência do equipamento de umidificação, deixando-a ligada até que a umidade relativa aumente e passe para uma segunda faixa de controle. Nesta segunda faixa (45% a 75%), um sensor tipo PT100, lê a temperatura da água no tanque do umidificador, e através do CLP, é acionada a resistência do tanque até que esta temperatura atinja o valor de 80°C, ficando assim próxima ao ponto de ebulição. Desta forma, consegue-se um controle mais rápido da umidade, na medida em que ao se detectar que os valores estão fora dos limites estabelecidos, pode-se atuar rapidamente, não sendo necessário esperar que a água passe de temperaturas próximas à temperatura ambiente até o ponto de ebulição. Na última faixa de controle prevista, a qual ultrapassa o limite superior estabelecido pela norma (75%), o CLP não atua no sistema de umidificação mantendo a resistência desligada.

A terceira função do CLP é o controle do ciclo de degelo. A alternância entre os forçadores é determinada por um período de tempo máximo de funcionamento, a partir do qual o CLP envia um sinal ao contactor que bloqueia o fluxo de refrigerante neste forçador, fechando a válvula solenóide correspondente e abrindo o circuito do

segundo equipamento. Simultaneamente, promove-se o fechamento do damper do primeiro forçador e a abertura do damper do segundo, permitindo o desvio do fluxo de ar. No momento da troca entre os forçadores, o CLP aciona a resistência de degelo daquele que está saindo de operação, resistência esta que permanece acionada até o completo degelo da serpentina.

3.3 - Calibração

A norma ABNT/NBR-12863, estabelece critérios de distribuição de velocidade e temperatura do ar no interior da câmara, para que esta possa ser utilizada na realização de testes em sistemas de refrigeração. Os critérios são os seguintes:

- a velocidade do ar no interior da câmara não deve ultrapassar o limite de 0,25m/s;
- a temperatura em cada ponto de medição deve manter-se constante dentro de $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ durante os períodos de ensaio;
- o gradiente vertical de temperatura da câmara, desde o piso até a altura de 2,0m, não deve exceder $0,5^{\circ}\text{C}/\text{m}$; acima desta altura, ele não deve exceder $2,0^{\circ}\text{C}/\text{m}$.

3.3.1 - Fluxo de Ar

Foram realizadas medições com o sistema original de circulação de ar e após a análise dos resultados obtidos, optou-se por utilizar uma manta filtrante sobre o teto perfurado da câmara com o intuito de diminuir as velocidades e uniformizar o fluxo. Posteriormente foram utilizadas calhas para conduzir o fluxo de ar e evitar o fluxo localizado e a recirculação de ar nas regiões próximas ao ventilador, (Maykot et al., 1996).

Os sensores de velocidade foram posicionados em três níveis distintos, como representado nas Figuras 3.6.e 3.7.

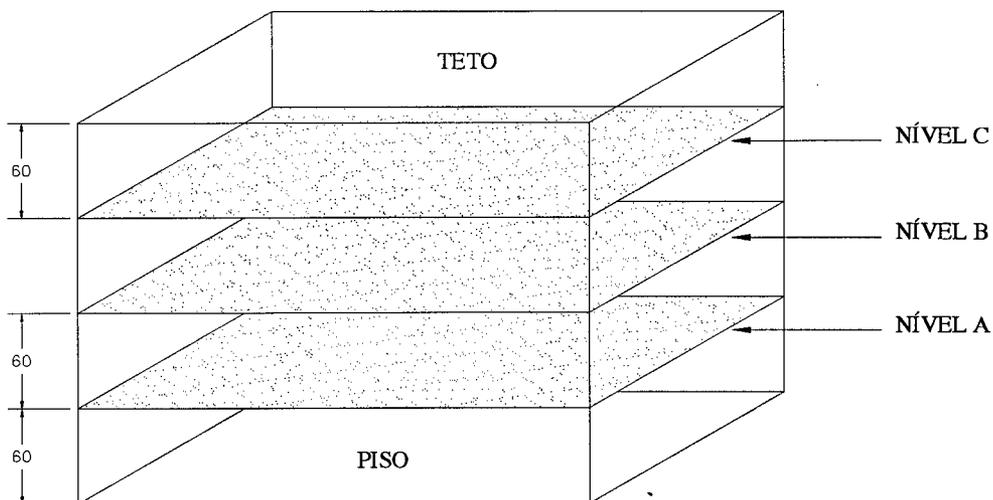


Figura 3.6 - Níveis de medição

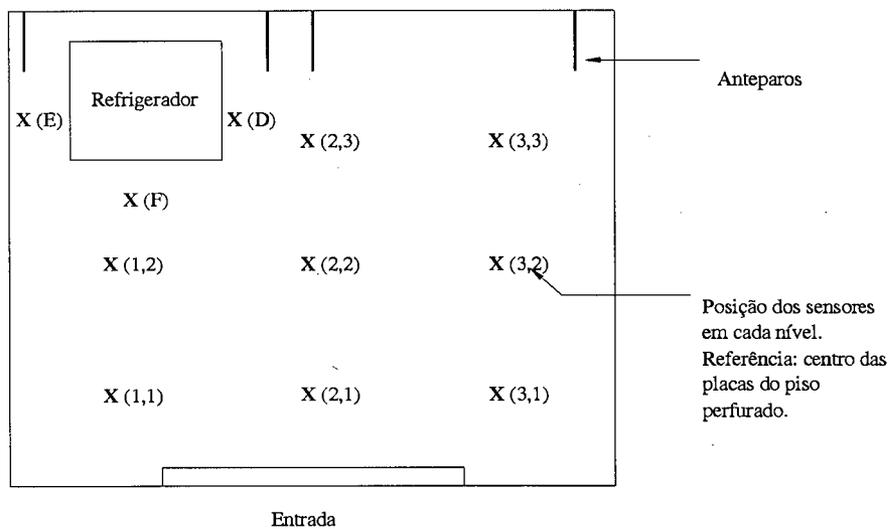


Figura 3.7 - Posições do sensor em cada nível

A Tabela 3.1 apresenta a velocidade do ar em cada ponto dada em [m/s], a média por nível e a média global.

Tabela 3.1 - Distribuição de velocidade no interior da câmara

Nível A	(E) 0,12	(F) 0,19	(D) 0,08	(2,3) 0,20	(3,3) 0,15
	(1,2) 0,16			(2,2) 0,25	(3,2) 0,13
	(1,1) 0,11			(2,1) 0,21	(3,1) 0,13
	MÉDIA = 0,16			DESVIO PADRÃO = 0,05	
Nível B	(E) 0,08	(F) 0,19	(D) 0,08	(2,3) 0,23	(3,3) 0,11
	(1,2) 0,19			(2,2) 0,20	(3,2) 0,19
	(1,1) 0,14			(2,1) 0,12	(3,1) 0,11
	MÉDIA = 0,15			DESVIO PADRÃO = 0,06	
Nível C	(1,3) 0,10			(2,3) 0,23	(3,3) 0,14
	(1,2) 0,20			(2,2) 0,15	(3,2) 0,16
	(1,1) 0,21			(2,1) 0,07	(3,1) 0,07
	MÉDIA = 0,15			DESVIO PADRÃO = 0,06	
MÉDIA GLOBAL = 0,15			DESVIO PADRÃO = 0,05		

Verifica-se portanto, que a distribuição de velocidade no interior da câmara atende às condições estabelecidas pela norma NBR-12863.

3.3.2 - Temperatura do Ar

Os testes foram realizados nas temperaturas de -10°C, 17°C, 32°C e 55°C utilizando-se um controlador do tipo PID, (Maykot et al., 1996). Os termopares foram soldados no interior de massas de cobre padronizadas e posicionados como representado nas Figuras 3.6 e 3.7.

Os resultados obtidos, (Maykot et al., 1996), mostraram que, para todas as condições de teste, as temperaturas se mantiveram dentro da faixa de variação de

$\pm 0,5^{\circ}\text{C}$, e satisfizeram os critérios com relação ao gradiente vertical de temperatura, de acordo com o estabelecido na norma NBR-12863.

3.4 - Sistema de Medição

A câmara de teste possui pontos para medição de temperatura, pressão, fluxo de massa, tensão, corrente e potência consumida pelo sistema em teste, como indicado na Figura 3.2 por 'pontos p'. Os cabos que transmitem os sinais de temperatura, pressão e fluxo de massa estão ligados diretamente ao sistema de aquisição, localizado em um painel de controle no lado externo da câmara. Os demais cabos estão ligados aos transdutores de tensão, corrente e potência, também localizados no painel de controle, e destes pontos ao sistema de aquisição de dados.

Os transdutores de temperatura, pressão e fluxo de massa utilizados, apresentam cada qual uma curva de calibração para a conversão do sinal captado pelos mesmos em seus correspondentes valores de temperatura e pressão (ver Capítulo 4).

Os transdutores de tensão, corrente e potência apresentam fatores multiplicativos para a conversão e foram calibrados no Laboratório de Metrologia Eletro-Eletrônico do CTAI, por padrões adequados, em ambiente com temperatura e umidade relativa do ar controladas, seguindo procedimentos normalizados. Esses transdutores apresentam as seguintes características:

- Transdutor de Tensão:

Modelo: 2383A

Fabricante: YOKOGAWA Elétrica do Brasil

Faixa de Medição:

Entrada: 0 - 300 V AC 50 - 60 Hz

Saída: 0 - 5 V DC

Fator de Conversão: 60

- Transdutor de Corrente:

Modelo: 2383A

Fabricante: YOKOGAWA Elétrica do Brasil

Faixa de Medição:

Entrada: 0 - 5 A AC 50 - 60 Hz

Saída: 0 - 5 V DC

Fator de Conversão: 1

Entrada: 0 - 2 A AC 50 - 60 Hz

Saída: 0 - 5 V DC

Fator de Conversão: 0,4

- Transdutor de Potência:

Modelo: 2385A

Fabricante: YOKOGAWA

Faixa de Medição:

Entrada: 0 - 400 W AC / 0 - 200 W AC

Saída: 0 - 5 V DC

Fator de Conversão: 80 / 40

Entrada: 0 - 500 W AC / 0 - 1000 W AC

Saída: 0 - 5 V DC

Fator de Conversão: 100 / 200

Os resultados da calibração estão apresentados no Apêndice III, onde pode-se verificar que o efeito sistemático passível de correção (T_d) assume valores inferiores a 1% do valor de referência esperado na saída do transdutor ($V_{\text{ref saída}}$). Portanto, os fatores de conversão dos transdutores não sofreram alteração.

A aquisição de dados é realizada através de dois sistemas: o Datalogger desenvolvido pela EMBRACO e o HP 75000 desenvolvido pela Hewlett-Packard Company, os quais apresentam as seguintes características:

- Datalogger:

Nº total de canais: 80 (tensão: -5 a +5 V ; corrente: 0 a 40 mV)

- HP 75000:

Unidade Central com Multímetro Digital HP-E1326B, 5^{1/2} dígitos

Placas Multiplexadoras

Nº total de canais: 104

1 placa HP-E1343A 16 canais (tensão; resistência)

5 placas HP-E1344A 16 canais (tensão; resistência.; temperatura)

1 placa HP-E1356A 8 canais (pressão)

***BANCADA PARA CONTROLE
DAS CONDIÇÕES DE
FUNCIONAMENTO
DO EVAPORADOR***

A bancada para testes de evaporadores foi construída com o objetivo de controlar e medir as condições do refrigerante na entrada e saída do evaporador e está disposta no ambiente de testes, como ilustra a Figura 4.1. É composta basicamente por três sistemas:

- sistema de refrigeração;
- sistema elétrico;
- sistema de medição.

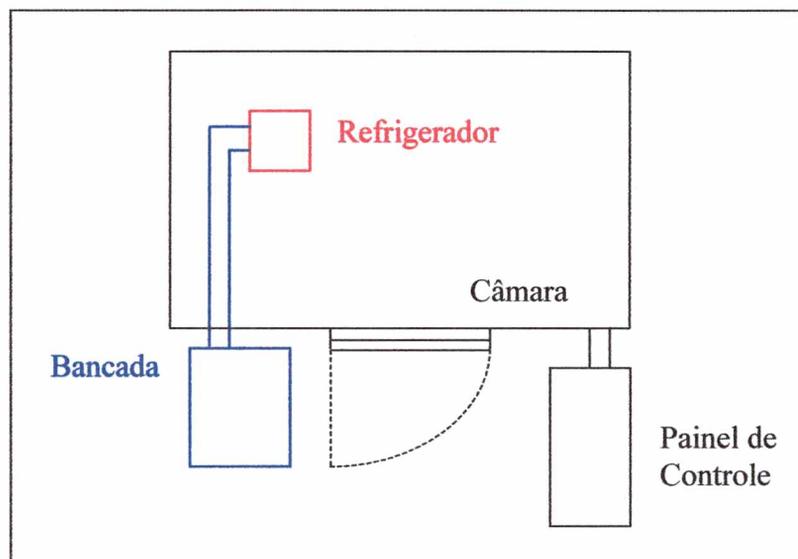


Figura 4.1 - Vista superior do ambiente de testes

O sistema elétrico e partes dos sistemas de medição e refrigeração estão localizados no exterior da câmara, em ambiente climatizado, facilitando o controle das condições no evaporador. No seu interior encontra-se a seção de teste composta basicamente pelo evaporador, dispositivo de expansão e transdutores de temperatura e pressão.

Em seguida será apresentada uma descrição detalhada dos sistemas que compõem a bancada.

4.1 - Sistema de Refrigeração

Os componentes do sistema de refrigeração estão dispostos como ilustrado na Figura 4.2. Pode-se observar, como mencionado anteriormente, que a maior parte dos componentes estão localizados no exterior da câmara de testes. No interior da câmara estão o evaporador, a válvula de expansão principal (VEP), o visor de líquido (VLAE) e a resistência aquecedora para controle do sub-resfriamento (RA1).

O Apêndice IV apresenta uma listagem completa dos códigos indicados na Figura 4.2, com suas respectivas denominações.

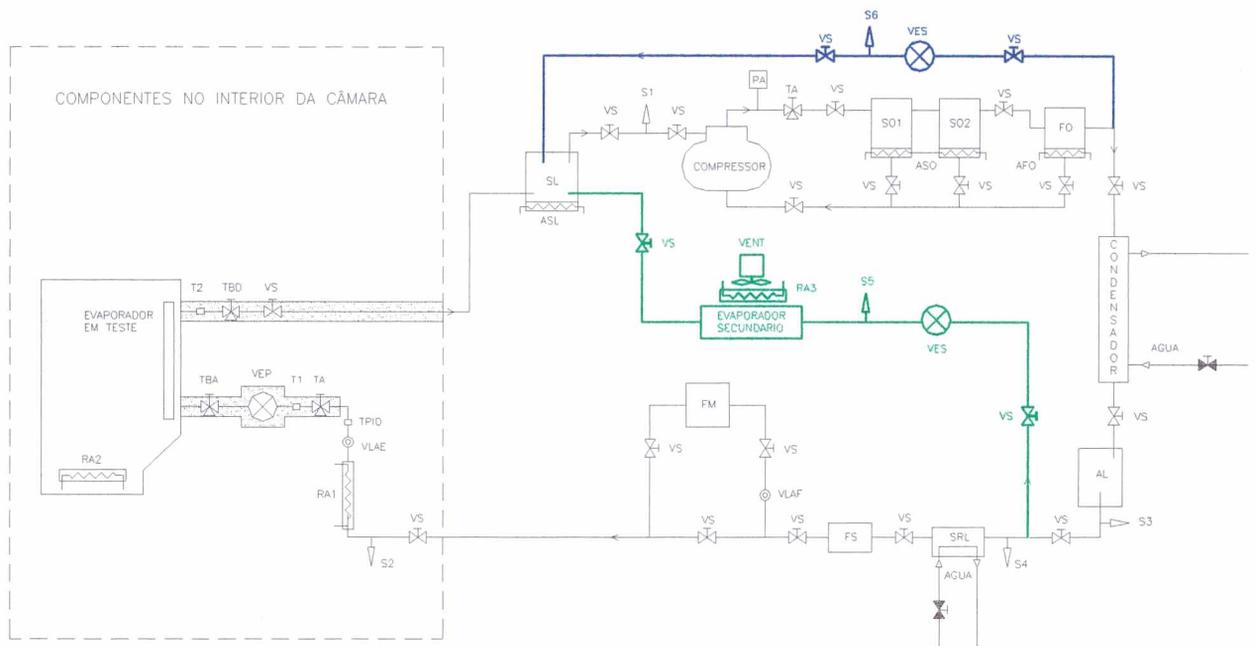


Figura 4.2 - Bancada para testes de evaporadores

O sistema de refrigeração da bancada, que utiliza como fluido refrigerante o R134a, funciona da seguinte forma:

O refrigerante a alta temperatura e pressão sai do compressor passando pelos separadores de óleo (SO1 e SO2) e filtro de óleo (FO), instalados em série. Estes são aquecidos através das resistências aquecedoras (ASO e AFO) para facilitar o processo

de separação do óleo do fluido refrigerante. Os separadores têm sistema automático de retorno de óleo para o compressor, enquanto o filtro necessita de retorno manual.

O pressostato de alta (PA) desliga o compressor se o sistema ultrapassar seus limites máximos de pressão.

O fluido refrigerante a alta pressão e temperatura segue então para o condensador refrigerado a água, onde sofrerá mudança de fase e um possível sub-resfriamento. A pressão de condensação é controlada pela troca de calor no condensador, através de uma válvula que regula o fluxo de água de refrigeração.

Refrigerante líquido a alta pressão passa do acumulador (AL) para o sub-resfriador (SRL), também refrigerado a água, onde este pode ter seu sub-resfriamento aumentado. Em seguida, passa pelo filtro secador (FS) que tem a função de retirar a umidade contida no fluido e logo após pelo medidor de fluxo de massa (FM). O visor de líquido (VLAF) antes do medidor auxilia na verificação da fase líquida em que deve se encontrar o fluido, pois este tipo de medidor não opera adequadamente com o fluido na condição bifásica.

A resistência de aquecimento (RA1), controlada por PID, tem o objetivo de ajustar o sub-resfriamento desejado antes do refrigerante ser expandido na válvula de expansão principal (VEP). O visor de líquido logo após a resistência (VLAE), serve para verificar a presença de bolhas no fluxo de refrigerante na entrada do dispositivo de expansão.

A pressão de evaporação é diretamente controlada pela válvula pressostática (VEP). Esta válvula ao ser aberta, aumenta a passagem de fluido refrigerante ao evaporador, aumentando assim, sua pressão de evaporação.

Do evaporador, o refrigerante é direcionado para o separador de líquido (SL) que garante a entrada somente de vapor no compressor. A resistência aquecedora (ASL) evita a formação de gelo sobre o separador.

Para o controle da capacidade de refrigeração do sistema foram adicionados ao circuito uma válvula de expansão (VES) e um evaporador secundário, representados em verde na Figura 4.2, como também uma linha de by-pass que vai do filtro de óleo ao separador de líquido, representada em azul na mesma figura.

As válvulas de serviço (VS) foram posicionadas estrategicamente, com o objetivo de facilitar a manutenção parcial do sistema.

4.2 - Sistema Elétrico

O circuito elétrico da bancada está ilustrado na Figura 4.3.

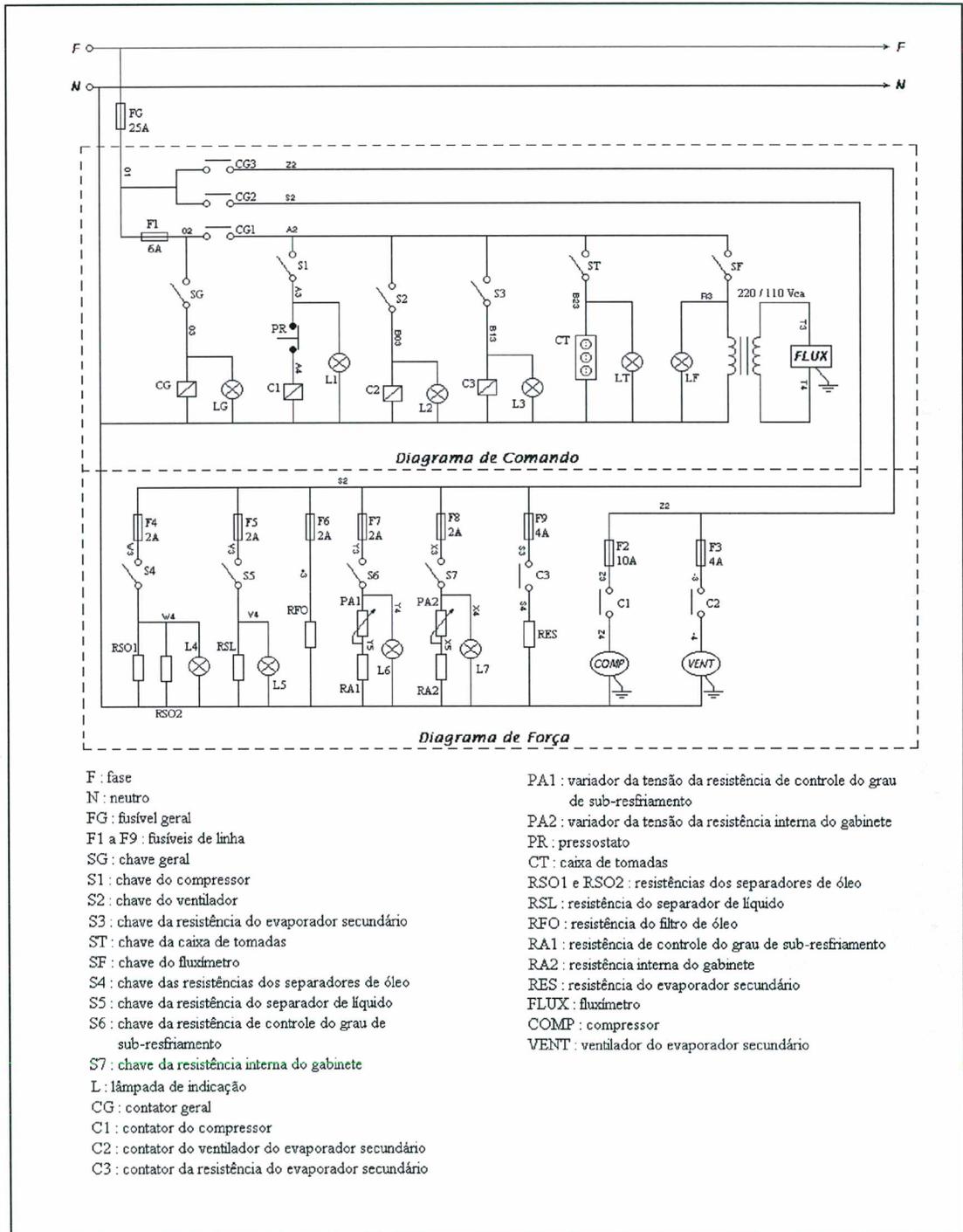


Figura 4.3 - Esquema elétrico da bancada de evaporadores

São utilizadas quatro chaves contadoras na bancada. O contator geral (CG) é responsável pela alimentação de todo o circuito. Os outros três contadores são usados para o acionamento do compressor (C1), do ventilador (C2) e da resistência do evaporador secundário (C3). Chaves simples são usadas para o acionamento dos contadores e das resistências (exceto a do evaporador secundário e a do filtro de óleo), da caixa de tomadas (CT) e do fluxímetro (FLUX). Para a resistência do filtro de óleo não foi usada nenhuma chave para o seu acionamento, estando esta em operação durante todo o tempo em que CG estiver energizado.

Para o fluxímetro foi usado um transformador 220/110 Vca, 60Hz, pois a tensão da rede que alimenta o circuito é 220 V.

Em série com a resistência de controle do grau de sub-resfriamento (RA1) e com a resistência interna do gabinete (RA2) foram colocados seus respectivos potenciômetros, PA1 e PA2. Estes funcionam como variadores de tensão das resistências, podendo inclusive cortar sua alimentação. Devido à dificuldade encontrada no ajuste do grau de sub-resfriamento, com o controle manual da resistência (RA1), foi instalado posteriormente um controlador do tipo PID.

O compressor é protegido por um pressostato. Quando a pressão atinge um certo valor a corrente que passa por C1 é cortada, desligando o compressor.

Para a proteção do circuito de comando é usado um fusível tipo diazed de 6A. Cada linha do circuito de força possui um fusível do mesmo tipo, sendo que para as resistências seu valor é 2A, exceto para a RES, que é 4A. O compressor tem um fusível de 10A e o ventilador, de 4A.

4.3 - Sistema de Medição

Durante os experimentos foram utilizados equipamentos para medição de temperatura, pressão e fluxo de massa de refrigerante, os quais encontram-se relacionados a seguir.

- Transdutor de Fluxo de Massa:

Fabricação: MICRO MOTION

Modelo: D6 MASS FLOW METER

Faixa de Operação: 0 - 15 kg/h

- Transdutor de Temperatura:

1 - Termopar tipo T (Cu-Co)

Diâmetro: 0,127 mm (0,005 pol)

Fabricação: OMEGA

- Transdutores de Pressão:

Fabricação: HOTTINGER BALDWIN MESSTECHNIK (HBM)

Modelo: P3MA

Faixa de Operação: 0-10 bar e 0-20 bar.

Estes transdutores estão conectados ao sistema de aquisição, o qual trata os sinais na forma de tensão analógica e os envia ao microcomputador na forma digital.

Na bancada, os transdutores de temperatura (TPID, T1 e T2) e pressão (TA, TBA e TBD) estão localizados próximo ao evaporador, portanto no interior da câmara, como pode ser observado na Figura 4.2. Desta forma, foi possível a conexão destes transdutores nos pontos de medição da câmara ('pontos p' na Figura 3.2).

O transdutor de fluxo de massa está posicionado na parte externa da bancada, (FM na Figura 4.2), e sendo assim, a ligação deste com o sistema de aquisição foi realizada externamente à câmara.

Na Figura 4.4, é apresentado o sistema de medição da bancada.

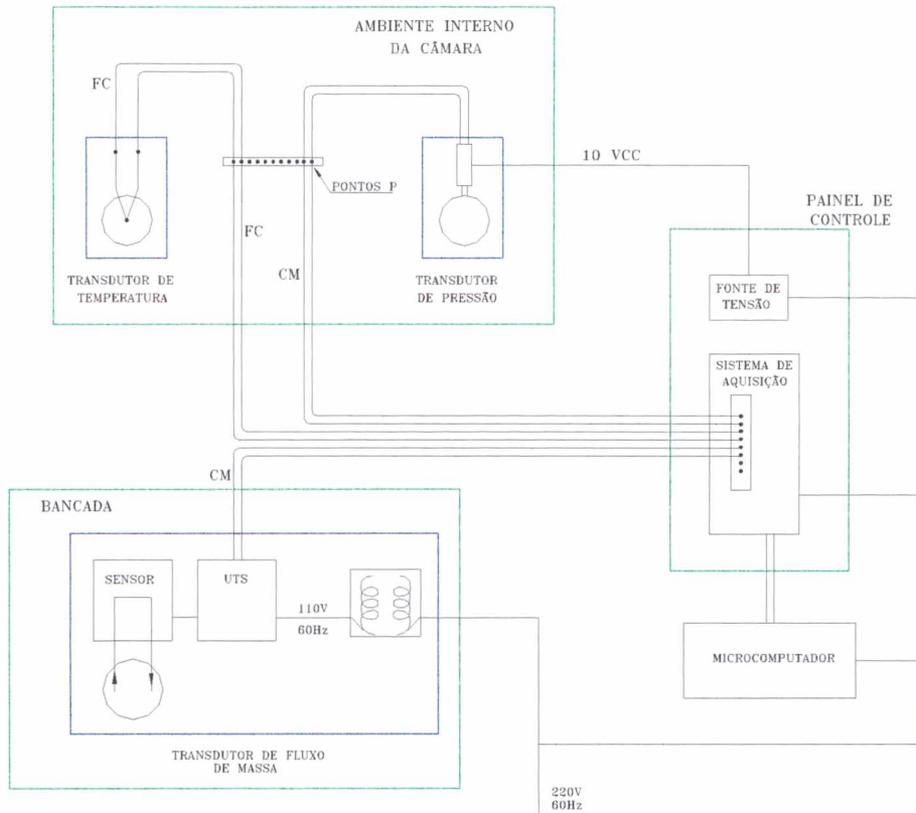


Figura 4.4 - Sistema de medição da bancada

Os termopares foram soldados a fios de compensação (FC) Tipo T (Cu-Co), bitola 24AWG, que permitem a sua ligação aos pontos de medição da câmara (pontos p) e destes ao sistema de aquisição de dados.

Os sinais dos transdutores de fluxo de massa e pressão são transmitidos ao sistema de aquisição, respectivamente pelos cabos manga (CM) 6x26AWG e 4x26AWG.

A alimentação dos transdutores de pressão é feita por uma fonte, localizada no painel de controle, que fornece corrente estabilizada contínua com tensão de 10 V.

O transdutor de fluxo de massa é composto por um sensor e uma unidade de tratamento de sinal (UTS) alimentada por um transformador (TRF) que fornece energia elétrica a 110 V e 60 Hz.

4.4 - Calibração do Sistema de Medição

Os transdutores utilizados na bancada foram calibrados seguindo-se os procedimentos empregados em trabalhos anteriores desenvolvidos no Núcleo de Pesquisa em Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar (NRVA).

As curvas de calibração foram obtidas pelo método dos mínimos quadrados, na forma de polinômios com graus entre zero e cinco de tal forma a satisfazer as exigências do sistema de aquisição.

As incertezas de medição foram compostas pela máxima dispersão da medição encontrada durante a calibração e pelo erro do ajuste da curva de calibração, uma vez que esta não é exata.

4.4.1 - Transdutor de Fluxo de Massa

O transdutor de fluxo de massa utilizado possui faixa de operação entre 0 e 15 kg/h com correspondente sinal de saída entre 0 e 5 volts. Desta forma tem-se um fator multiplicativo 3 para a conversão volt - kg/h.

A aferição é realizada comparando-se valores de fluxo de massa de água obtidos a partir da massa de água acumulada em um recipiente em um determinado tempo, com valores registrados pelo transdutor. Este procedimento, descrito por Gonçalves (1994), fornece como resultado uma curva de ajuste a ser aplicada sobre o valor registrado pelo transdutor.

Devido aos fluxos de massa utilizados no experimento serem baixos, o transdutor foi aferido somente na faixa entre 0 e 5 kg/h.

No Apêndice V estão apresentados os valores do fluxo de massa padrão 'FMp', do fluxo de massa registrado pelo transdutor 'FMt', da incerteza de medição associada a cada ponto 'IMp' e do erro percentual do 'FMt' relativo ao 'FMp', calculado por:

$$Erro(\%) = \frac{(FMp - FMt) \cdot 100}{FMp} \quad (4.1)$$

Através da Figura 4.5 pode-se verificar que o erro percentual médio está em torno de 0,42%. Desta forma, optou-se por uma curva de ajuste linear que resultou na constante multiplicativa de 1,00424. Portanto, o fator multiplicativo corrigido assume o seguinte valor: $(3 \times 1,00424) = 3,0125$.

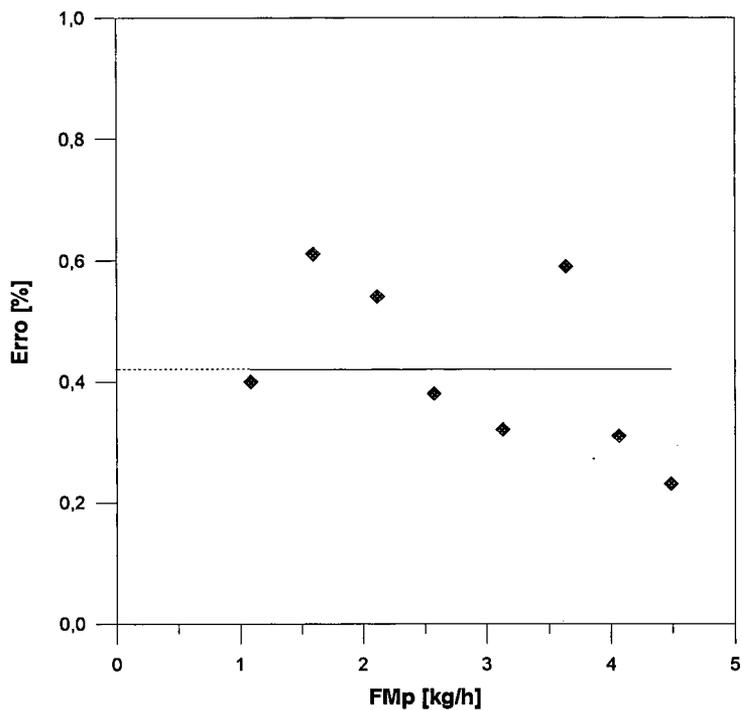


Figura 4.5. - FMp vs Erro

A incerteza de medição associada ao valor do fluxo de massa é o resultado da combinação quadrática da máxima dispersão da medição encontrada durante a calibração com a incerteza de medição causada pelos erros do ajuste da curva de calibração, como indicado na equação a seguir:

$$IM_{FLUXO} = \sqrt{IMp^2 + IMa^2} \quad (4.2)$$

onde:

IM_{FLUXO} = Incerteza de medição do fluxo de massa;

IM_p = Incerteza de medição pontual;

IM_a = Incerteza de medição do ajuste.

A incerteza de medição pontual ' IM_p ' corresponde ao erro aleatório apresentado na leitura de um fluxo de massa constante. Este valor foi calculado através da seguinte equação:

$$IM_p = DP \cdot FS \quad (4.3)$$

onde:

DP = desvio padrão;

FS = fator de Student.

O valor máximo da IM_p encontrado durante a calibração foi de $\pm 0,0431$ kg/h, como pode ser observado na Tabela V.1 do Apêndice V.

A incerteza de medição do ajuste, originada do fato da curva de calibração não ser exata, corresponde ao erro padrão da estimativa ' EPE ':

$$EPE = \sqrt{\frac{\sum (VC_i - M_i)^2}{N - (1 + GP)}} \quad (4.4)$$

onde:

VC_i = valor calculado pela curva ajustada no i ésimo ponto;

M_i = valor medido no i ésimo ponto;

N = número de pontos;

GP = grau do polinômio da curva ajustada.

Para o polinômio do primeiro grau considerado, obteve-se: $IM_a = \pm 0,0146$ kg/h.

Desta forma, através da equação (4.2), foi determinado o seguinte valor para a incerteza do fluxo de massa: $IM_{\text{FLUXO}} = \pm 0,04$ kg/h.

4.4.2 - Transdutor de Temperatura

Os termopares fornecem como sinal de saída uma voltagem termoelétrica, a qual foi relacionada com a temperatura [°C], de acordo com os dados apresentados na tabela fornecida pela IPTS-68 (International Practical Temperature Scale of 1968) referenciada a 0°C. Este procedimento foi adotado partindo-se dos resultados obtidos por Gonçalves (1994), que mostram uma perfeita concordância da curva de calibração obtida para valores de temperatura superiores a 0°C com a curva padrão fornecida pela norma ASTM E 20.

A partir de uma regressão linear utilizando-se o método dos mínimos quadrados levantou-se os polinômios necessários a determinação da temperatura no intervalo entre -60 e 130 °C..

A curva que relaciona tensão-temperatura é dada por:

$$T = 0,000759158742(DDP)^5 - 0,009495148376(DDP)^4 + 0,064795840023(DDP)^3 + -0,745306027000(DDP)^2 + 25,865610348404(DDP) + 0,021258352630 \quad (4.5)$$

onde 'T' é dado em [°C] e 'DDP' em [mV].

A sua inversa é dada por:

$$DDP = -0,000000020567T^3 + 0,000043852231T^2 + +0,038601380665T - 0,001206899823 \quad (4.6)$$

Como apresentado na Figura 4.4 o transdutor de temperatura tem sua junta de referência estabelecida no barramento do sistema de aquisição sob condição ambiente, cuja temperatura é medida por um termistor. Sendo essa temperatura variável, faz-se necessário o uso de uma temperatura de referência constante, neste caso 0°C.

Convertendo a temperatura da junta de referência do barramento em uma diferença de potencial DDP0 à partir da função inversa da curva de calibração com referência a 0°C, equação (4.6), e adicionando a esse valor a DDP1 produzida entre o ponto que se quer medir e o barramento, obtém-se a DDP2 que seria produzida por um

termopar que estivesse entre a temperatura que se quer medir e 0°C , como esquematizado na Figura 4.6.

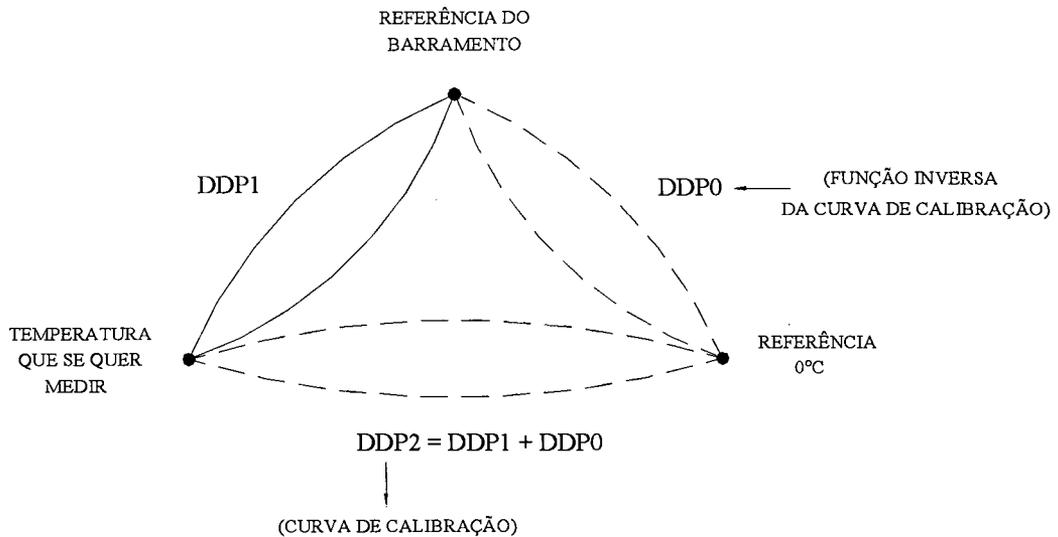


Figura 4.6 - Conversão do sinal de temperatura pelo sistema de aquisição

A $DDP2$ é então convertida para temperatura através da curva de calibração com referência a 0°C , equação (4.5).

A incerteza de medição associada ao valor da temperatura ' $IM_{\text{TEMPERATURA}}$ ' assume o valor de $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$, (Gonçalves, 1994).

4.4.3 - Transdutor de Pressão

O processo de calibração dos transdutores de pressão consiste em submetê-los a pressões conhecidas (padrão), geradas por um sistema denominado de máquina de peso morto. Este sistema é constituído por um conjunto cilindro e êmbolo sobre o qual são colocadas massas-padrão para se obterem diferentes valores de pressão, utilizados como pontos de calibração.

Na bancada foram utilizados dois transdutores na faixa de operação de 0 a 10 bar, PTF18 e PTA53, e um transdutor na faixa de 0 a 20 bar, NRVA1. Este último foi calibrado *in loco*, e os primeiros no Laboratório de Eletro-Eletrônica da EMBRACO.

No Apêndice V é apresentado o conjunto de pontos de calibração para cada transdutor, formado por valores da pressão absoluta padrão ' $P_{\text{padrão}}$ ' e da pressão absoluta lida ' P_{lida} ' pelo sistema de medição de pressão. A partir destes pontos obtiveram-se as curvas de calibração, as quais assumiram a seguinte forma:

$$P_{\text{calib}} = a + b.P_{\text{lida}} + c.P_{\text{lida}}^2 + d.P_{\text{lida}}^3 + e.P_{\text{lida}}^4 + f.P_{\text{lida}}^5 \quad (4.4)$$

onde:

P_{calib} = pressão ajustada através da curva de calibração, [bar];

P_{lida} = pressão absoluta lida pelo sistema de medição, [bar];

a, b, c, d, e, f = coeficientes da curva de calibração.

A Tabela 4.1, apresenta os coeficientes da curva de calibração resultantes para cada transdutor.

Tabela 4.1 - Coeficientes da curva de calibração da pressão

Coeficiente	NRVA1	PTF18	PTA53
a	0,027546294	-0,1631739547	-1,4459875056E-02
b	1,0566591	0,9977650319	1,008868284
c	-1,0442953E-02	2,3416436433E-03	-4,4314518447E-03
d	0,84733948E-03	-4,3589447595E-04	1,2552639362E-03
e	-0,21596875E-04	1,6607079422E-05	-1,5828618986E-04
f	0,0	5,1203058436E-07	7,0326679829E-06

A incerteza de medição associada ao valor da pressão foi determinada seguindo o mesmo procedimento utilizado para o fluxo de massa. Os resultados obtidos para cada transdutor estão indicados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Incerteza de medição da pressão

Transdutor	IM_p [bar]	IM_a [bar]	IM_{PRESSÃO} [bar]
NRVA1	$\pm 0,0310$	$\pm 0,0359$	$\pm 0,05$
PTF18	$\pm 0,0132$	$\pm 0,0102$	$\pm 0,02$
PTA53	$\pm 0,0104$	$\pm 0,0082$	$\pm 0,01$

***MÉTODOS DE AVALIAÇÃO
DA TAXA DE CALOR
TRANSFERIDA PARA O
EVAPORADOR***

O evaporador em estudo é do tipo 'roll-bond' de placa plana, como ilustrado na Figura 5.1.

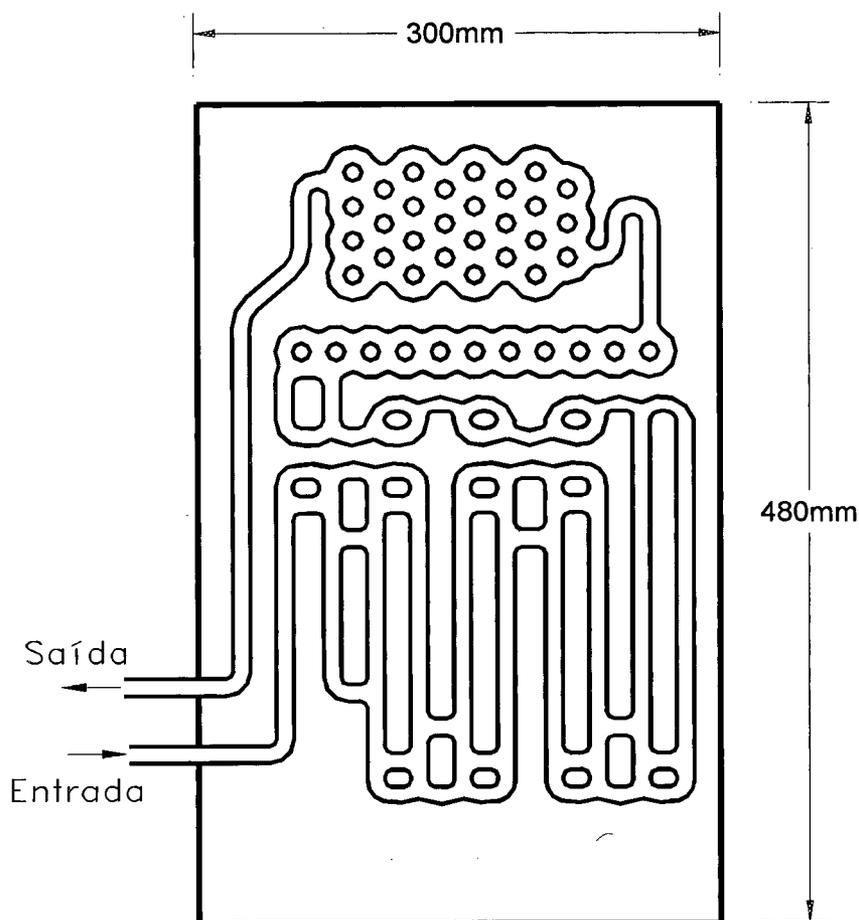


Figura 5.1 - Evaporador 'roll-bond' (Slim 230 litros)

Este evaporador está montado no interior de um refrigerador Slim 230 litros, que por sua vez está localizado no interior da câmara com temperatura ambiente controlada apresentada no Capítulo 3. Na Figura 4.2 é possível verificar sua posição em relação ao sistema de refrigeração da bancada.

Uma das partes essenciais na análise de um trocador de calor é a determinação de seu coeficiente global de transferência de calor, (Incropera,1990).

Para o evaporador em questão, este coeficiente será determinado através da seguinte relação:

$$U_{evap} = \frac{q_{evap}}{A_{evap} \cdot (\bar{T}_{fr} - T_{evap})} \quad (5.1)$$

onde:

U_{evap} = coeficiente global de transferência de calor do evaporador, [W/m².K];

A_{evap} = área superficial total do evaporador, [m²];

\bar{T}_{fr} = temperatura média do ar na região frontal do evaporador;

T_{evap} = temperatura de evaporação inferida a partir da pressão de evaporação;

q_{evap} = taxa de calor transferida para o refrigerante, [W].

Várias podem ser as formas de se avaliar ' q_{evap} ' sendo este fator que diferencia as abordagens a serem empregadas. No presente trabalho são utilizados três métodos distintos para a avaliação deste parâmetro, os quais serão descritos a seguir.

5.1- Método Direto

O primeiro método empregado na avaliação do fluxo de calor transferido para o refrigerante baseia-se no sistema de medição da bancada, já que são necessários o fluxo de massa e as condições do refrigerante na entrada e saída do evaporador:

$$q_{evap} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (5.2)$$

onde:

\dot{m} → fluxo de massa de refrigerante que passa pelo evaporador, medido através de um transdutor de fluxo de massa, (FM na Figura 4.2);

$h_4 = h_3$ → entalpia do refrigerante na entrada do evaporador, obtida através da medição de pressão e temperatura (TA e T1 na Figura 4.2);

h_1 → entalpia do refrigerante na saída do evaporador, obtida através da medição de pressão e temperatura (TBD e T2 na Figura 4.2).

As condições termodinâmicas do refrigerante nos pontos 1 e 4 estão representadas no diagrama pressão-entalpia da Figura 1.2.

5.2- Método Indireto

Nos testes realizados com o evaporador, é necessário que os ambientes externo e interno ao refrigerador tenham suas temperaturas controladas. Como visto no Capítulo 3, o sistema de climatização da câmara cumpre a função de controlar a temperatura externa ao refrigerador. Já a temperatura interna é controlada por resistências elétricas posicionadas na parte inferior do gabinete, como ilustrado na Figura 5.2.

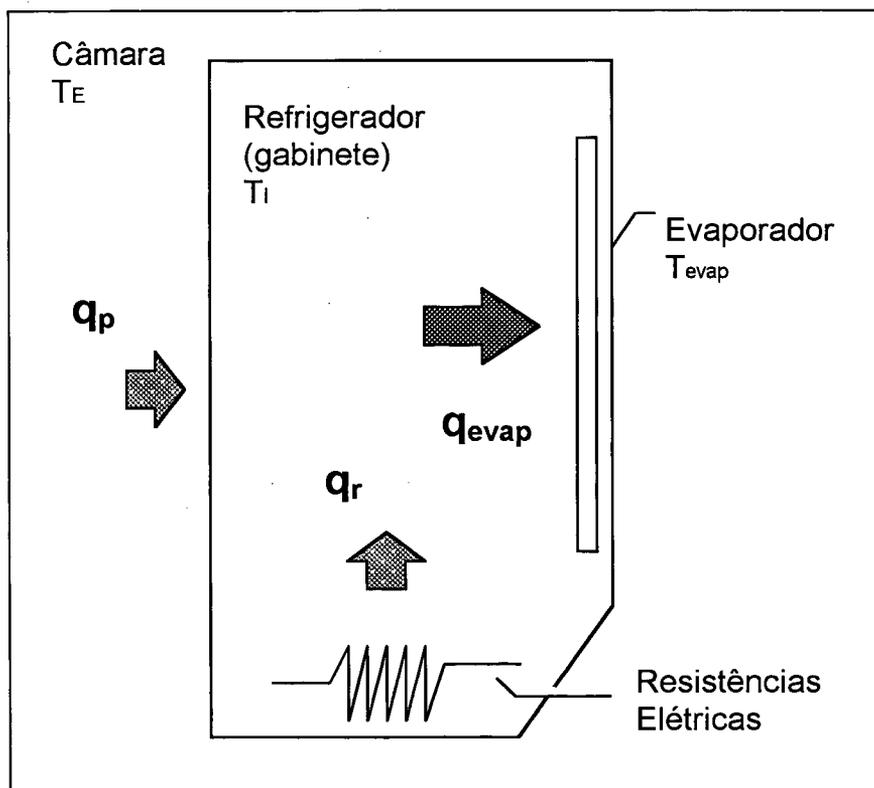


Figura 5.2 - Esquema da situação de teste

O método indireto empregado na avaliação de ' q_{evap} ', considera que todo calor transmitido através das paredes do refrigerador ' q_p ' devido à diferença entre a temperatura ambiente média externa ' \bar{T}_E ' e a temperatura média interna do gabinete ' \bar{T}_I ', adicionado ao calor gerado pelas resistências elétricas ' q_r ', é absorvido pelo fluido refrigerante, ou seja:

$$q_{evap} = q_p + q_r \quad (5.3)$$

O valor de ' q_r ' corresponde à própria potência dissipada pelas resistências elétricas, e ' q_p ' pode ser determinado através da seguinte expressão:

$$q_p = (UA)_p \cdot (\bar{T}_E - \bar{T}_I) \quad (5.4)$$

A determinação do parâmetro $(UA)_p$ será descrita a seguir.

5.2.1 - Fator UA do Refrigerador

O coeficiente global de transmissão de calor das paredes de refrigeradores e freezes é determinado experimentalmente através do teste de UA regulamentado pela norma técnica NTB00119.

O ensaio consiste em manter o ar no interior do gabinete numa temperatura superior à temperatura externa, através do acionamento de resistências elétricas com potência não superior a 50W, instaladas na superfície inferior do gabinete, conforme ilustrado na Figura 5.2. Tais resistências são controladas por um variador de tensão sendo a sua potência ' q_r ' medida através do transdutor de potência descrito no item 3.4. Desta forma, o fator UA do refrigerador é dado por:

$$(UA)_p = \frac{q_r}{(\bar{T}_E - \bar{T}_I)} \quad (5.5)$$

A temperatura média interna corresponde à média aritmética das temperaturas T1, T2, T3, T4, e T5, medidas nos pontos indicados pela Figura 5.3. Os transdutores que indicam as temperaturas TD, TF e TE, foram posicionados a 10 cm das paredes, no centro geométrico das laterais e da porta. A média aritmética destas 3 temperaturas corresponde à temperatura média externa.

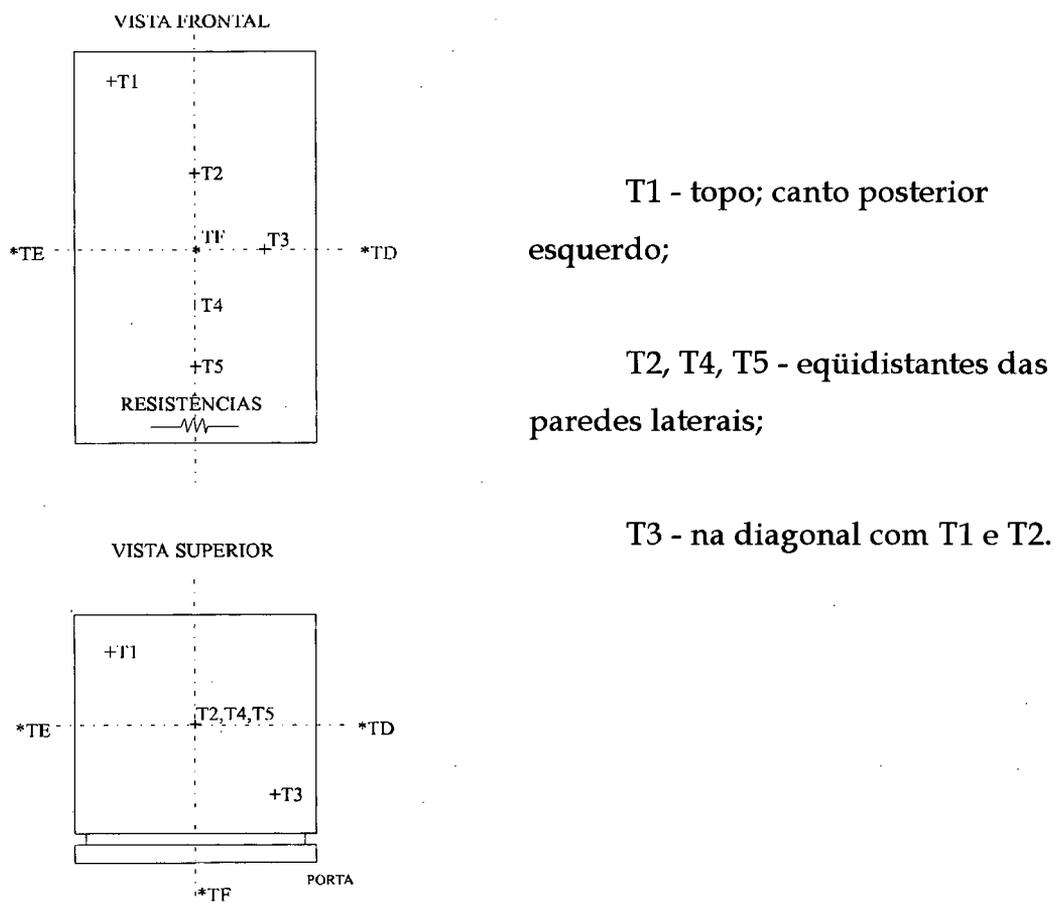


Figura 5.3 - Posições dos transdutores de temperatura e resistências de aquecimento

Todos os transdutores utilizados na avaliação da temperatura do ar, foram brasados com estanho no centro geométrico de massas térmicas padrões de cobre, cujas dimensões, em milímetros, são mostradas na Figura 5.4. Estes transdutores são

constituídos por fios de compensação tipo T (Cu-Co), bitola 24 AWG, calibrados no Laboratório Eletro-Eletrônico da EMBRACO. As curvas de calibração e incerteza de medição estão apresentadas no Apêndice VI.

Os acessórios do refrigerador, tais como prateleiras e gavetas, foram removidos para permitir a instalação das resistências e para evitar a estratificação térmica.

As resistências foram cobertas com papel alumínio para facilitar a dissipação de calor.

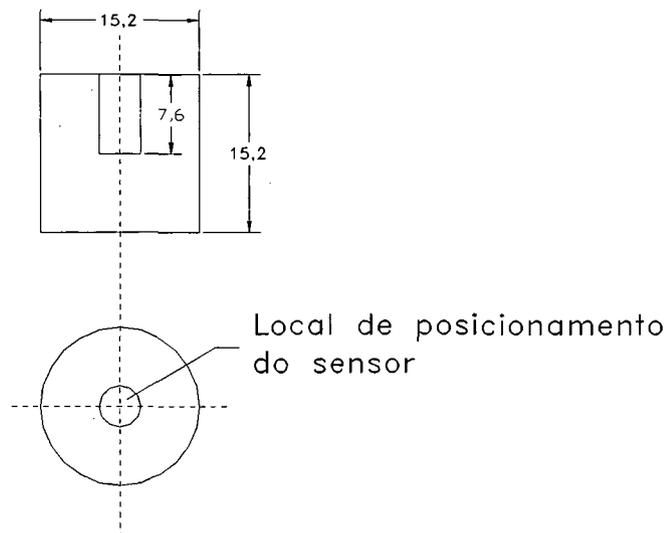


Figura 5.4 - Massa térmica padrão utilizada na avaliação da temperatura do ar

O cálculo da incerteza de medição associada ao valor de UA está apresentado no Apêndice VII.

5.3- Utilização de Transdutores de Fluxo de Calor

Este método consiste da medida direta do fluxo de calor transferido para o refrigerante, através da utilização de transdutores de fluxo de calor com dimensões de 5x1 cm, dispostos nas superfícies frontal e posterior do evaporador (entre canais).

Desta forma 'q_{evap}' é dado por:

$$q_{evap} = q''_{evap} \times A_{evap} \quad (5.6)$$

sendo,

$$q''_{evap} = \frac{\left(\frac{\sum_{i=1}^n q''_t}{n} \right)_{FACE\ FRONTAL} + \left(\frac{\sum_{i=1}^n q''_t}{n} \right)_{FACE\ POSTERIOR}}{2} \quad (5.7)$$

onde 'n' é o número de transdutores de fluxo de calor em cada face do evaporador.

Neste trabalho foram utilizados transdutores de fluxo de calor com gradiente de temperatura tangencial, os quais serão descritos a seguir.

5.3.1 - Transdutores de Fluxo de Calor

Um transdutor de fluxo de calor, em geral, quando submetido a um fluxo térmico, registra um gradiente de temperatura decorrente da sua configuração interna e que por sua vez é proporcional a este fluxo.

Nos transdutores tradicionais de fluxo de calor, com gradiente de temperatura transversal (ver Figura 5.5), a parede auxiliar funciona como um corpo resistivo, que origina o gradiente de temperatura.

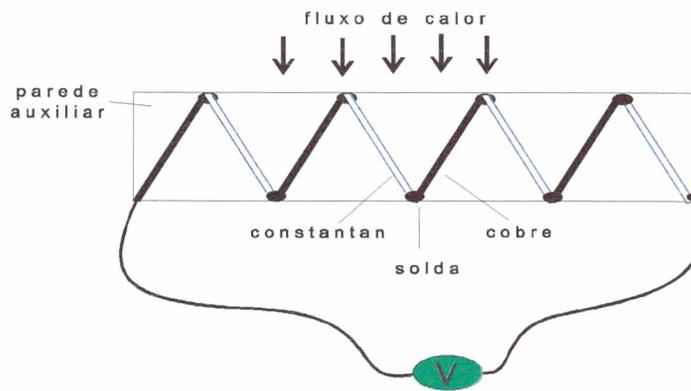


Figura 5.5 - Transdutor de fluxo de calor com gradiente de temperatura transversal

Nesta configuração podem ocorrer problemas de fabricação devido ao grande número de junções termoelétricas soldadas, como também erros de medição, associados com a interferência provocada pela necessária espessura do transdutor.

Nos transdutores utilizados no presente trabalho, (Güths et al., 1995), a rede termoelétrica foi simplificada através da deposição eletrolítica em série de uma camada metálica de elevada condutividade elétrica (cobre) sobre um suporte metálico de condutividade inferior (constantan). Esta configuração é denominada de termopar planar a eletrodos depositados, e seu princípio de funcionamento pode ser explicado a partir da Figura 5.6.

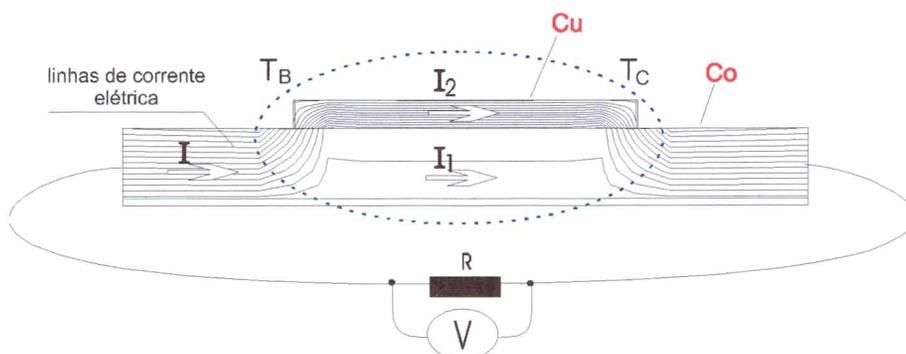


Figura 5.6 - Linhas de corrente em um circuito bimetálico a eletrodo depositado, (Güths et al., 1995)

Submetendo um termopar planar a uma diferença de temperatura ($T_B - T_C$), a corrente elétrica gerada circulará preferencialmente pela camada de cobre pois esta possui uma condutividade elétrica superior ao constantan. Como consequência, a região assinalada na Figura 5.6 comporta-se como se fosse formada exclusivamente por cobre. Este termopar é equivalente ao esquema mostrado na Figura 5.7, com a vantagem de que as soldas na região de contato são eliminadas.

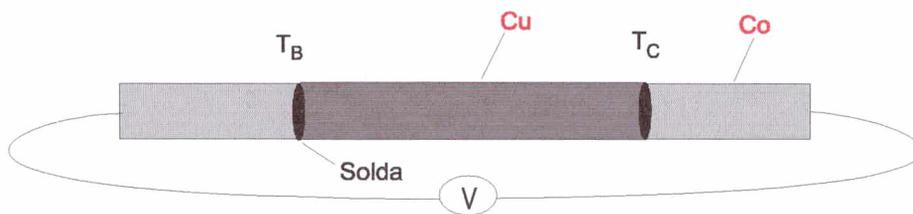


Figura 5.7 - Circuito bimetálico com solda entre as junções

Conforme ilustrado na Figura 5.6, uma corrente residual passa pelo constantan. A intensidade desta corrente, fundamentalmente dependente do processo de fabricação do transdutor, é um dos fatores determinantes de seu poder termoelétrico, ou seja, de sua sensibilidade.

Para empregar estes termopares na avaliação do fluxo de calor, utilizou-se uma assimetria física, mostrada na Figura 5.8, a qual desvia as linhas de fluxo gerando um gradiente de temperatura num plano tangencial ao plano de medição.

Os termopares estão ligados em série, e cada um converte a diferença de temperatura em força eletromotriz (f.e.m.) através do efeito Seebeck. A f.e.m. produzida é diretamente proporcional ao número de termoelementos distribuídos sobre a superfície útil do sensor.

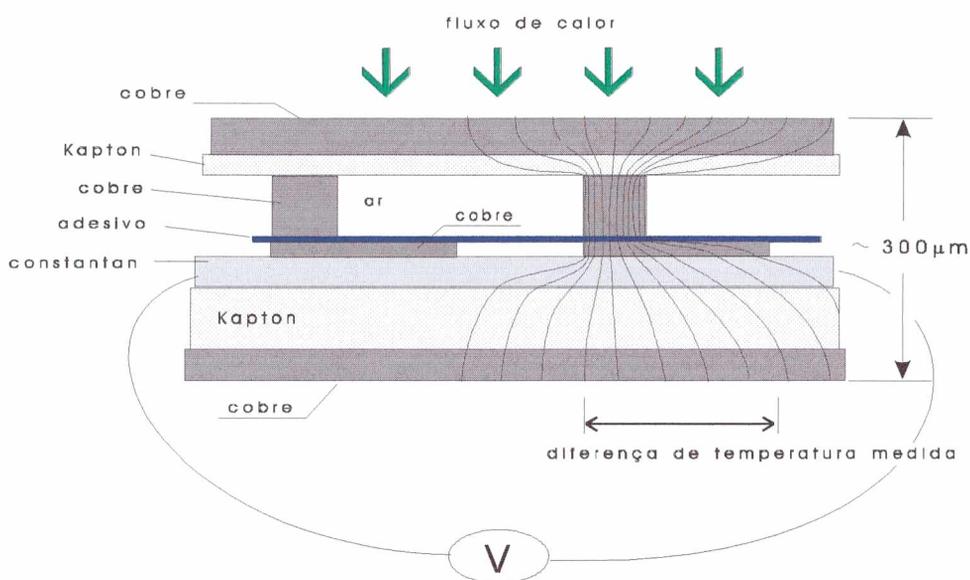


Figura 5.8 - Transdutor de fluxo de calor com gradiente de temperatura tangencial, (Güths et al., 1995)

A Figura 5.9 apresenta um desenho esquemático do transdutor aberto, onde podem ser observadas as várias camadas de cobre, na parte inferior, depositadas ao longo de uma longa tira de constantan, e os pinos de cobre, na parte superior, responsáveis pela assimetria das linhas de fluxo.

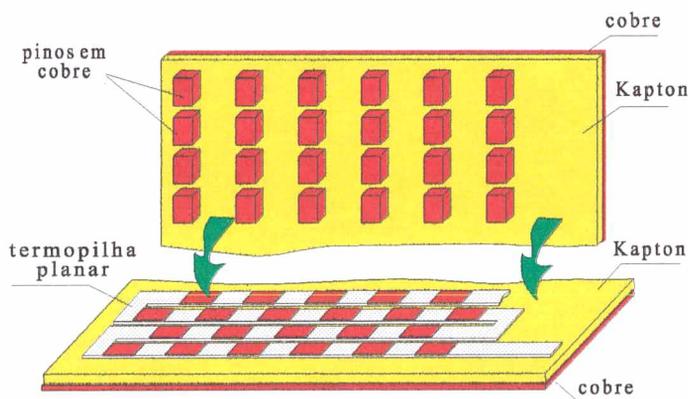


Figura 5.9 - Vista do transdutor aberto, (Güths et al., 1995)

Este tipo de transdutor apresenta como vantagens uma espessura reduzida (300 μm), alta sensibilidade, baixo custo e baixa constante de tempo, possibilitando a caracterização de fenômenos transientes.

5.3.2 - Calibração

A calibração dos transdutores de fluxo de calor consiste em determinar o valor da constante 'C' de cada transdutor, dada por:

$$C = \frac{q_t}{V} \quad (5.8)$$

onde,

q_t = calor que flui através do transdutor, [W];

V = tensão gerada pelo transdutor, [mV].

A constante de calibração 'C' [W/mV], representa a proporcionalidade entre o fluxo térmico a que o transdutor é submetido e o gradiente de temperatura gerado pelo transdutor em função da sua configuração interna.

Neste trabalho utilizou-se o método de calibração com transdutor auxiliar que será descrito a seguir.

O transdutor a ser calibrado é colocado em contato com uma superfície fria que serve como sumidouro de calor. A fixação é realizada com pasta térmica e com o cuidado de evitar formação de bolhas de ar entre as superfícies.

Da mesma forma, sobre o transdutor é fixada uma resistência elétrica de tamanho idêntico ao do transdutor, com o objetivo de dissipar uma quantidade de calor conhecida.

Sobre a resistência são fixados o transdutor auxiliar e por fim um material isolante.

O conjunto é apresentado na Figura 5.10.

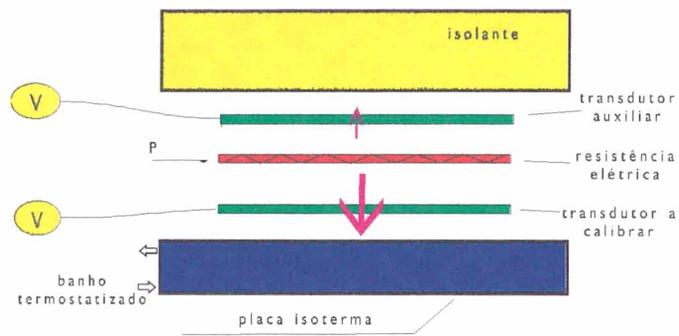


Figura 5.10 - Calibração com transdutor auxiliar

A corrente 'I' que passa pela resistência é gerada por uma fonte de corrente sendo o seu valor medido com um multímetro. O valor da resistência 'R' é medido a quatro fios. Através destes parâmetros torna-se possível obter a taxa de calor 'P_t' sendo dissipada pela resistência elétrica:

$$P_t = R \times I^2 \tag{5.9}$$

A medição a quatro fios, como ilustrado na Figura 5.11, é a maneira mais adequada de medir resistência pois não há influência dos cabos de ligação nem da chave de seleção dos pontos de medição que separam o ohmímetro do resistor, como ocorre na medição a dois fios (ver Figura 5.12).

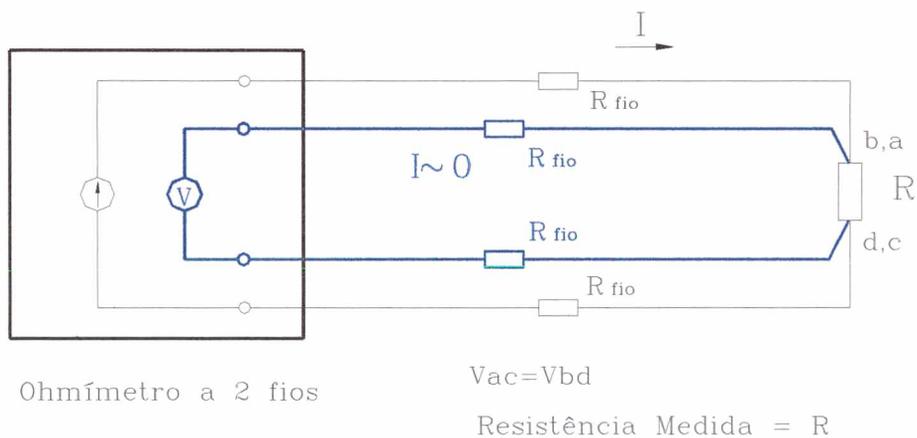


Figura 5.11 - Medida de resistência a 4 fios

Em ambos os casos, a corrente fornecida pela fonte de corrente independe dos valores de resistência impostos pela carga e como o voltímetro tem uma impedância de entrada grande, a corrente que circula por ele é praticamente zero, (Flesch, 1995).

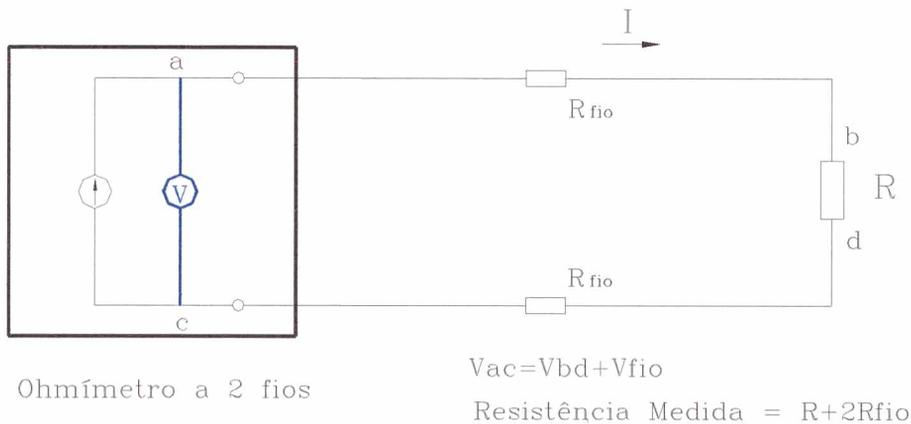


Figura 5.12- Medida de resistência a 2 fios

Na medição a dois fios ocorre uma queda de tensão nos cabos (a-b ; c-d) que ligam o voltímetro à resistência 'R', devido à passagem da corrente elétrica 'I' fornecida pela fonte. Portanto, o voltímetro registra uma tensão 'V_{ac}' maior que a tensão 'V_{bd}' existente sobre 'R'.

Isto já não acontece na medição a quatro fios, pois a corrente que circula através dos cabos que ligam o voltímetro à resistência 'R' é praticamente zero, devido à elevada impedância de entrada do voltímetro. Assim sendo, a tensão lida ($V_{bd} = V_{ac}$) é sempre o produto de uma corrente constante 'I' pelo valor da resistência que se quer medir 'R' independente dos valores de resistência intermediários (cabos, chaves, etc).

A transferência de calor através do transdutor a calibrar é facilitada devida ao seu contato com a placa fria. O calor que flui pela parte superior é medido com o transdutor auxiliar. As fugas pelas laterais e pelos conectores são desprezadas.

Portanto,

$$P_t = q_c + q_a \quad (5.10)$$

onde,

q_c = calor que flui através do transdutor a calibrar, [W];

q_a = calor que flui através do transdutor auxiliar, [W].

Cada um destes transdutores gera uma tensão diretamente proporcional ao fluxo de calor a que este está submetido. Esta tensão é medida com o auxílio de um multímetro.

Desta forma tem-se que:

$$q_c = C_c \times V_c \quad (5.11)$$

$$q_a = C_a \times V_a \quad (5.12)$$

onde,

C_c = constante de calibração do fluxímetro a calibrar, [W/mV];

V_c = tensão gerada no fluxímetro a calibrar, [mV];

C_a = constante de calibração do fluxímetro auxiliar, [W/mV];

V_a = tensão gerada no fluxímetro auxiliar, [mV].

Portanto,

$$P_t = C_c \cdot V_c + C_a \cdot V_a \quad (5.13)$$

e a constante de calibração que se deseja obter será dada por:

$$C_c = \frac{P_t - C_a \cdot V_a}{V_c} \quad (5.14)$$

A constante de calibração do transdutor auxiliar é determinada a partir da configuração apresentada na Figura 5.13.

Neste caso, o calor que sai pela parte superior é desprezado e a constante é dada por:

$$C_a = \frac{P_t}{V_a} \quad (5.15)$$

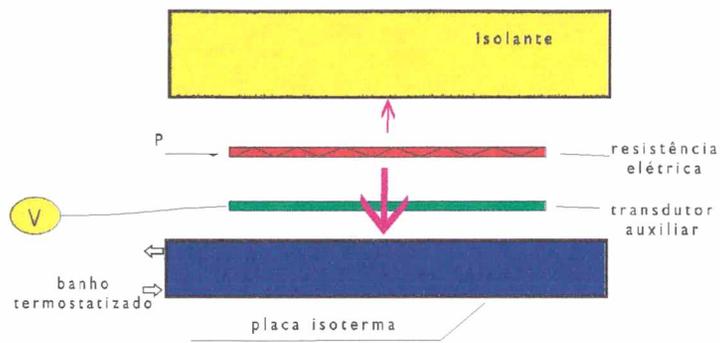


Figura 5.13 - Calibração do transdutor auxiliar

O resultado da calibração e o cálculo das incertezas de medição associadas ao valor das constantes de calibração estão apresentados no Apêndice VIII.

***AVALIAÇÃO DA
TRANSFERÊNCIA DE CALOR
NAS SUPERFÍCIES EXTERNAS DO
REFRIGERADOR***

A técnica padrão para avaliar o parâmetro UA do refrigerador, o qual representa as características de transferência de calor através das paredes e gaxetas, é a descrita no item 5.2.1.

Entretanto, esta técnica não permite uma análise localizada, ou seja, uma distinção entre porta, gaxeta, parede lateral, etc, além de não permitir avaliar a distribuição de fluxo de calor em uma mesma superfície. Para eliminar esta lacuna, decidiu-se pela utilização de transdutores de fluxo de calor, convenientemente dispostos sobre as superfícies externas do refrigerador. Além de explorar uma nova técnica experimental, esta etapa serviu como uma etapa preliminar para o trabalho que posteriormente seria realizado com evaporadores 'roll-bond', (ver Capítulo 7).

Nesta etapa, objetivo deste capítulo, serão apresentados inicialmente os resultados obtidos a partir do teste de UA convencional realizado com o refrigerador na sua condição original e após este ter sido anexado à bancada de teste de evaporadores. Em seguida, serão apresentados os testes com transdutores de fluxo de calor, através dos quais foi possível analisar a distribuição de fluxo de calor entre as superfícies. Resultados obtidos através de correlações disponíveis na literatura serão também apresentados e comparados com resultados experimentais.

6.1 - UA do Refrigerador Original

O refrigerador foi instrumentado como ilustrado na Figura 5.3 e posicionado no interior da câmara, onde as seguintes condições foram estabelecidas:

1º Ensaio: Temperatura externa: 18°C. Temperatura interna: ~43°C

2º Ensaio: Temperatura externa: 25°C. Temperatura interna: ~50°C

3º Ensaio: Temperatura externa: 32°C. Temperatura interna: ~57°C

Pode-se observar que a diferença entre as temperaturas interna e externa ao gabinete foi mantida em ~25°C.

Foram registradas as temperaturas internas (T1, T2, T3, T4, T5), as temperaturas externas (TE, TF, TD), e a tensão, corrente e potência referentes às resistências, com uma leitura a cada minuto, totalizando 56 leituras. Estes parâmetros foram mantidos constantes por no mínimo 1 hora antes de iniciar a leitura dos dados.

As medições efetuadas em cada ensaio estão apresentadas no Apêndice IX.

O valor de UA determinado através da equação (5.5) e sua incerteza de medição, obtida seguindo-se o procedimento descrito no Apêndice VII, estão relacionadas na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 - Valores de UA (configuração original)

$\bar{T}_E \cong 18^\circ C$	$\bar{T}_E \cong 25^\circ C$	$\bar{T}_E \cong 32^\circ C$
$q_r = 38,08 \pm 0,10$ [W]	$q_r = 40,68 \pm 0,10$ [W]	$q_r = 44,24 \pm 0,11$ [W]
$\bar{T}_I = 42,20 \pm 0,10$ [°C]	$\bar{T}_I = 49,26 \pm 0,10$ [°C]	$\bar{T}_I = 57,15 \pm 0,10$ [°C]
$\bar{T}_E = 17,82 \pm 0,15$ [°C]	$\bar{T}_E = 24,59 \pm 0,15$ [°C]	$\bar{T}_E = 31,66 \pm 0,15$ [°C]
UA=1,56 ± 0,01 [W/°C]	UA=1,65 ± 0,01 [W/°C]	UA=1,74 ± 0,01 [W/°C]

6.2 - UA do Refrigerador Anexado à Bancada

Em uma segunda etapa, o refrigerador foi acoplado à bancada para avaliação do desempenho de evaporadores, e posteriormente testado nas mesmas condições da etapa anterior, com as seguintes modificações:

- i) foram retirados alguns componentes do sistema original: o condensador, o dispositivo de expansão e o compressor;
- ii) foram realizados dois furos na parede posterior, com diâmetros de aproximadamente 1", para permitir a conexão do evaporador à bancada de testes;

iii) foi alterada a posição do refrigerador no interior da câmara e incluiu-se um termopar do lado externo, (TT), como apresentado na Figura 6.1.

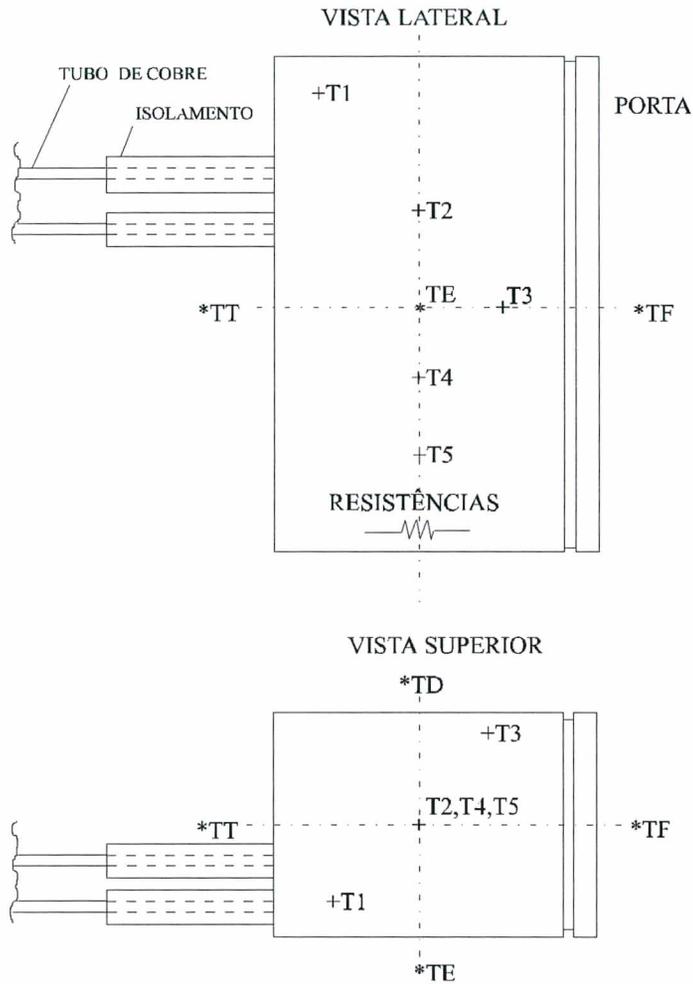


Figura 6.1 - Posições dos termopares e das resistências na situação em que o refrigerador se encontra anexado à bancada

As medições efetuadas em cada ensaio estão apresentadas no Apêndice IX. O valor de UA e sua incerteza de medição, estão relacionadas na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 - Valores de UA (refrigerador anexado à bancada)

$\bar{T}_E \cong 18^\circ C$	$\bar{T}_E \cong 25^\circ C$	$\bar{T}_E \cong 32^\circ C$
$q_r = 42,11 \pm 0,10$ [W]	$q_r = 45,46 \pm 0,10$ [W]	$q_r = 46,44 \pm 0,11$ [W]
$\bar{T}_I = 42,73 \pm 0,10$ [°C]	$\bar{T}_I = 50,02 \pm 0,10$ [°C]	$\bar{T}_I = 56,88 \pm 0,10$ [°C]
$\bar{T}_E = 18,55 \pm 0,15$ [°C]	$\bar{T}_E = 25,21 \pm 0,15$ [°C]	$\bar{T}_E = 31,74 \pm 0,15$ [°C]
UA=1,74 ± 0,01 [W/°C]	UA=1,83 ± 0,01 [W/°C]	UA=1,85 ± 0,01 [W/°C]

Os valores de UA obtidos para o refrigerador anexado à bancada podem ser comparados aos valores de UA do refrigerador na condição original, através da Figura 6.2.

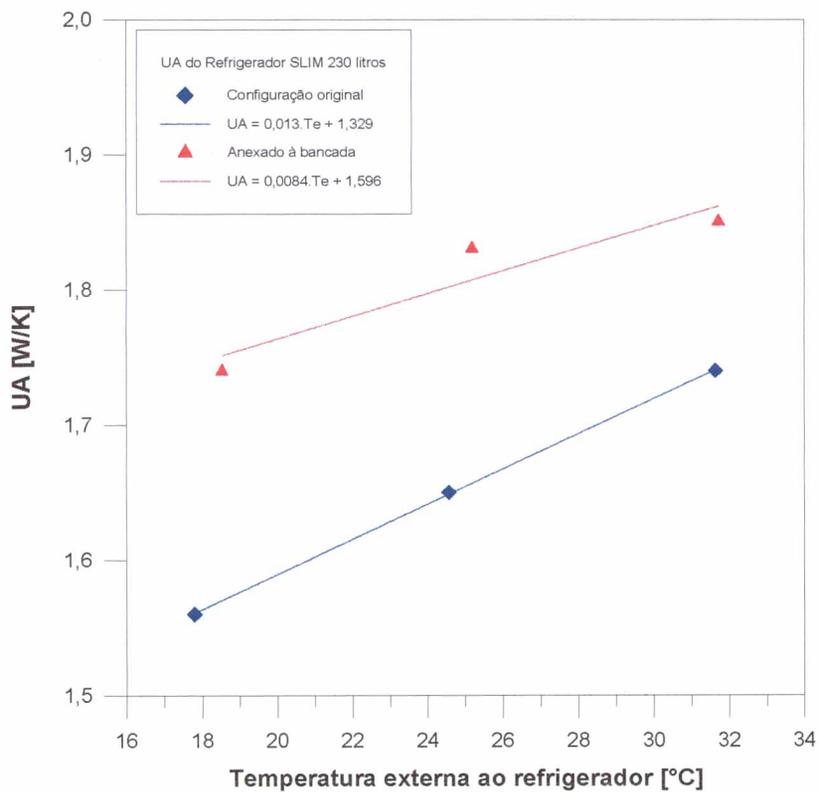


Figura 6.2 - UA do refrigerador Slim 230 litros

Pode-se verificar que o valor de UA cresce levemente com o aumento das temperaturas do ar interno e externo ao refrigerador. Isto é creditado ao aumento do

coeficiente de transferência de calor por radiação, o qual é obtido em função das temperaturas elevadas à 4ª potência.

Tanto na configuração original como na situação em que o refrigerador se encontra acoplado à bancada de testes de evaporadores, para cada variação de 7°C na temperatura externa, o valor de UA aumentou 0,09 W/K. Esta tendência só não foi observada no teste realizado a 32°C com o refrigerador modificado.

Também é possível observar que os valores de UA obtidos para o refrigerador anexado à bancada são superiores aos obtidos para o refrigerador na configuração original. Esta diferença deve-se às alterações realizadas no gabinete do refrigerador para permitir a sua fixação à bancada, as quais facilitaram a transferência de calor para o ambiente.

Deve ser mencionado que parte da diferença observada pode também ser creditada ao procedimento de realização dos testes. Na configuração original o refrigerador foi testado seguindo-se rigorosamente a norma NTB 00119. Já na segunda situação, além do seu posicionamento dentro da câmara ter sido alterado, não utilizou-se, por exemplo, os anteparos laterais estabelecidos por norma.

6.3 - Utilização de Transdutores de Fluxo de Calor

Os transdutores de fluxo de calor descritos no item 5.3.1, foram fixados nas superfícies externas do refrigerador quando este se encontrava anexado à bancada, com o objetivo de verificar a distribuição do fluxo de calor do sistema. A localização destes transdutores está representada na Figura 6.3 e através das coordenadas x , y , z relacionadas na Tabela 6.3.

Foram utilizados 23 transdutores (5x5 cm) distribuídos nas paredes externas do gabinete, e 6 transdutores (1,8x15,4 cm / 2,1x14,7 cm) na gaxeta, que faz a vedação entre a porta e as paredes do refrigerador. Sobre cada transdutor das paredes laterais, superior, posterior e porta, foram fixados termopares Tipo T (OMEGA).

Tabela 6.3 - Posicionamento dos transdutores

TRANSDUTORES GABINETE E PORTA			
Nº ransd.	X (cm)	Y (cm)	Z (cm)
1	0,0	133,0	35,0
2	0,0	112,0	8,0
3	0,0	71,0	24,0
5	0,0	36,0	37,0
6	16,0	133,5	0,0
7	0,0	13,0	12,0
8	56,0	133,0	30,5
10	56,0	63,0	13,0
11	29,0	75,0	0,0
12	45,5	12,0	0,0
15	56	111	14
16	56,0	88,0	36,0
19	56,0	35,0	31,0
22	28,0	74,0	47,0
24	29,0	143,0	24,0
25	43,0	133,0	47,0
26	13,0	14,0	47,0
27	47,0	143,0	49,0
28	26,0	0,0	43,5
30	12,0	143,0	10,0
31	17,0	0,0	3,5
32	45,0	24,0	33,0
33	39,0	12,5	20,0

TRANSDUTORES DA GAXETA			
Nº Transd.	X (cm)	Y (cm)	Z (cm)
1p	3,75	107,25	47,0
2p	3,75	35,75	47,0
3p	3,75	71,5	47,0
4p	3,75	143,0	23,5
2n	3,75	95,3	0,0
3n	3,75	47,7	0,0

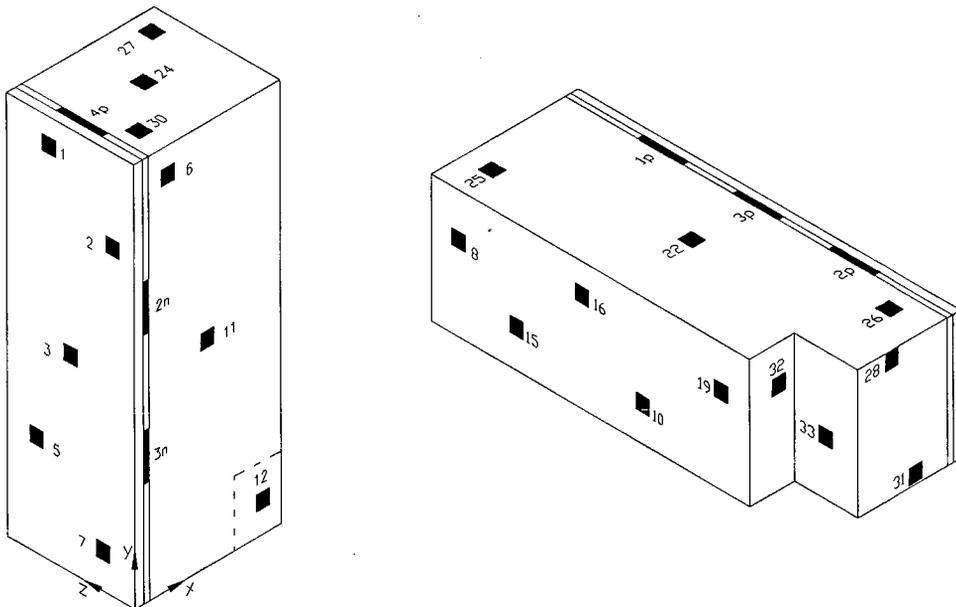


Figura 6.3 - Posicionamento dos transdutores

Nesta etapa foram realizados dois testes que permitiram avaliar o fator UA do refrigerador, a taxa total de transferência de calor através das superfícies externas, e a distribuição de fluxo de calor.

As características referentes a cada um destes testes, bem como os resultados obtidos, serão apresentados a seguir.

6.3.1 - *Temperatura Interna Superior à Externa*

Neste teste a temperatura do ar interno ao gabinete foi mantida em 50°C com o auxílio das resistências elétricas posicionadas na parte inferior do gabinete, e a temperatura do ar externo foi mantida em 25°C pelo sistema de climatização da câmara. Desta forma, obteve-se uma diferença de temperatura ' ΔT ', de 25°C.

Foram coletados os seguintes dados: temperaturas interna e externa ao gabinete [°C], potência dissipada pelas resistências elétricas [W], tensão gerada por cada transdutor [mV], e a temperatura superficial dos transdutores. Estes dados estão apresentados no Apêndice X.

De acordo com o procedimento seguido para o teste de UA, as leituras foram realizadas 1 hora após a estabilização de todos os parâmetros a serem medidos. Realizou-se uma leitura a cada minuto, totalizando 30 minutos de teste.

Partindo da equação (5.5), para $q_p = q_r = 45,22 \pm 0,11$ W, $\bar{T}_I = 50,36 \pm 0,10$ °C, $\bar{T}_E = 25,40 \pm 0,15$ °C, obtém-se $UA = 1,81$ W/K.

Da equação (VII.6), no Apêndice VII, determina-se a incerteza de medição de $\pm 0,01$ W/K.

Portanto,

$$UA = 1,81 \pm 0,01 \left[\frac{W}{K} \right]$$

valor este bastante próximo do apresentado na Tabela 6.2 para $\bar{T}_E \approx 25$ °C.

O fluxo de calor através de cada transdutor é obtido da seguinte expressão:

$$q_t'' = \frac{C \times V}{A_t} \quad (6.1)$$

onde:

C = constante de calibração do transdutor [W/mV];

V = tensão gerada no transdutor [mV];

A_t = área superficial do transdutor [m²]

A incerteza de medição associada ao valor de 'q_t''' pode ser calculada seguindo-se o procedimento descrito no Apêndice XI.

A Tabela 6.4 apresenta os valores de fluxo de calor resultantes.

Tabela 6.4 - Fluxo de calor medido com transdutores (T_I > T_E)

Transdutor	q _t '' [W/m ²]	Iq _t '' [W/m ²]	Iq _t '' [%]
22	11,6	0,5	5
25	9,0	0,4	4
26	17,4	0,7	4
28	9,4	0,4	5
11	11,6	0,5	4
12	4,3	0,2	5
31	19,3	0,8	4
1	8,4	0,4	5
2	10,1	0,4	4
3	14,1	0,6	4
5	14,7	0,6	4
7	14,6	0,6	4
10	8,5	0,4	5
15	13,1	0,5	4
16	17,6	0,7	4
19	8,4	0,5	5
32	20,4	0,8	4
33	14,9	0,6	4
6	14,9	0,7	4
8	10,7	0,5	5
24	12,0	0,6	5
27	6,4	0,3	4
30	16,2	0,7	4
2n	7,5	0,6	7
3n	13,3	1,0	7
1p	16,0	1,1	7
2p	13,4	0,9	7
3p	13,9	0,9	7
4p	18,2	1,2	6

O fluxo de calor transferido através de cada superfície foi determinado a partir de uma média aritmética dos valores obtidos nos pontos de medição representados na Figura 6.4.

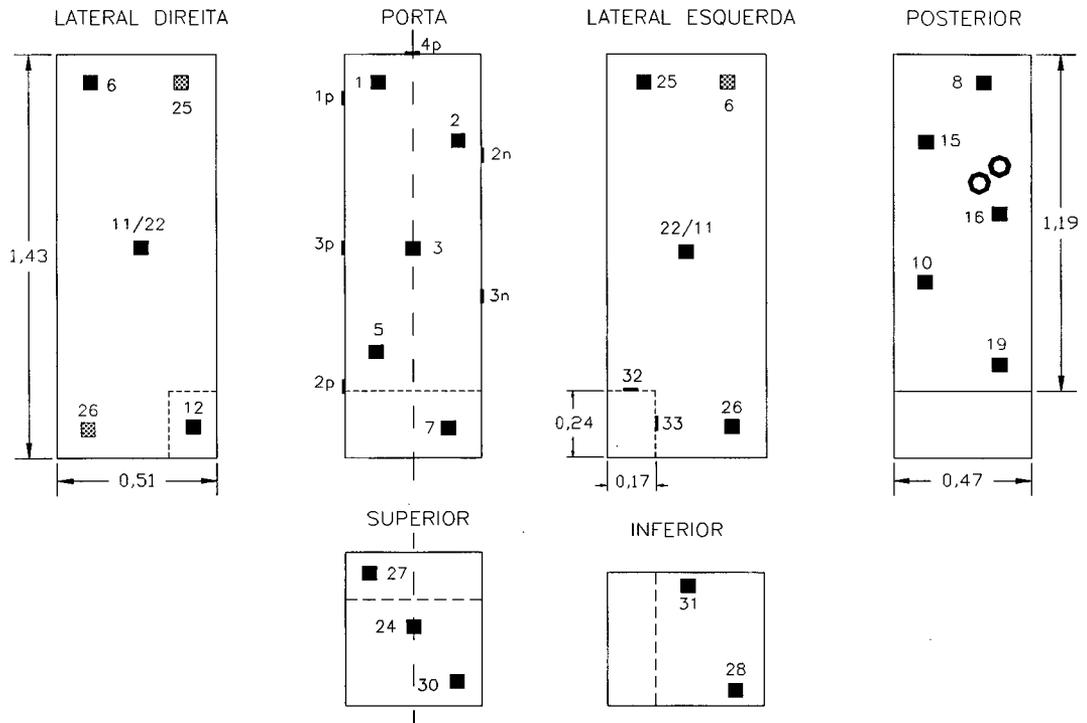


Figura 6.4 - Superfícies do refrigerador

O cálculo foi realizado da seguinte forma:

- fluxo de calor médio na superfície da porta:
$$\bar{q}_{sp}'' = \frac{q_1'' + q_2'' + q_3'' + q_5'' + q_7''}{5}$$

- fluxo de calor médio na superfície lateral esquerda:
$$\bar{q}_{sle}'' = \frac{q_{25}'' + q_{22}'' + q_{26}'' + q_6'' + q_{11}''}{5}$$

Neste caso, q_6 e q_{11} , medidos na superfície lateral direita foram transpostos para a lateral esquerda, partindo-se da hipótese de que os fluxos de calor através das

paredes laterais apresentam comportamento semelhante devido à simetria do refrigerador em relação à linha média vertical da porta.

O mesmo não foi realizado com q_{12} , pois o transdutor havia sido posicionado na região oca do gabinete.

- fluxo de calor médio na superfície lateral direita: $\bar{q}_{sla}'' = \frac{q_6'' + q_{11}'' + q_{25}'' + q_{26}'' + q_{22}''}{5}$

Como na superfície anterior, a introdução de q_{22} , q_{25} e q_{26} deve-se à hipótese de simetria do fluxo de calor através das paredes laterais, e a exclusão de q_{12} , por esta estar localizada na região oca do gabinete.

- fluxo de calor médio na superfície superior: $\bar{q}_{ss}'' = \frac{q_{27}'' + q_{30}'' + q_{24}''}{3}$

- fluxo de calor médio na superfície posterior: $\bar{q}_{sf}'' = \frac{q_8'' + q_{15}'' + q_{16}'' + q_{10}'' + q_{19}''}{5}$

- fluxo de calor médio na superfície inferior: $\bar{q}_{sin}'' = \frac{q_{28}'' + q_{31}''}{2}$

- fluxo de calor médio na superfície superior da cavidade: $\bar{q}_{ssc}'' = q_{32}''$

- fluxo de calor médio na superfície lateral da cavidade: $\bar{q}_{slc}'' = q_{33}''$

- fluxo de calor médio na superfície da gaxeta: $\bar{q}_{sg}'' = \frac{q_{1p}'' + q_{2p}'' + q_{3p}'' + q_{4p}'' + q_{2n}'' + q_{3n}''}{6}$

Na determinação da taxa de calor [W], a área superficial do refrigerador foi calculada em função das dimensões apresentadas na Figura 6.5.

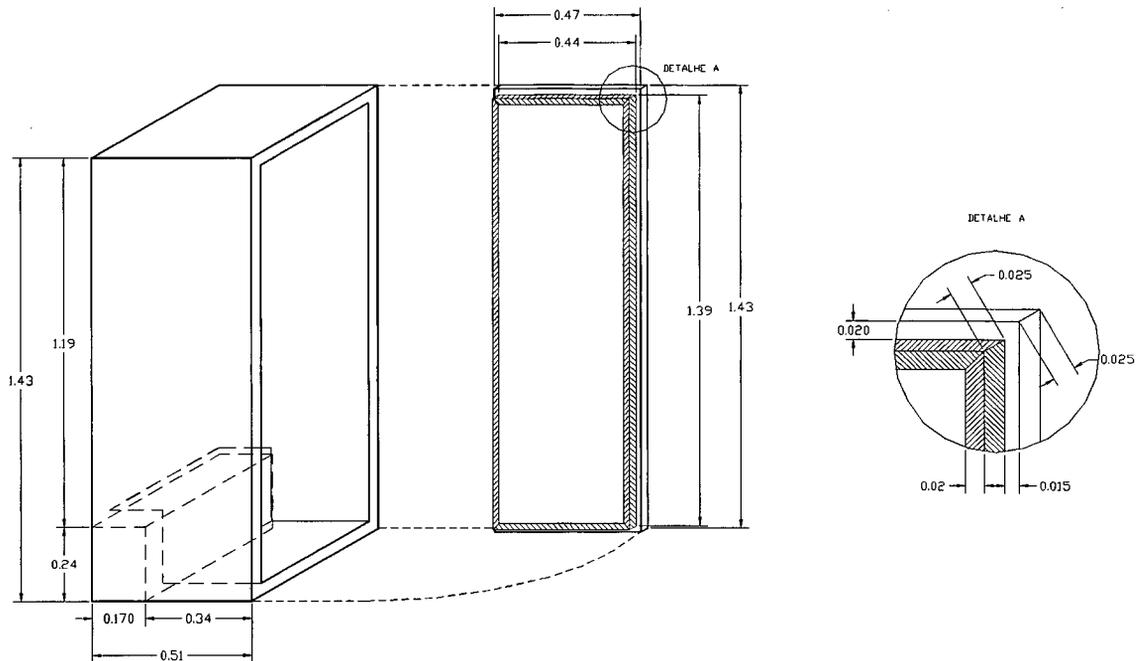


Figura 6.5 - Dimensões do refrigerador (m)

O cálculo foi realizado da seguinte forma:

- ⇒ área da porta = $1,43 \times 0,47 = 0,621 \text{ m}^2$
- ⇒ área da superfície superior = $0,51 \times 0,47 = 0,2397 \text{ m}^2$
- ⇒ área da superfície lateral esquerda = $(0,51 \times 1,43 - 0,24 \times 0,17) = 0,6885 \text{ m}^2$
- ⇒ área da superfície lateral direita = $(0,51 \times 1,43 - 0,24 \times 0,17) = 0,6885 \text{ m}^2$
- ⇒ área da superfície posterior = $1,19 \times 0,47 = 0,5593 \text{ m}^2$
- ⇒ área da superfície inferior = $0,34 \times 0,47 = 0,1598 \text{ m}^2$
- ⇒ área da superfície superior da cavidade = $0,17 \times 0,47 = 0,0799 \text{ m}^2$
- ⇒ área da superfície lateral da cavidade = $0,24 \times 0,47 = 0,1128 \text{ m}^2$
- ⇒ área da gaxeta = $(0,025 \times 1,39) \times 2 + (0,025 \times 0,44) \times 2 = 0,0915 \text{ m}^2$

A Tabela 6.5 apresenta os valores de fluxo e taxa de calor obtidos para as superfícies do refrigerador testado com $T_I > T_E$.

Tabela 6.5 - Distribuição do fluxo de calor ($T_I > T_E$)

Superfície	Área [m ²]	$T_E \sim 25 \text{ }^\circ\text{C}$		$q_t \%$
		q_t'' [W/m ²]	q_t [W]	
porta	0,6721	12,38	8,32	19,7
superior	0,2397	11,53	2,76	6,5
lat. esq	0,6885	12,90	8,88	21,0
lat. dir.	0,6885	12,90	8,88	21,0
posterior	0,5593	11,66	6,52	15,5
inferior	0,1598	14,33	2,29	5,4
sup. cavid.	0,0799	20,40	1,63	3,9
lat. cavid.	0,1128	13,72	1,68	4,0
gaxeta	0,0915	13,72	1,26	3,0
TOTAL [W]		42,22		100

Verifica-se que o fluxo de calor é distribuído uniformemente entre as superfícies, com exceção da superfície superior da cavidade.

Deve-se salientar que em cada superfície da cavidade foi fixado somente 1 transdutor e que nesta região, incluindo a superfície inferior, estão dispostas as resistências elétricas.

As maiores taxas de calor são verificadas nas superfícies laterais, posterior e porta.

A taxa de calor através da gaxeta corresponde a 3% da taxa total de calor medida ' q_T '.

Comparando o valor de $q_T = 42,22 \text{ W}$ com a potência dissipada pelas resistências elétricas durante o teste $q_r = q_p = 45,22 \text{ W}$, verifica-se que $q_T < q_p$ e que existe uma taxa adicional de calor da ordem de 6,6% do valor de q_p que é transferida, provavelmente, através da região de contato porta/gabinete.

6.3.2 - Temperatura Interna Inferior à Externa

Durante este experimento a bancada de evaporadores permaneceu em funcionamento, o que permitiu que parte do calor do interior do gabinete fosse transferido para o evaporador, mantendo a temperatura interna do gabinete inferior à externa: $\bar{T}_i \cong 5^\circ C$ e $\bar{T}_e \cong 31^\circ C$. Portanto, $\Delta T \cong 26^\circ C$.

Desta forma, partindo da equação 5.3, tem-se que:

$$q_p = q_{evap} - q_r \quad (6.2)$$

Para a obtenção de ' q_{evap} ' foram mantidas condições de subresfriamento e superaquecimento, respectivamente na entrada do dispositivo de expansão e na saída do evaporador, o que juntamente com as pressões permitiu a determinação da entalpia nestes pontos.

Assim sendo, o calor transferido para o evaporador foi determinado através da seguinte expressão:

$$q_{evap} = \dot{m} \times (h_{sevap} - h_{avep}) \quad (6.3)$$

onde:

\dot{m} → fluxo de massa de refrigerante, [kg/h], medido com o transdutor de fluxo de massa descrito no item 4.3;

h_{sevap} → entalpia na saída do evaporador, [kJ/kg], obtida em função de (T_{sevap} , P_{evap});

h_{avep} → entalpia antes da válvula de expansão, [kJ/kg], obtida em função de (T_{avep} , P_{con}).

De acordo com o procedimento anteriormente seguido para o teste de UA, as leituras foram realizadas 1 hora após a estabilização de todos os parâmetros a serem medidos.

Os dados coletados durante o teste estão apresentados no Apêndice X.

Desta forma, partindo dos valores: $q_r = 4,7 \text{ W}$, $\dot{m} = 1,1568 \text{ kg/h}$, $h_{\text{sevap}} = 254,0 \text{ kJ/kg}$ e $h_{\text{avep}} = 93,6 \text{ kJ/kg}$, obteve-se $q_{\text{evap}} = 51,54 \text{ W}$ e $q_p = 46,84 \text{ W}$.

Da equação (5.5), para $\bar{T}_i = 4,73^\circ\text{C}$ e $\bar{T}_E = 31,17^\circ\text{C}$, resultou o valor de $1,77 \text{ W/K}$ para o parâmetro UA do refrigerador, diferenciando em $\sim 5\%$ do resultado obtido no teste a $\bar{T}_E = 31,74^\circ\text{C}$ e $\bar{T}_i = 56,88^\circ\text{C}$. Isto indica que o valor de 'UA' do gabinete não depende do sentido do fluxo de calor.

A Tabela 6.6 apresenta o fluxo de calor medido pelos transdutores e a sua correspondente incerteza de medição obtidos respectivamente através da equação (6.1) e do procedimento descrito no Apêndice XI.

Tabela 6.6 - Fluxo de calor medido com transdutores ($T_i < T_E$)

Transdutor	q_t'' [W/m ²]	Iq_t'' [W/m ²]	Iq_t'' [%]
22	13,9	0,6	5
25	10,1	0,4	4
26	14,4	0,6	4
28	5,0	0,3	6
11	12,5	0,5	4
12	0,9	0,1	12
31	9,1	0,4	4
1	9,9	0,5	5
2	12,3	0,5	4
3	15,1	0,6	4
5	15,2	0,6	4
7	12,1	0,5	4
10	10,0	0,5	5
15	18,2	0,7	4
16	29,1	1,2	4
19	5,7	0,4	7
32	11,7	0,5	4
33	7,0	0,3	5
6	15,8	0,7	4
8	12,8	0,6	4
24	10,5	0,5	5
27	6,1	0,3	5
30	13,7	0,6	4
2n	8,1	0,6	7
3n	12,8	0,9	7
1p	12,5	0,8	7
2p	10,9	0,8	7
3p	14,3	0,9	7
4p	15,4	1,0	7

Na avaliação do fluxo e da taxa de calor através das superfícies do refrigerador, utilizou-se a mesma metodologia empregada na análise do teste anterior. A Tabela 6.7 apresenta os resultados obtidos.

Tabela 6.7 - Distribuição do fluxo de calor ($T_I < T_E$)

Superfície	Área [m ²]	$T_E \sim 31 \text{ }^\circ\text{C}$		q_t %
		q_t'' [W/m ²]	q_t [W]	
porta	0,6721	12,92	8,68	20,7
superior	0,2397	10,10	2,42	5,8
lat. esq	0,6885	13,34	9,18	21,9
lat. dir.	0,6885	13,34	9,18	21,9
posterior	0,5593	15,18	8,49	20,2
inferior	0,1598	7,05	1,13	2,7
sup. cavid.	0,0799	11,70	0,93	2,2
lat. cavid.	0,1128	7,00	0,79	1,9
gaxeta	0,0915	12,33	1,13	2,7
TOTAL [W]			41,93	100

Verifica-se que o fluxo de calor na região inferior do refrigerador foi sensivelmente alterado, o que está diretamente relacionado com a menor potência dissipada pelas resistências elétricas posicionadas nesta região.

As maiores taxas de calor foram verificadas nas superfícies laterais, posterior e porta.

A taxa de calor através da gaxeta corresponde a 2,7% da taxa total de calor medida pelos transdutores ' q_T '.

Comparando o valor de $q_T = 41,93 \text{ W}$ com a taxa de calor $q_p = 46,84 \text{ W}$ determinada através da equação (6.2), verifica-se que $q_p > q_T$ e que existe uma taxa adicional de calor da ordem de 10,5% do valor de ' q_p ' que é transferida, provavelmente através da região de contato porta/gabinete, como observado no teste anterior.

6.3.3 - ($T_I < T_E$) vs ($T_I > T_E$)

A Figura 6.6 apresenta a distribuição de fluxo de calor na condição em que ($T_I < T_E$) comparada à condição em que ($T_I > T_E$), em módulo.

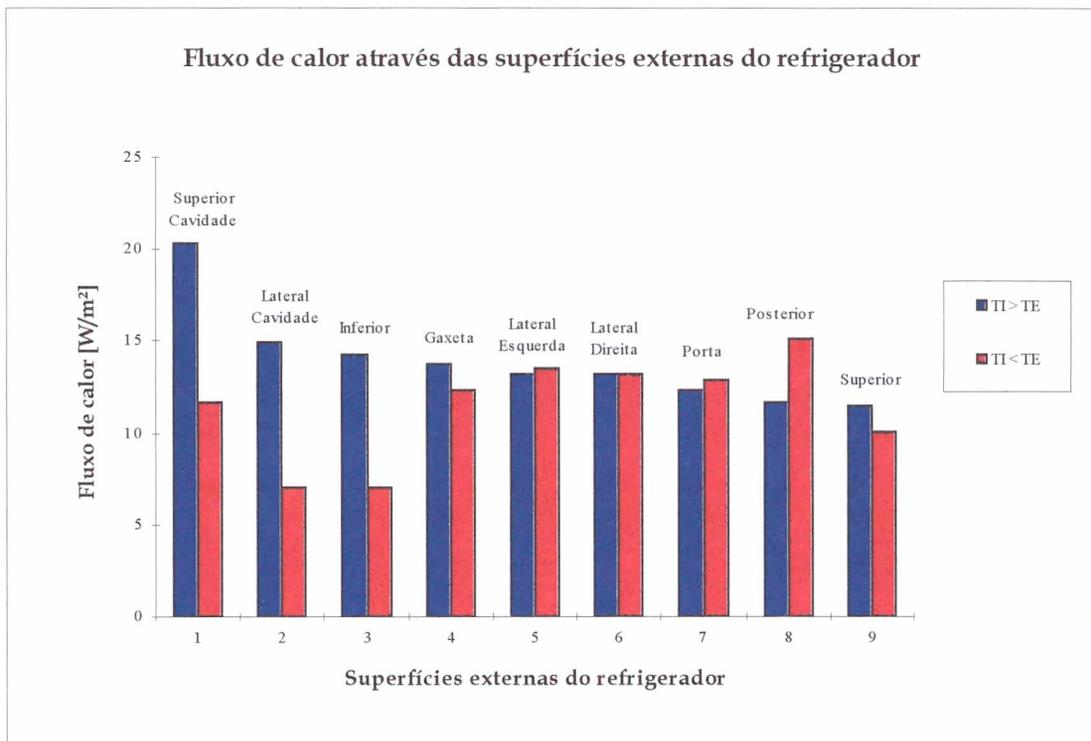


Figura 6.6 - Distribuição do fluxo de calor nas superfícies externas do refrigerador

Verifica-se que a distribuição de fluxo de calor entre as superfícies laterais, porta, superior e gaxeta permanece praticamente inalterada.

O fluxo de calor através da superfície posterior é maior no teste a $T_I < T_E$, pois neste caso, estando o evaporador em funcionamento, a temperatura do ar no lado interno da parede manteve-se inferior às demais, aumentando a diferença de temperatura entre os meios interno e externo a esta superfície.

As superfícies da cavidade e inferior apresentaram redução do fluxo de calor no teste a $T_I < T_E$ devido a menor potência dissipada pelas resistências elétricas.

6.4 - Análise Teórica do Fluxo de Calor

Para a análise teórica, baseada nos dois testes anteriormente descritos, foram tomadas as superfícies que continham o maior número de transdutores, quais sejam:

1. Lateral esquerda;
2. Lateral direita;
3. Porta;
4. Posterior;
5. Superior.

Estas superfícies foram consideradas como placas planas isotérmicas e suas temperaturas foram determinadas através de uma média aritmética dos valores obtidos nos pontos de medição, da mesma forma como efetuado para o fluxo de calor.

O fluxo de calor teórico foi avaliado para cada superfície através da seguinte expressão:

$$q_{teo}'' = q_{conv}'' + q_{rad}'' \quad (6.4)$$

A parcela de calor sendo trocada por convecção foi calculada a partir das correlações (2.8) para superfícies verticais, (2.16) para o lado superior de superfícies horizontais aquecidas e (2.18) para o lado superior de superfícies horizontais resfriadas, juntamente com as equações (2.2) e (2.1).

A troca de calor por radiação foi determinada a partir das equações (2.25) e (2.26).

Os resultados referentes a cada um dos testes estão apresentados a seguir.

6.4.1 - Análise para $T_I > T_E$

A média superficial, a máxima variação de temperatura encontrada em cada superfície e a diferença entre as temperaturas superficial e do meio estão apresentadas na Tabela 6.8.

Tabela 6.8 - Temperatura [°C] ($T_I > T_E$)

Superfície	Média superficial	Diferença máx. na superfície	Diferença entre superf. e o meio
Porta	26,7	0,57	1,30
Superior	26,7	0,92	1,30
Lateral Esquerda	26,7	0,53	1,30
Lateral Direita	26,7	0,12	1,30
Posterior	26,7	0,69	1,30

Pode-se observar que a diferença máxima de temperatura encontrada em cada superfície foi inferior a 1°C, favorecendo a hipótese de placas isotérmicas.

A diferença de temperatura entre a superfície e o meio é baixa, tornando significativa a incerteza de medição de $\pm 0,25^\circ\text{C}$ que corresponde a 20% do valor da diferença.

A Tabela 6.9, a seguir, apresenta uma comparação entre o fluxo de calor medido e o fluxo teórico de calor para cada superfície.

Tabela 6.9 - Comparação entre q_t'' e q_{teo}'' ($T_I > T_E$)

Superfície	q_t'' [W/m ²]	q_{teo}'' [W/m ²]	$\Delta q''$ [W/m ²]	$\Delta q''\%$
Porta	12,38	9,63	2,75	22
Superior	11,53	10,76	0,77	7
Lateral Esquerda	12,90	9,63	3,27	25
Lateral Direita	12,90	9,63	3,27	25
Posterior	11,66	9,67	1,99	17

A diferença máxima de 25% entre o fluxo de calor teórico e o medido com transdutores é razoável quando são consideradas as incertezas experimentais e as faixas de erros das correlações empregadas.

Deve-se mencionar que no cálculo do fluxo de calor teórico, uma variação de $\pm 0,25^\circ\text{C}$ na diferença de temperatura corresponde a uma alteração de $\pm 2,0\text{W}$ no valor final de ' q_{teo}'' ', podendo significar uma sensível redução no valor de ' $\Delta q''$ '.

Este resultado indica que as incertezas de medição dos parâmetros envolvidos na determinação do fluxo de calor são ainda elevadas, comprometendo uma análise teórica mais detalhada.

A Tabela 6.10 apresenta as parcelas do fluxo teórico de calor sendo trocadas por radiação e por convecção em cada superfície do refrigerador, onde pode-se observar que a parcela de radiação corresponde a 75% do valor total.

Tabela 6.10- Parcelas de calor sendo trocadas por convecção e radiação ($T_I > T_E$)

Superfície	$q''_{\text{rad}} [\text{W}/\text{m}^2]$	$q''_{\text{con}} [\text{W}/\text{m}^2]$
Porta	7,50	2,13
Superior	7,50	3,26
Lateral Esquerda	7,50	2,13
Lateral Direita	7,50	2,13
Posterior	7,50	2,17

Deve-se salientar que tanto neste teste, como no que será analisado a seguir, os termopares Tipo T foram fixados sobre a superfície do transdutor com uma fita adesiva plástica transparente. A região de contato da junção Cu-Co com a superfície foi preenchida com pasta térmica.

Em uma verificação posterior, fixou-se na superfície lateral esquerda um termopar isolado do meio ambiente para observar a influência do isolamento sobre a indicação da temperatura superficial. A temperatura obtida com o termopar isolado

não diferiu significativamente das demais temperaturas superficiais, o que permitiu aceitar as medições de temperatura superficial até então realizadas.

6.4.2 - Análise para $T_I < T_E$

A Tabela 6.11 apresenta os resultados obtidos em função da temperatura superficial externa do refrigerador e do meio.

Tabela 6.11 - Temperatura [$^{\circ}\text{C}$] ($T_I < T_E$)

Superfície	Média superficial	Diferença máx. na superfície	Diferença entre superf. e o meio
Porta	29,4	0,94	1,77
Superior	30,4	0,19	0,77
Lateral Esquerda	29,8	0,74	1,37
Lateral Direita	29,8	0,43	1,37
Posterior	30,0	1,45	1,17

Pode-se constatar que ocorreu uma pequena diferença entre as temperaturas médias das superfícies, fato este não observado no teste a $T_I > T_E$. Isto pode ser creditado à existência de um maior gradiente de temperatura do ar interno ao gabinete, no presente teste.

Na tabela X.1 do Apêndice X, onde estão apresentados os dados relativos ao teste com $T_I > T_E$, verifica-se que a máxima diferença de temperatura do ar interno ao gabinete é de $2,37^{\circ}\text{C}$. Já na Tabela X.4, para $T_I < T_E$, a máxima diferença é de $4,97^{\circ}\text{C}$.

De acordo com a Tabela 6.11, a superfície posterior é a que mais se diferencia de uma placa plana isotérmica. Esta possui, como ilustrado na Figura 6.1, furos por onde passam os tubos de cobre que fazem a ligação entre o evaporador e a bancada. Nesta região dos furos, o isolamento da parede foi removido e a transferência de calor ficou

facilitada. Com o evaporador em funcionamento, a temperatura superficial da parede em torno desta região foi reduzida contribuindo para a não uniformidade de temperatura nesta superfície.

A Tabela 6.12 a seguir, apresenta uma comparação entre o fluxo de calor medido e o fluxo teórico de calor para cada superfície.

Tabela 6.12 - Comparação entre q_t'' e q_{teo}'' ($T_i < T_E$)

Superfície	q_t'' [W/m ²]	q_{teo}'' [W/m ²]	$\Delta q''$ [W/m ²]	$\Delta q''\%$
Porta	12,92	13,81	-0,89	-7
Superior	10,10	5,50	4,60	45
Lateral Esquerda	13,34	10,52	2,82	21
Lateral Direita	13,34	10,52	2,82	21
Posterior	15,18	8,93	6,25	41

Para as superfícies laterais e porta os resultados são aceitáveis, como já discutido no teste anterior.

O fluxo de calor calculado para a superfície posterior foi 41% inferior ao medido. Grande parte desta diferença deve-se às incertezas na avaliação das temperaturas e à não uniformidade de temperatura sobre esta superfície.

A mesma explicação serve para a superfície superior, sobre a qual adicionalmente incide um fluxo de ar de 0,1 m/s, velocidade esta desprezada no cálculo do coeficiente de troca de calor por convecção.

A Tabela 6.13 apresenta as parcelas do fluxo teórico de calor sendo trocadas por radiação e por convecção em cada superfície do refrigerador, onde pode-se observar que a parcela de radiação corresponde a 79% do valor total.

Tabela 6.13 - Parcelas de calor sendo trocadas por convecção e radiação ($T_I < T_E$)

Superfície	q''_{rad} [W/m ²]	q''_{con} [W/m ²]
Porta	10,65	3,16
Superior	4,66	0,84
Lateral Esquerda	8,26	2,26
Lateral Direita	8,26	2,26
Posterior	7,06	1,87

***CARACTERIZAÇÃO DA
TRANSFERÊNCIA DE CALOR
EM EVAPORADORES***

A caracterização da transferência de calor num tipo específico de evaporador 'roll-bond', objetivo principal deste trabalho, consistiu na determinação do coeficiente global de transferência de calor ' U_{evap} ' deste trocador de calor, em função do seu posicionamento, do fluxo de massa de refrigerante e da pressão de evaporação.

A Figura 7.1, que mostra a influência do posicionamento do evaporador sobre a transferência de calor, será utilizada para explicar a maneira através da qual os experimentos foram realizados e analisados.

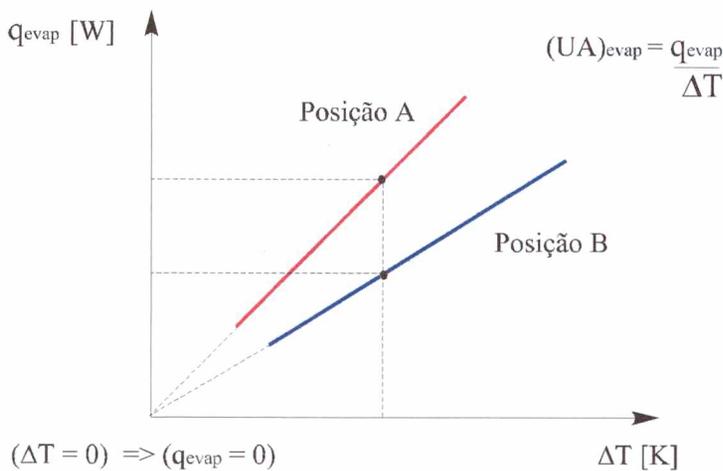


Figura 7.1 - q_{evap} vs ΔT para diferentes posições do evaporador dentro do gabinete

Os pontos experimentais referentes à posição A foram obtidos mantendo constantes a condição do refrigerante na entrada do dispositivo de expansão ($P_{\text{con}}, T_{\text{avep}}$), a pressão de evaporação (P_{evap}) e o fluxo de massa de refrigerante (\dot{m}), enquanto a temperatura interna do gabinete (T_1) era variada. A condição do refrigerante na saída do evaporador ($P_{\text{evap}}, T_{\text{devap}}$) foi mantida sempre saturada para garantir uma maior uniformidade da temperatura superficial do evaporador, e desta forma permitir uma comparação com informações da literatura para placas isotérmicas. A Figura 7.2 ilustra uma situação típica de teste.

Desta forma, aumentando ' T_1 ', aumentaram ' ΔT ' e a taxa de calor ' q_{evap} ' sendo absorvida pelo evaporador (ponto 1 desloca-se para direita no gráfico pressão-entalpia).

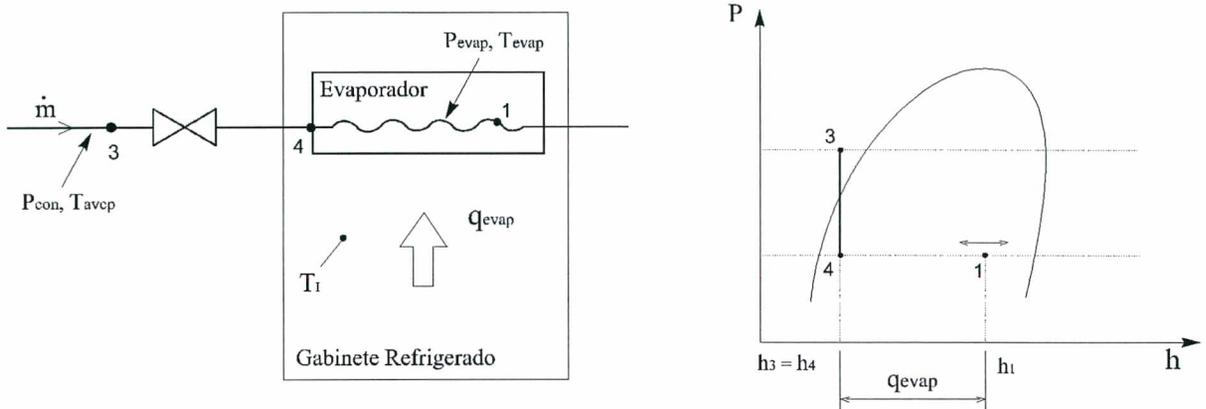


Figura 7.2 - Pontos monitorados em uma situação típica de teste

O valor de ' q_{evap} ' foi obtido através das indicações dos transdutores de fluxo de calor fixados nas superfícies posterior e frontal do evaporador. Optou-se pela utilização de transdutores, após a verificação da equivalência entre os três métodos de avaliação do parâmetro ' q_{evap} ', apresentados no Capítulo 5 (ver item seguinte). O método direto foi eliminado, já que o refrigerante sai saturado do evaporador, impossibilitando a determinação de ' h_1 '. O método indireto, por sua vez, envolve um número maior de variáveis, o que aumenta a incerteza de medição no valor final de ' q_{evap} '.

Os pontos experimentais referentes à posição B na Figura 7.1 foram também obtidos de acordo com o procedimento anterior, alterando apenas a posição do evaporador no interior do gabinete. Pode-se verificar, que para o mesmo ' ΔT ', o evaporador na posição A é mais eficiente, ou seja, $U_A > U_B$.

Em função do posicionamento do evaporador, (ver Figura 7.3), foram realizados três grupos distintos de testes: i) evaporador na condição original (posição 1); ii) evaporador inclinado mais para frente (posição 2); iii) evaporador inclinado para trás (posição 3).

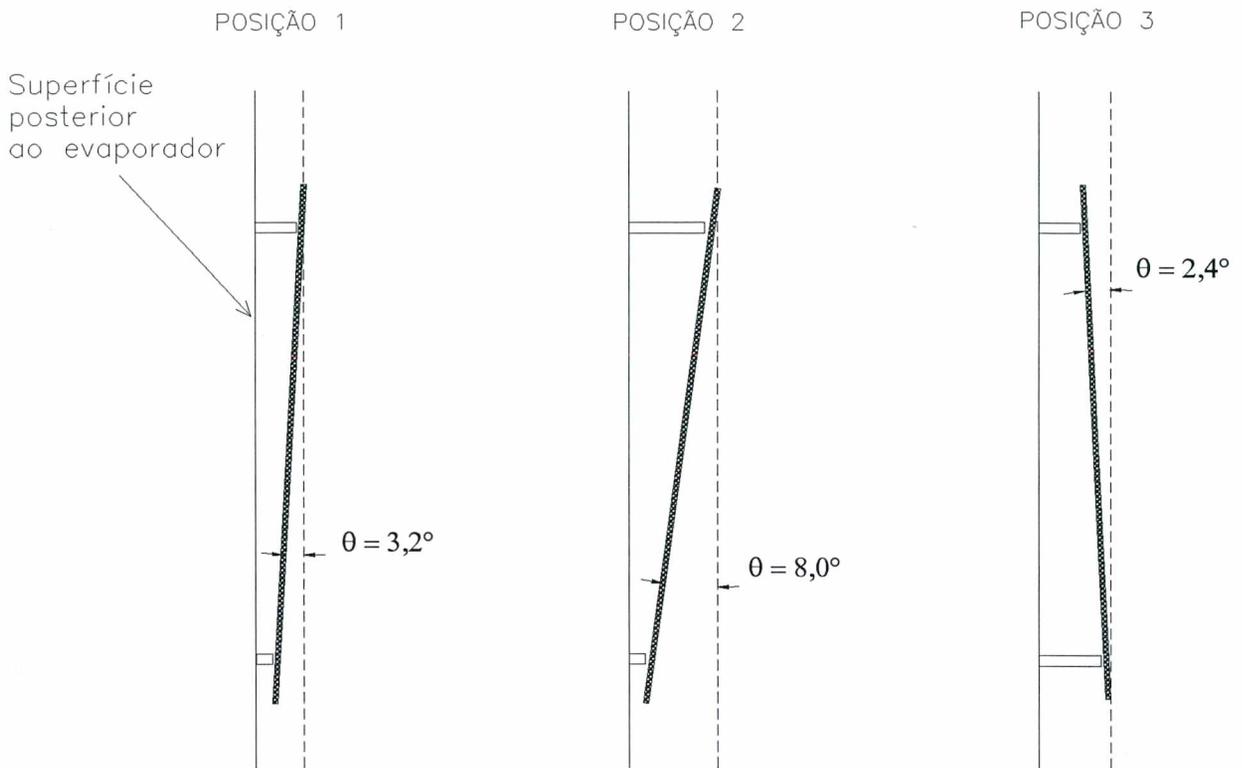


Figura 7.3 - Posições do evaporador no interior do gabinete

Estas variações na posição tiveram como limite as grades horizontais do refrigerador.

Para cada posição foram avaliadas as parcelas de calor trocadas por radiação e por convecção, possibilitando comparações dos resultados experimentais com os obtidos através de correlações disponíveis na literatura. Também foram verificados os efeitos do fluxo de massa de refrigerante e da pressão de evaporação sobre o coeficiente global de transferência de calor do evaporador.

Em seguida serão apresentados em detalhes: i) a geometria e instrumentação do evaporador e do gabinete, ii) a comparação entre os métodos para a determinação de ' q_{evap} ', iii) os testes realizados com o evaporador nas diversas posições e iv) os resultados obtidos.

7.1 - Geometria e Instrumentação

Para a seqüência de testes a ser apresentada, foram necessários pontos adicionais de medição de temperatura e de fluxo de calor tanto no evaporador como no interior do gabinete. Estes pontos são apresentados a seguir.

7.1.1 - Superfícies Posterior e Frontal do Evaporador

O evaporador em estudo, descrito no Capítulo 5, foi instrumentado com transdutores de fluxo de calor de 5x1cm e termopares do Tipo T (OMEGA), como mostrado nas Figuras 7.4 e 7.5.

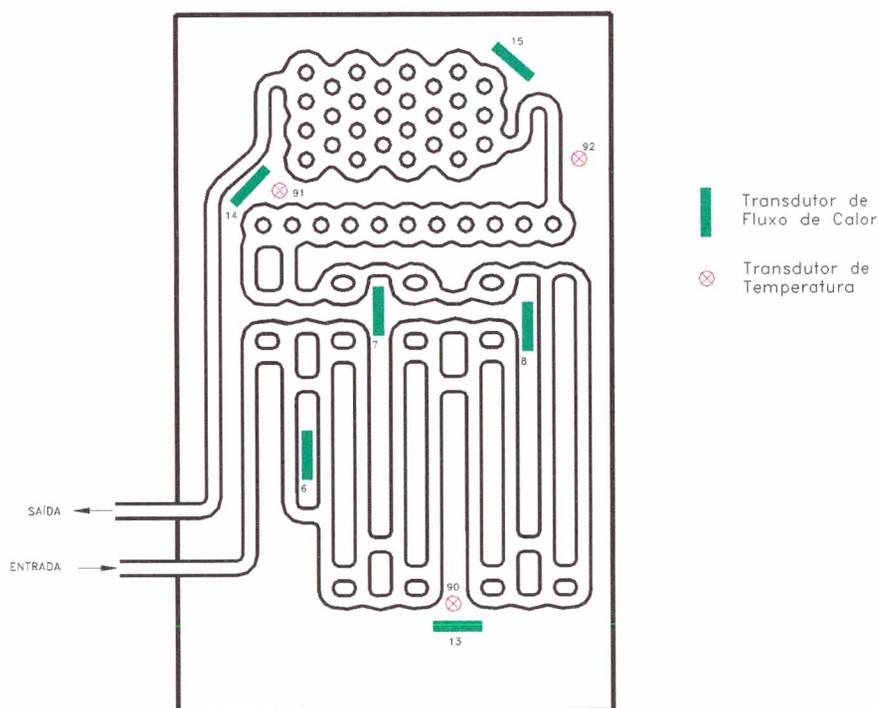


Figura 7.4 - Vista frontal do evaporador

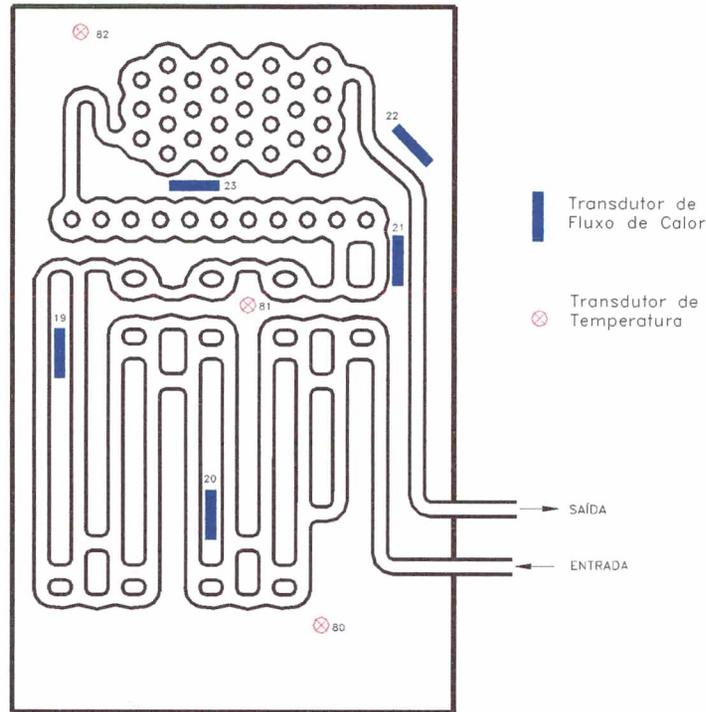


Figura 7.5 - Vista posterior do evaporador

Os transdutores de temperatura foram isolados termicamente para evitar a influência da temperatura ambiente sobre a indicação da temperatura superficial do evaporador. Os valores obtidos foram utilizados para verificar a distribuição de temperatura no evaporador, como apresentado no item 2.3.

A relação entre tensão-temperatura é fornecida pelas equações (4.5) e (4.6), sendo a incerteza de medição resultante de $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$, (ver análise apresentada no item 4.4.2).

Os transdutores de fluxo de calor são aqueles descritos no item 5.3. Os resultados da calibração e as incertezas de medição estão apresentados na Tabela VIII.1 do Apêndice VIII.

A tensão gerada em cada transdutor foi convertida através da equação (6.1) em fluxo de calor e estes valores introduzidos na equação (5.7) para a determinação de

$$'q''_{\text{evap}}'.$$

O cálculo das incertezas de medição associadas aos valores de fluxo e taxa de calor transferidos para o evaporador está descrito no Apêndice XII.

7.1.2 - Ar Frontal ao Evaporador

A temperatura média do ar na face frontal do evaporador ' T_{fr} ' é utilizada na determinação do número de Grashof (equação (2.5)), quando da análise teórica do problema. Esta temperatura foi obtida a partir de uma média aritmética dos valores (T_1, T_2, T_6, T_7, T_8), medidos nos pontos indicados na Figura 7.6.

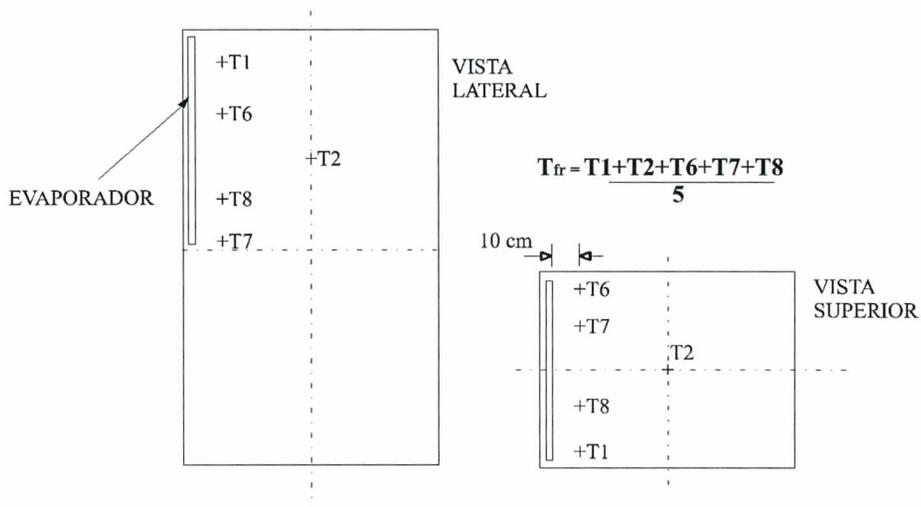


Figura 7.6 - Posicionamento dos termopares para medir a temperatura do ar na face frontal do evaporador

As temperaturas T_1 e T_2 são aquelas indicadas na Figura 6.1, utilizadas nos testes de UA.

Como descrito no item 5.2.1, estes transdutores foram brasados com estanho, no centro geométrico de massas térmicas padrões de cobre.

7.1.3 - Superfícies Internas do Refrigerador

As temperaturas das superfícies internas do gabinete 'ti' foram monitoradas a partir dos testes com o evaporador na posição 2. Para tal, foram empregados transdutores de temperatura Tipo T (OMEGA), cobertos com isolante térmico e posicionados como ilustra a Figura 7.7.

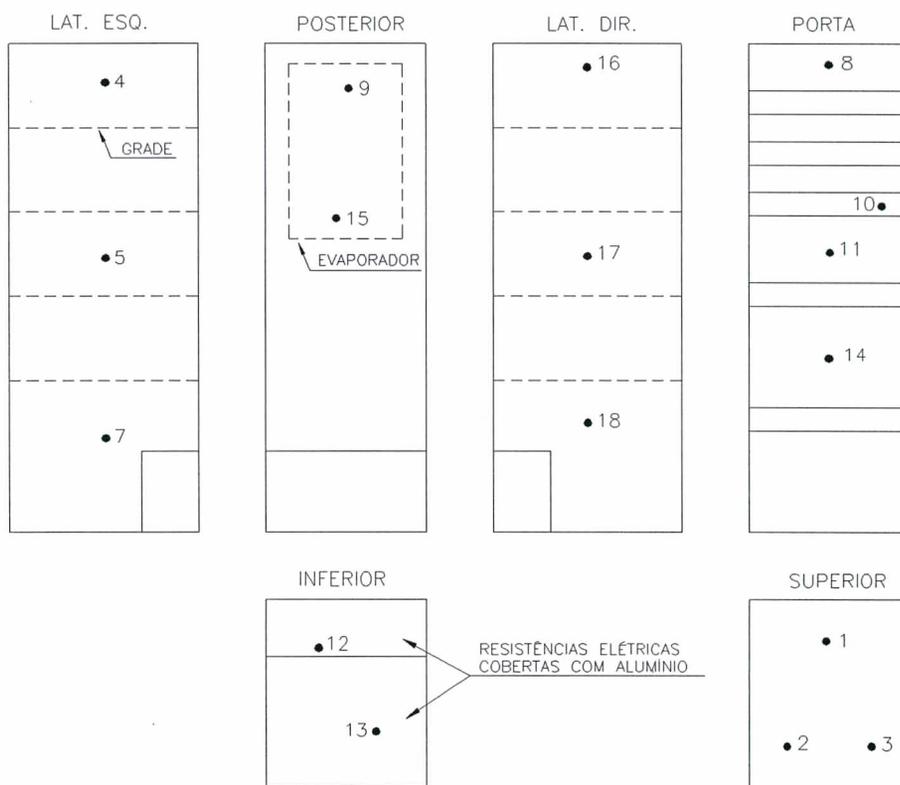


Figura 7.7 - Posicionamento dos termopares nas superfícies internas do gabinete

O cálculo de 'ti' para cada superfície foi realizado da seguinte forma:

- superfície superior:
$$t_{i_{ss}} = \frac{t_{i_1} + t_{i_2} + t_{i_3}}{3}$$

- superfície inferior:
$$t_{i_{sin}} = \frac{t_{i_{12}} + t_{i_{13}}}{2}$$

- superfície posterior: $t_{i_{sf}} = \frac{t_{i_{12}} + t_{i_{15}}}{2}$

- superfície lateral direita: $t_{i_{sld}} = \frac{t_{i_{16}} + t_{i_{17}} + t_{i_{18}}}{3}$

- superfície lateral esquerda: $t_{i_{sle}} = \frac{t_{i_4} + t_{i_5} + t_{i_7}}{3}$

- superfície porta: $t_{i_{sp}} = \frac{t_{i_8} + t_{i_{10}} + t_{i_{11}} + t_{i_{14}}}{4}$

- superfície posterior ao evaporador: $t_{i_{sfe}} = \frac{t_{i_9} + t_{i_{15}}}{2}$

Estas temperaturas superficiais foram utilizadas no cálculo da parcela de calor transferida por radiação para o evaporador.

7.2 - Comparação entre os Métodos

Com o objetivo de verificar a equivalência entre os três métodos utilizados na avaliação da taxa de calor 'q_{evap}' transferida para o evaporador, descritos no Capítulo 5, foram realizados dois testes nas seguintes condições:

A) ($\bar{T}_I = 8,13^\circ\text{C}$; $\bar{T}_E = 32,53^\circ\text{C}$) $\rightarrow \Delta\bar{T} = 24,40^\circ\text{C}$

B) ($\bar{T}_I = 12,27^\circ\text{C}$; $\bar{T}_E = 43,16^\circ\text{C}$) $\rightarrow \Delta\bar{T} = 30,89^\circ\text{C}$

Os dados coletados, necessários para a aplicação das equações (5.2) a (5.7), encontram-se listados no Apêndice XIII.

Neste caso, a saída do evaporador foi mantida superaquecida para a determinação da entalpia 'h₁' necessária ao método direto. Para o parâmetro (UA)_p, utilizado no método indireto, foram assumidos os valores de 1,85 [W/K] de acordo com a Tabela 6.2 para $\bar{T}_E \sim 32^\circ\text{C}$, e 1,95 [W/K] extrapolando os resultados desta tabela para $\bar{T}_E \sim 43^\circ\text{C}$ (curva de ajuste apresentada na Figura 6.2).

A Tabela 7.1 contém os valores de ' q_{evap} ' determinados a partir dos testes A e B.

Tabela 7.1 - Comparação entre métodos, ' q_{evap} ' [W]

TESTE	MÉTODO DIRETO	MÉTODO INDIRETO	UTILIZAÇÃO DE TRANSDUTORES
A	58,5	59,0	60,5
B	59,1	60,2	61,1

A maior diferença encontrada entre os métodos não ultrapassou o valor de 2 W, o qual representa apenas ~3,3% da taxa de calor medida com transdutores.

Os resultados obtidos permitem concluir que existe uma equivalência, em termos numéricos, entre as diferentes técnicas de avaliação de ' q_{evap} ' apresentadas. Optou-se pela utilização de transdutores de fluxo de calor nos testes que se seguem, em função da sua praticidade e sobretudo, pela possibilidade de se avaliar a distribuição do fluxo de calor em ambas as faces do evaporador.

7.3 - Testes: Evaporador na Posição Original

Foram realizados 20 testes com o evaporador na posição original, inicialmente na mesma pressão de evaporação mas com variação do fluxo de massa, e posteriormente de forma contrária, ou seja, mantendo o fluxo de massa constante e variando a condição de saturação no evaporador.

Os dados coletados durante estes testes estão apresentados no Apêndice XIV. As leituras tiveram duração de 30 min e foram realizadas uma hora após a bancada ter atingido condições de estabilização. Dentro do intervalo de 30 minutos é escolhido um outro intervalo de 5 min, onde o limite máximo aceitável para a variação de temperatura, pressão e fluxo de massa é respectivamente de $\pm 0,2$ °C, $\pm 0,05$ bar e \pm

0,025 kg/h. Finalmente escolhe-se um intervalo de 1 min do intervalo de 5 min, executando-se um processo de média com os valores registrados.

A Tabela 7.2 relaciona alguns parâmetros determinados a partir da técnica de processamento dos dados apresentada.

Tabela 7.2 - Dados processados do teste com o evaporador na posição original

Teste	Nº	T_{evap}	ΔT	\dot{m}	h_3	q_{evap}	Iq_{evap}	U_{evap}	IU_{evap}
N05	1	-19,49	20,26	1,690	87,9	46,64	0,89	7,99	0,19
N06	2	-20,56	19,66	1,478	88,5	42,35	0,80	7,48	0,18
N07	3	-20,81	21,38	1,447	87,1	47,49	0,89	7,71	0,18
N08	4	-20,75	25,39	1,470	88,9	55,64	1,04	7,61	0,17
N09	5	-20,16	26,43	1,456	88,0	60,23	1,13	7,91	0,18
N10	6	-20,40	19,40	1,067	88,5	39,58	0,74	7,03	0,17
N11	7	-20,58	19,08	1,237	88,0	42,48	0,80	7,73	0,19
N12	8	-20,47	21,64	1,280	88,1	47,20	0,89	7,57	0,18
N13	9	-20,58	22,83	1,282	88,1	50,38	0,95	7,66	0,18
N14	10	-17,06	21,67	2,293	88,2	45,70	0,86	7,32	0,17
N15	11	-17,49	19,32	2,271	88,4	39,47	0,74	7,09	0,17
N16	12	-16,45	17,62	1,456	88,4	39,47	0,75	7,78	0,20
N17	13	-16,67	18,60	1,469	88,2	41,86	0,79	7,82	0,20
N18	14	-16,63	21,96	1,420	87,8	50,14	0,94	7,93	0,19
N19	15	-14,27	14,58	1,435	87,8	32,14	0,61	7,65	0,22
N21	16	-14,77	16,45	1,454	87,8	35,86	0,68	7,57	0,20
N23	17	-14,90	19,01	1,490	87,9	43,33	0,82	7,91	0,20
N26	18	-14,01	21,12	1,441	88,5	49,25	0,93	8,10	0,19
N27	19	-20,78	21,67	2,498	88,3	48,04	0,91	7,70	0,18
N28	20	-21,17	24,49	2,430	88,4	55,15	1,04	7,82	0,18

T_{evap} → temperatura de saturação na pressão $(P_{\text{eevap}} + P_{\text{sevap}})/2$, [°C];

ΔT → $(T_{\text{fr}} - T_{\text{evap}})$, [K];

\dot{m} → medida direta do fluxo de massa, [kg/h];

h_3 → entalpia em função de $(P_{\text{con}}, T_{\text{avep}})$, [kJ/kg];

q_{evap} → equação (5.6), [W];

Iq_{evap} → Apêndice XII, [W];

U_{evap} → equação (5.1), [W/m².K];

IU_{evap} → Apêndice XV, [W/m².K].

A seqüência crescente dos números que denominam os testes (N05, N06, ...) indicam a ordem com que estes foram realizados.

Os dados apresentados nesta tabela serão empregados, a seguir, em uma análise mais detalhada dos resultados obtidos com o evaporador na posição original.

7.3.1 - Efeito do Fluxo de Massa

A Figura 7.8 ilustra os valores de ' U_{evap} ' em função de ' ΔT ' para a mesma temperatura de saturação e diferentes fluxos de massa, (testes 1 a 9, 19 e 20).

As barras de erro correspondem às incertezas de medição, ' IU_{evap} '.

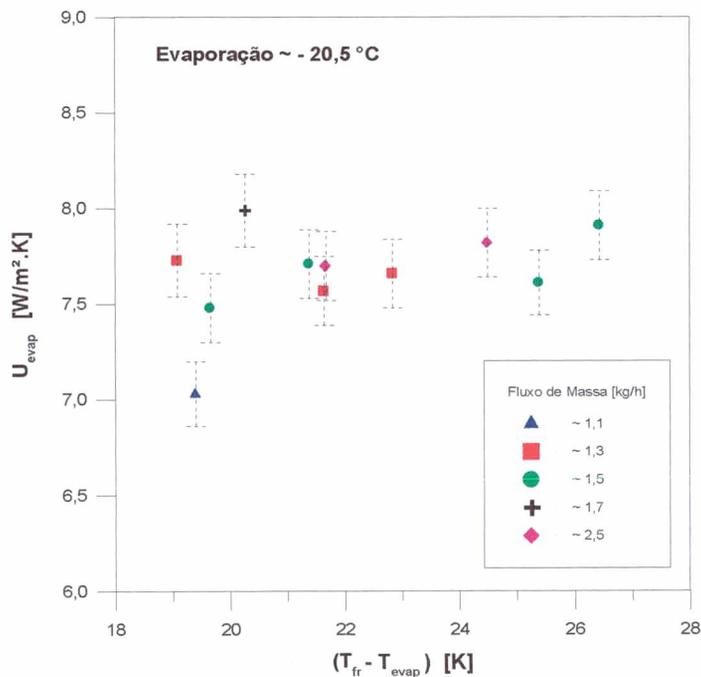


Figura 7.8 - Efeito do fluxo de massa (posição original)

Pode-se verificar que a maioria dos pontos está na faixa entre 7,5 e 8,0 [W/m².K], sem seguir qualquer tendência em relação aos diferentes fluxos de massa.

Este resultado já era esperado, já que a variação do fluxo de massa se reflete principalmente na resistência térmica do lado interno dos canais e esta tem pouca influência no coeficiente global de transferência de calor.

7.3.2 - Efeito da Temperatura de Evaporação

A Figura 7.9 apresenta os resultados obtidos nos testes 2 a 5, e 12 a 18, onde as temperaturas de saturação variaram entre -14,5°C e -20,5°C.

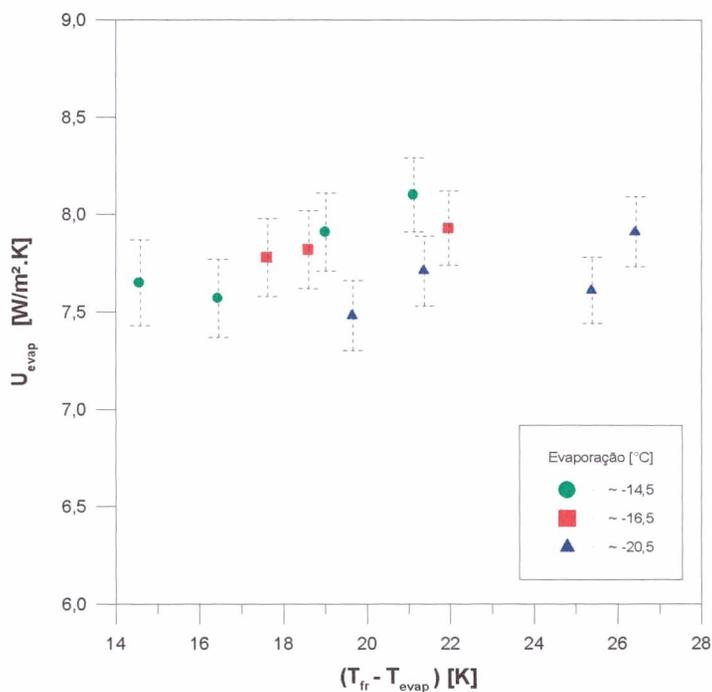


Figura 7.9 - Efeito da temperatura de evaporação (posição original)

Observa-se, como na figura anterior, que a maioria dos pontos permanece na faixa entre 7,5 e 8,0 [W/m².K] e não é verificado qualquer efeito da temperatura de evaporação sobre o coeficiente global de transferência de calor do evaporador.

7.3.3 - q_{evap} vs ΔT

A Figura 7.10 apresenta os valores de ' q_{evap} ' em função de ' ΔT ' para os 20 testes realizados com o evaporador na posição original.

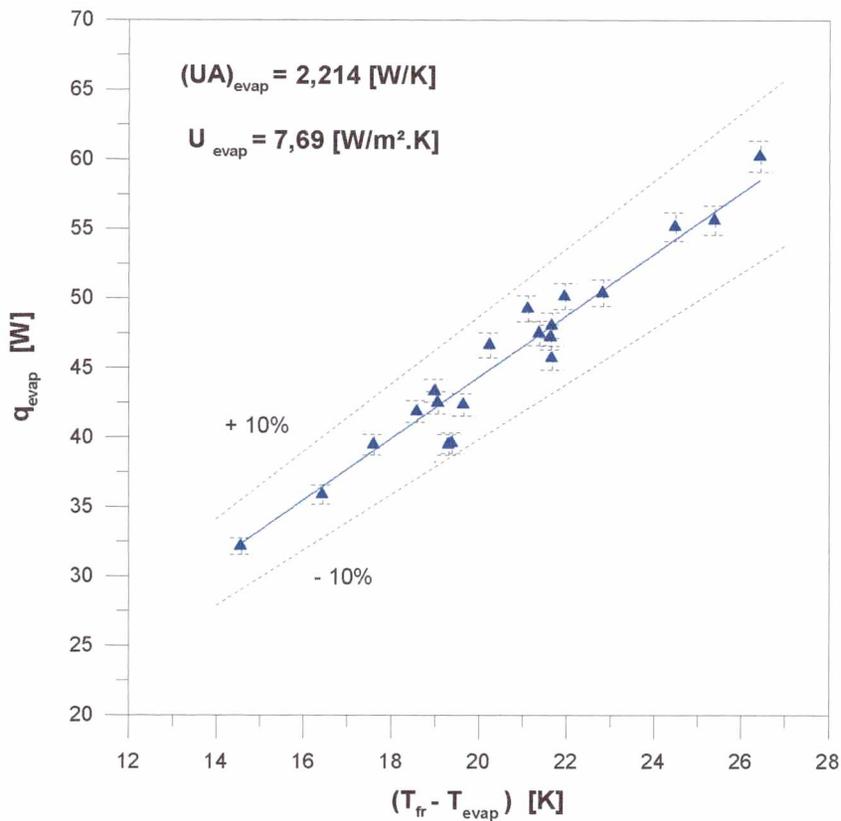


Figura 7.10 - q_{evap} vs ΔT (posição original)

As barras de erro são referentes aos valores de ' q_{evap} '. A linha cheia é resultado de um ajuste dos pontos experimentais através do método dos mínimos quadrados. O coeficiente deste polinômio de primeira ordem no valor de 2,214 [W/K], corresponde ao valor de ' UA ' para o evaporador na posição original. Este coeficiente dá origem a um valor de ' U_{evap} ' de 7,69 [W/m².K].

7.3.4 - Distribuição de ' q_{evap} ' entre as Faces do Evaporador

A Tabela XIV.3 do Apêndice XIV contém, além de outros, os valores das taxas de calor transferidas através das faces frontal ' q_{evap-F} ' e posterior ' q_{evap-P} ' do evaporador, obtidas a partir dos transdutores de fluxo. A Figura 7.11, a seguir, ilustra estes resultados em forma de valores percentuais.

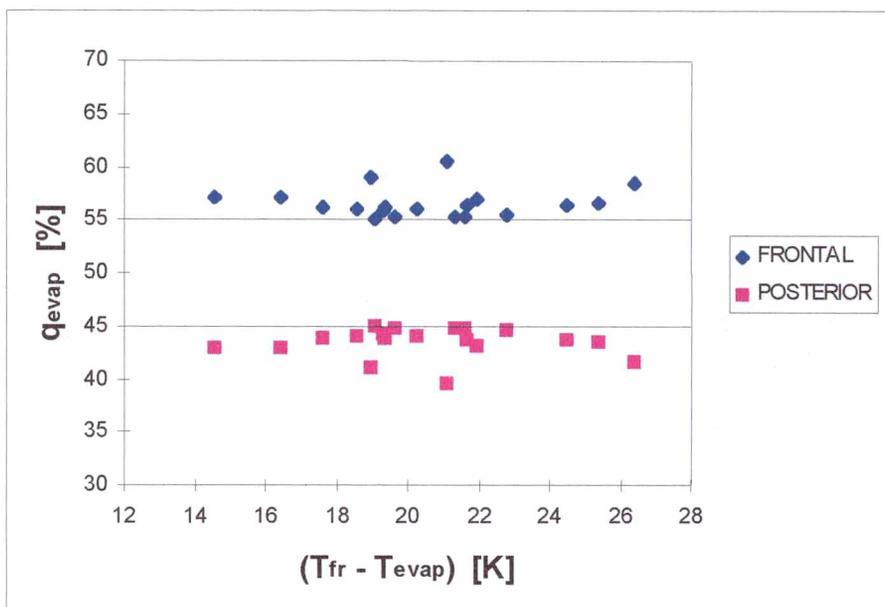


Figura 7.11 - Distribuição da taxa de calor entre as faces do evaporador (posição original)

Verifica-se que em média 55% a 60% da taxa de calor é transferida para o fluido refrigerante através da face frontal do evaporador.

7.3.5 - Resultado Experimental vs Teórico

A comparação entre os resultados teóricos e experimentais foi efetuada a partir do cálculo dos números de Nusselt teórico (equação (2.9) para $\theta=3,22^\circ$) e experimental

(equação (2.2)), os quais foram plotados em função do número de Rayleigh (equação (2.7)), como ilustra a Figura 7.12.

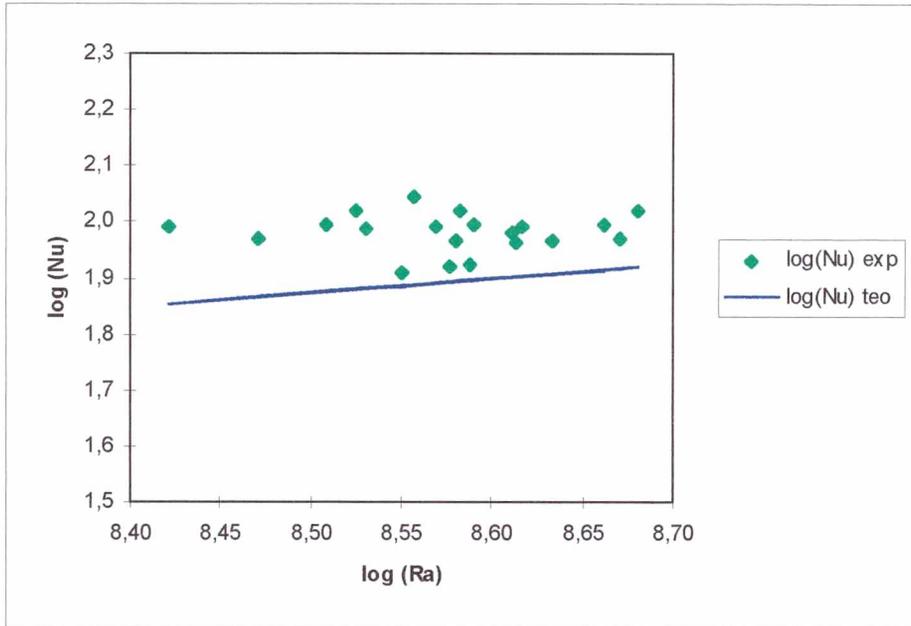


Figura 7.12 - Resultado teórico vs experimental (posição original)

Na equação (2.2) foi empregado o coeficiente de transferência de calor por convecção da face frontal do evaporador ' h_{conv-F} ', calculado da seguinte forma:

$$h_{conv-F} = \frac{q_{conv-F}}{\frac{A_{evap}}{2} \times (T_{fr} - T_{evap})} \tag{7.1}$$

A parcela de calor trocada por convecção na face frontal ' q_{conv-F} ', adicionada à parcela trocada por radiação ' q_{rad-F} ', compõem a taxa total de calor nesta face:

$$q_{evap-F} = q_{conv-F} + q_{rad-F} \tag{7.2}$$

A parcela de radiação, $'q_{\text{rad-F}}'$, foi determinada a partir das equações (2.25) e (2.26), considerando que as superfícies internas do gabinete estavam todas a $'\bar{T}_l'$ e $\varepsilon = 0,95$. A temperatura do evaporador foi assumida como sendo $'T_{\text{evap}}'$. Deve-se salientar que, desta forma, o valor de $'q_{\text{rad-F}}'$ resulta inferior ao real, pois $t_{i_n} > \bar{T}_l$.

A Tabela XIV.3 do Apêndice XIV apresenta, na seqüência em que foram calculados, os valores de $'h_{\text{rad-F}}'$, $'q_{\text{rad-F}}'$, $'q_{\text{conv-F}}'$, $'h_{\text{conv-F}}'$, $'(\text{Nu})_{\text{exp}}'$, $'\log(\text{Nu})_{\text{exp}}'$, $'(\text{Nu})_{\text{teo}}$, e $'\log(\text{Nu})_{\text{teo}}'$.

Observa-se através do gráfico que os pontos experimentais apresentam-se todos superiores aos teóricos. Isto já era esperado, já que $'q_{\text{conv-F}}'$ foi superdimensionado em função do cálculo aproximado de $'q_{\text{rad-F}}'$. Deve-se ainda ressaltar que a placa evaporadora, nas condições de testes, não apresentava uniformidade perfeita de temperatura, como assumido no tratamento teórico.

7.4 - Testes: Evaporador Inclinado para Frente

Os testes realizados com o evaporador inclinado mais para frente seguiram as mesmas características dos testes analisados anteriormente, quanto ao número de testes (20), duração (30 min), e processamento. Os dados coletados estão apresentados no Apêndice XVI.

A Tabela 7.3 relaciona alguns dos parâmetros obtidos.

Como na Tabela 7.2, a seqüência crescente dos números que denominam os testes (I02, I03, ...) indicam a ordem com que estes foram realizados.

Em seguida serão realizadas algumas análises com os resultados obtidos.

Tabela 7.3 - Dados processados do teste com o evaporador inclinado para frente

Teste	Nº	T _{evap}	ΔT	<i>m</i>	h ₃	q _{evap}	Iq _{evap}	U _{evap}	IU _{evap}
I02	1	-20,91	19,50	2,295	87,7	45,01	0,85	8,02	0,20
I07	2	-21,12	22,83	2,340	88,1	51,96	0,98	7,90	0,18
I12	3	-21,25	25,98	2,593	87,8	57,41	1,07	7,67	0,17
I10	4	-21,12	20,17	1,883	87,8	44,42	0,84	7,65	0,19
I04	5	-21,00	21,69	1,873	88,5	47,79	0,90	7,65	0,18
I03	6	-20,10	21,15	1,550	88,0	47,24	0,89	7,76	0,18
I09	7	-20,66	18,91	1,402	88,5	44,32	0,84	8,14	0,20
I13	8	-20,67	24,97	1,495	87,8	54,86	1,02	7,63	0,17
I05	9	-20,42	16,92	1,269	88,2	39,07	0,74	8,02	0,21
I06	10	-20,63	19,94	1,136	88,3	44,99	0,85	7,83	0,19
I14	11	-10,71	12,81	2,388	88,4	28,24	0,53	7,65	0,23
I15	12	-10,67	14,22	2,117	87,7	31,45	0,59	7,68	0,22
I19	13	-10,80	21,01	1,965	87,9	47,04	0,88	7,78	0,18
I23	14	-10,64	19,92	1,772	88,6	44,48	0,84	7,76	0,19
I25	15	-10,59	15,02	1,514	87,6	32,57	0,61	7,53	0,21
I17	16	-15,22	16,13	1,498	88,4	35,05	0,66	7,54	0,20
I18	17	-15,61	21,96	2,044	87,9	49,77	0,93	7,87	0,18
I20	18	-15,29	24,02	1,404	87,9	52,92	0,99	7,65	0,17
I21	19	-14,87	19,51	1,502	87,8	50,00	0,84	8,01	0,20
I22	20	-15,70	16,82	2,35	88,7	39,22	0,	8,10	0,21

7.4.1 - q_{evap} vs ΔT

A relação entre 'q_{evap}' e 'ΔT', para os 20 testes realizados com o evaporador inclinado para frente, está ilustrada na Figura 7.13.

As barras de erro são referentes às incertezas de medição 'Iq_{evap}'.

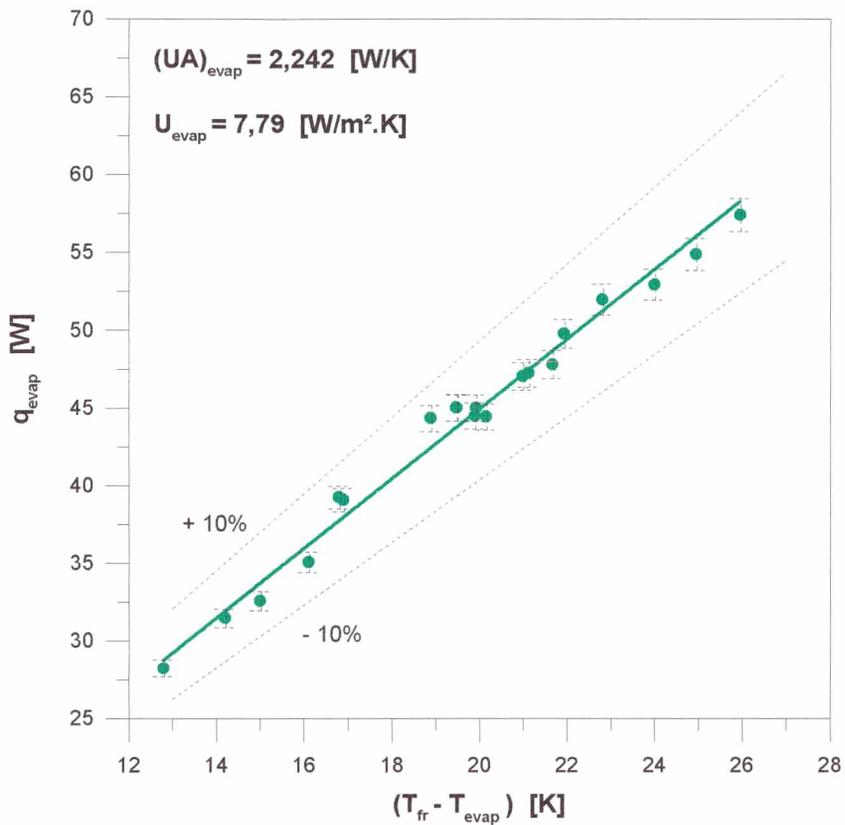


Figura 7.13 - q_{evap} vs ΔT (inclinado para frente)

Nota-se um espalhamento mínimo dos pontos em relação à linha média obtida através do ajuste. O coeficiente do polinômio, correspondente a $(UA)_{evap}$, assume o valor de 2,242 [W/K], o qual é 1,3% superior ao valor obtido com o evaporador na posição original. Nestas condições U_{evap} assume o valor de 7,79 [W/m².K].

7.4.2 - Distribuição de ' q_{evap} ' entre as Faces do Evaporador

A Tabela XVI.4 do Apêndice XVI apresenta os valores de ' q_{evap-F} ' e ' q_{evap-P} '.

A Figura 7.14, ilustra estes resultados na forma de valores percentuais.

Verifica-se que a distribuição de fluxo de calor apresentada neste gráfico é semelhante àquela obtida com o evaporador na posição original.

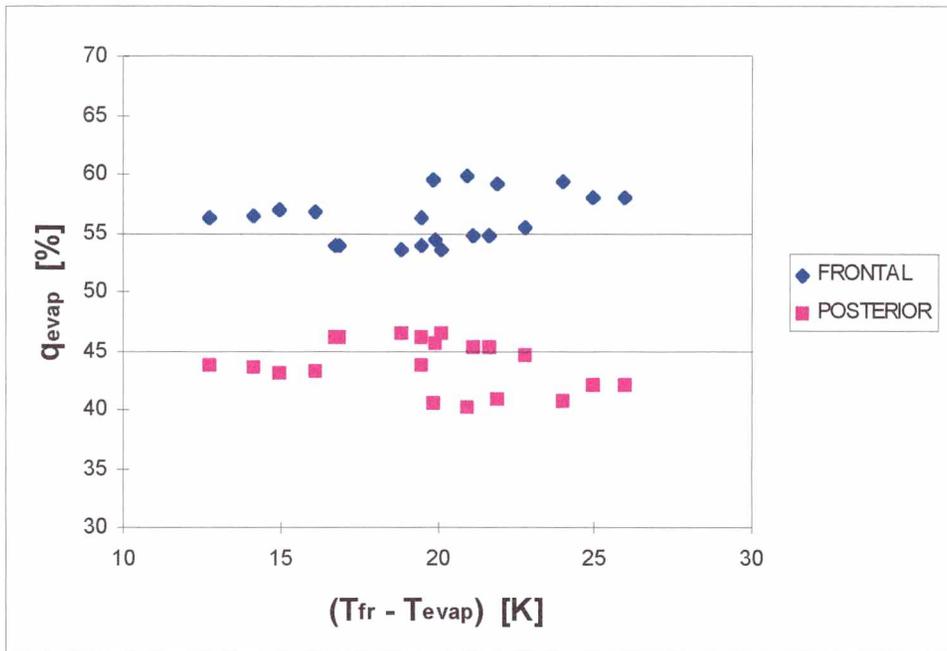


Figura 7.14 - Distribuição da taxa de calor entre as faces do evaporador (inclinado para frente)

7.4.3 - Resultado Experimental vs Teórico

A comparação entre os resultados teóricos e experimentais foi efetuada de acordo com o procedimento indicado no item 7.3.5. A taxa de calor trocada por radiação, entretanto, foi determinada seguindo o procedimento apresentado no item 2.2.2, assumindo $\epsilon = 0,05$ para a superfície inferior e $\epsilon = 0,95$ para as demais. Isto só foi possível porque, neste caso, mediu-se a temperatura das superfícies internas do gabinete ' t_{in} '. Para a equação (2.9), utilizou-se o valor de $\theta=8,02^\circ$.

A Tabela XVI.4 do Apêndice XVI apresenta, na seqüência em que foram calculados os valores de ' q_{rad-F} ', ' q_{rad-P} ', ' q_{conv-F} ', ' q_{conv-P} ', ' h_{conv-F} ', ' $(Nu)_{exp}$ ', ' $\log(Nu)_{exp}$ ', ' $(Nu)_{teo}$ ', e ' $\log(Nu)_{teo}$ '. Através destes dados verificou-se que em média 37% da taxa de calor na face posterior e 51% na face frontal foram transferidas por radiação.

A Figura 7.15 ilustra a comparação entre os resultados experimentais e teóricos.

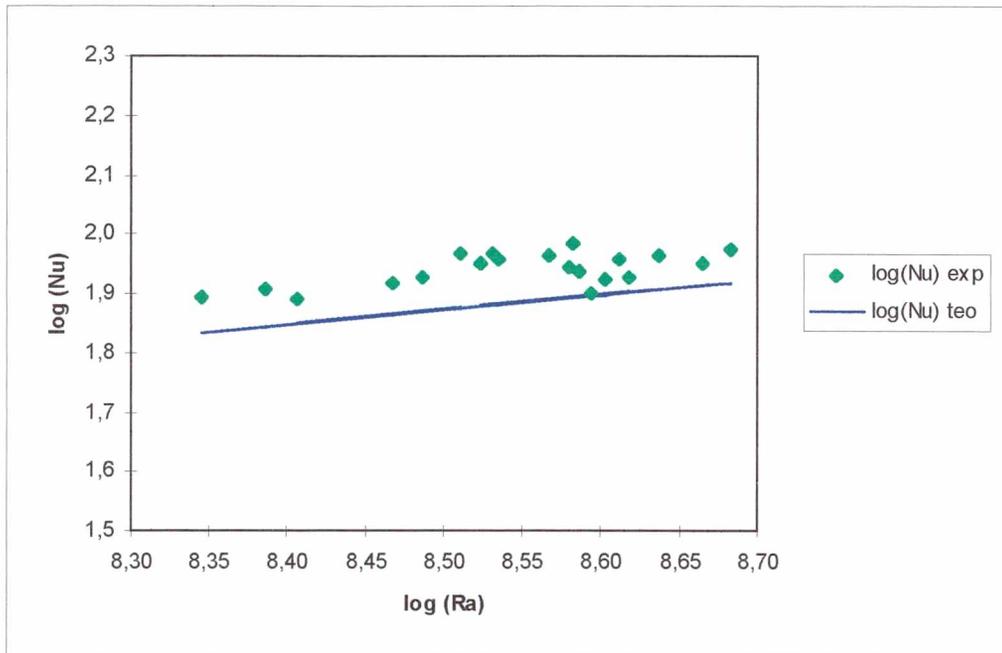


Figura 7.15 - Resultado teórico vs experimental (inclinado para frente)

Observa-se uma boa concordância entre os resultados, apesar dos pontos experimentais apresentarem-se sempre superiores à linha originada pela equação (2.9).

Deve-se salientar que, os fatores de forma necessários para a determinação da parcela de calor trocada por radiação, foram determinados para a posição vertical. Sendo a 2ª posição a de maior inclinação, o efeito desta simplificação deve, neste caso, se manifestar com maior intensidade.

7.5 - Testes: Evaporador Inclinado para Trás

Na 3ª posição (evaporador inclinado para trás), os testes foram realizados seguindo o mesmo procedimento utilizado nas demais posições. Os dados coletados estão apresentados no Apêndice XVII.

A Tabela 7.4 relaciona alguns dos parâmetros obtidos.

Tabela 7.4 - Dados processados do teste com o evaporador inclinado para trás

Teste	Nº	T _{evap}	ΔT	<i>m</i>	h ₃	q _{evap}	Iq _{evap}	U _{evap}	IU _{evap}
P01	1	-20,92	16,93	1,296	87,8	40,66	0,78	8,34	0,22
P15	2	-21,14	19,37	1,274	88,3	45,26	0,86	8,11	0,20
P02	3	-21,59	20,39	1,798	88,2	53,18	1,02	9,06	0,22
P04	4	-21,11	18,51	1,709	88,0	41,64	0,79	7,81	0,20
P24	5	-21,64	19,13	2,620	88,0	44,67	0,85	8,11	0,20
P14	6	-20,96	18,48	1,842	88,6	45,30	0,87	8,51	0,22
P21	7	-21,35	21,84	1,875	88,1	49,56	0,95	7,88	0,19
P11	8	-20,89	24,23	1,992	87,5	55,42	1,05	7,94	0,18
P12	9	-21,01	18,92	2,565	88,2	40,38	0,76	7,41	0,18
P03	10	-21,69	23,57	2,640	87,7	58,61	1,12	8,63	0,20
P05	11	-10,60	15,06	1,312	88,0	35,55	0,67	8,20	0,23
P07	12	-11,34	12,78	1,929	88,3	28,37	0,54	7,71	0,23
P17	13	-10,69	15,45	2,040	88,6	36,10	0,69	8,11	0,22
P25	14	-10,15	17,14	2,065	88,2	42,08	0,80	8,52	0,22
P08	15	-11,51	18,36	2,532	88,6	42,39	0,81	8,02	0,20
P18	16	-14,77	15,98	1,442	87,8	36,98	0,71	8,04	0,22
P09	17	-15,72	17,60	1,567	87,7	39,80	0,75	7,85	0,20
P13	18	-15,36	17,55	2,060	88,4	43,93	0,84	8,69	0,22
P19	19	-14,52	18,55	2,011	88,4	43,72	0,83	8,18	0,21
P10	20	-15,82	14,71	2,674	88,	31,07	0,59	7,34	0,21

7.5.1 - q_{evap} vs ΔT

Os valores de ' q_{evap} ' para os 20 testes realizados com o evaporador inclinado para trás estão apresentados na Figura 7.16 em função de ' ΔT '.

Observa-se uma maior dispersão dos pontos em relação à linha média obtida através do ajuste, quando compara-se com os resultados apresentados nas Figuras 7.10 e 7.13.

O coeficiente do polinômio, $(UA)_{\text{evap}} = 2,349 \text{ [W/K]}$, é 6,1% superior ao valor determinado com o evaporador na posição original. Este coeficiente origina um valor para 'U_{evap}' de 8,16 [W/m².K].

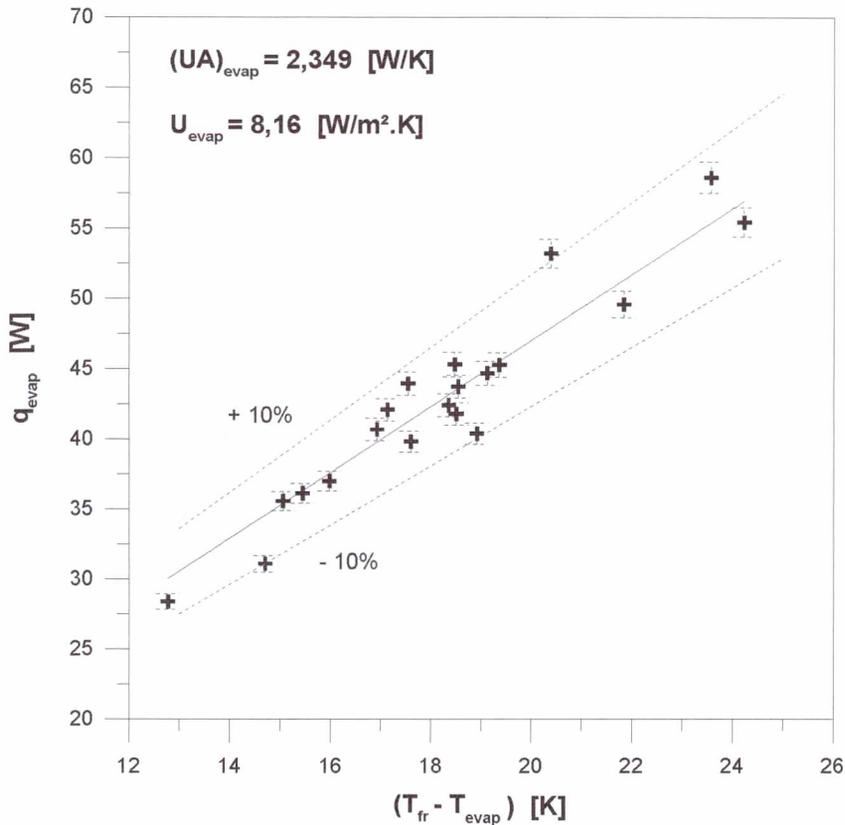


Figura 7.16 - q_{evap} vs ΔT (inclinado para trás)

7.5.2 - Distribuição de 'q_{evap}' entre as Faces do Evaporador

Os valores de 'q_{evap-F}' e 'q_{evap-P}' obtidos com o evaporador inclinado para trás em relação a sua posição original, estão apresentados na Tabela XVII.4 do Apêndice XVII.

A Figura 7.17, ilustra estes resultados na forma de valores percentuais.

Pode-se verificar que comparada às demais posições, esta é a que apresenta a melhor distribuição do fluxo de calor entre as faces do evaporador.

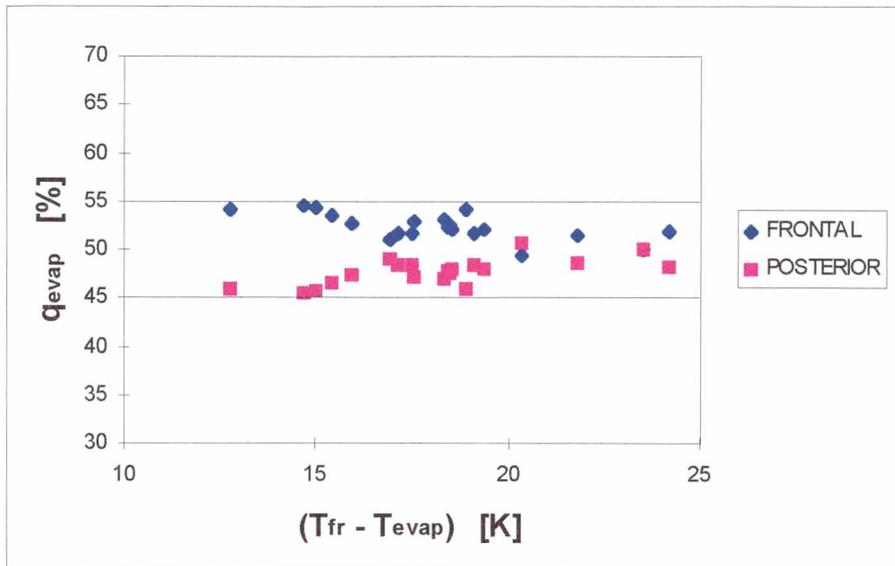


Figura 7.17 - Distribuição da taxa de calor entre as faces do evaporador (inclinado para trás)

7.5.3 - Resultado Experimental vs Teórico

Para esta posição, o número de Nusselt teórico referente à face frontal do evaporador foi determinado a partir da equação (2.8) substituindo 'g' por 'g.cosθ', (θ=2,4°), no cálculo do número de Grashof.

O procedimento utilizado na determinação do número de Nusselt experimental foi o mesmo empregado para o evaporador inclinado para frente.

A Tabela XVII.4 do Apêndice XVII apresenta, na seqüência em que foram calculados os valores de 'q_{rad-F}', 'q_{rad-P}', 'q_{conv-F}', 'q_{conv-P}', 'h_{conv-F}', '(Nu)_{exp}', 'log(Nu)_{exp}', '(Nu)_{teo}, e 'log(Nu)_{teo}'. As parcelas de calor transferidas por radiação correspondem em média a 52% na face frontal e 33% na face posterior.

Através da Figura 7.18, que compara os resultados experimentais com os teóricos, pode-se observar que os pontos experimentais ficam bem representados pela correlação utilizada no cálculo de (Nu)_{teo}.

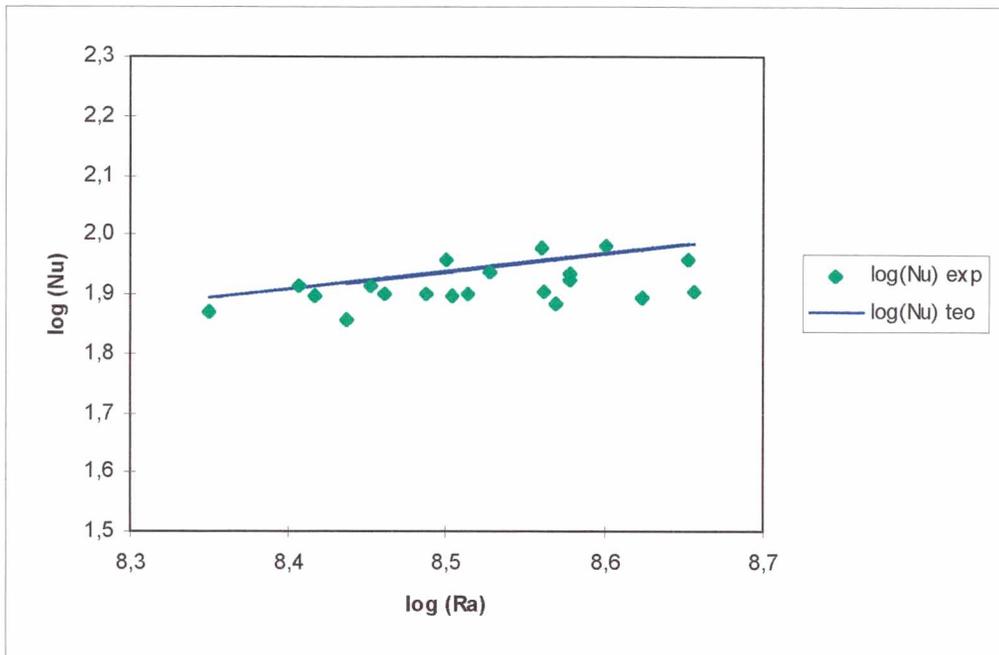


Figura 7.18 - Resultado teórico vs experimental (inclinado para trás)

7.6 - Análise Conjunta das 3 Posições

Em linhas gerais, pode-se afirmar que não foram verificados efeitos significativos do fluxo de massa e da pressão de evaporação sobre o coeficiente global de transferência de calor do evaporador.

A Figura 7.19 mostra os 60 pontos experimentais obtidos com o evaporador nas diversas posições.

Como pode ser observado, as variações no coeficiente global de transferência de calor não foram fortemente afetadas pela posição do evaporador. Isto deve-se ao fato das limitações oferecidas pela geometria do refrigerador para a variação das posições.

Dentro destas condições, a melhor posição encontrada para o evaporador, tendo em vista o seu maior desempenho, foi aquela onde este encontrava-se inclinado para trás. Nesta posição, o valor médio de ' U_{evap} ' foi 6,1% superior ao valor médio encontrado para o evaporador na posição original.

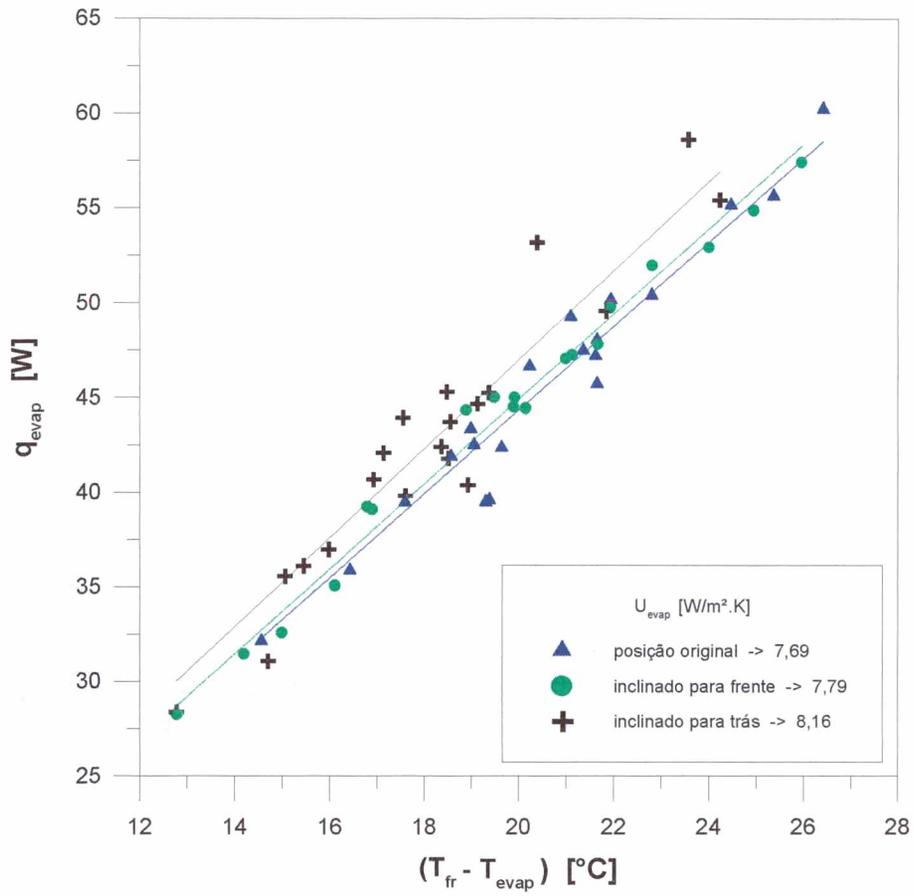


Figura 7.19 - Efeito do posicionamento do evaporador

CONCLUSÕES

Este trabalho foi desenvolvido com o objetivo principal de obter uma metodologia para avaliar a transferência de calor em evaporadores 'roll-bond', que pudesse ser utilizada como padrão e que possibilitasse verificar a influência da geometria e da posição no interior do gabinete.

Foram avaliados 3 métodos distintos para a obtenção da taxa de calor transferida no evaporador: direto, indireto e utilização de transdutores de fluxo de calor. Estes apresentaram-se equivalentes, porém cada qual com suas limitações.

O método direto exigia que o refrigerante saísse superaquecido do evaporador para possibilitar a determinação da entalpia neste ponto. Além desta situação não representar a prática usual em refrigeradores, a condição de superaquecimento na saída do evaporador contribui para a não-uniformidade da temperatura superficial do trocador, o que impossibilitaria comparações com equações apresentadas na literatura, para placas isotérmicas.

No método indireto foi necessária a determinação do parâmetro 'UA' do gabinete. Nesta oportunidade avaliou-se a transferência de calor nas superfícies externas do refrigerador com o auxílio dos transdutores de fluxo de calor. A comparação dos resultados obtidos através desta técnica com os resultados obtidos através de testes padronizados, mostrou ser esta confiável e de maior amplitude, por permitir avaliar a distribuição do fluxo de calor nas superfícies.

O sucesso desta etapa, inédita e inovadora, induziu à utilização de transdutores de fluxo de calor nos evaporadores, o que, no presente trabalho, foi denominado de 3º método. Este método destacou-se dos demais por permitir a medida direta do valor do fluxo de calor, diminuindo assim a incerteza de medição.

Foram realizados testes com um mesmo evaporador 'roll-bond' em três posições distintas. As variações no posicionamento do evaporador foram limitadas pelo espaço livre interno do gabinete, motivo pelo qual as diferenças verificadas no valor de ' U_{evap} ' em função da posição, foram pequenas.

Dentro desta limitação, a posição onde o evaporador apresentou melhor desempenho foi à oposta a sua posição original, ou seja, inclinado para trás. Nesta posição, o desempenho foi 6,1% superior ao valor associado com a posição original.

Também na 3^a. posição, foi verificada a melhor distribuição da taxa de calor entre as faces do evaporador.

Estes testes, ainda permitiram verificar, que o fluxo de massa e a pressão de evaporação não exercem influência significativa sobre o valor de ' U_{evap} '.

As atividades descritas neste trabalho servem, na realidade, como um ponto de partida para investigações posteriores. São sugeridos trabalhos procurando aprofundar os estudos relativos à distribuição dos fluxos de calor nas superfícies externas dos refrigeradores. Um ponto digno de atenção e de grande impacto tecnológico, seria a avaliação dos fluxos de calor na região da gaxeta.

O aparato experimental desenvolvido pode, no futuro, ser empregado em estudos comparativos com diferentes geometrias de evaporador, procurando identificar a forma de melhor desempenho tanto em termos de transferência de calor como de perda de carga.

Finalmente, deve-se ressaltar o caráter inédito deste trabalho, tanto ao abordar evaporadores 'roll-bond', como ao empregar transdutores de fluxo de calor para avaliar a transferência de calor em refrigeradores domésticos.

*REFERÊNCIAS
BIBLIOGRÁFICAS*

BEJAN, A., Convection Heat Transfer, 2nd Ed., 1995, John Wiley & Sons, Inc.

CHURCHILL, S.W., CHU, H.H.S., Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Vertical Plate, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 18, 1975, pp. 1323 - 1329.

FLESCH, C.A., Medição de Grandezas Mecânicas, Apostila, Universidade Federal de Santa Catarina, 1995.

FUJII, T., IMURA, H., Natural Convection Heat Transfer from a Plate with Arbitrary Inclination, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 15, 1972, pp. 755-767.

GOLDSTEIN, R. J., SPARROW, E.M., JONES, D.C., Natural Convection Mass Transfer Adjacent to Horizontal Plates, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 16, 1973, pp. 1025-1035.

GONÇALVES, J.M., Análise Experimental do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis - SC, 1994.

GONÇALVES, M.A.L., Relatório de Estágio Profissional em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis - SC, 1995.

GÜTHS, S., PHILIPPI, P.C., GAVIOT, E., THERY, P., Um Transdutor de Fluxo de Calor a Gradiente Tangencial, Universidade Federal de Santa Catarina - Brasil / Université de Lille - France, XIII COBEM, Minas Gerais, 1995.

HOLMAN, J.P., Transferência de Calor, McGraw-Hill, São Paulo, 1983.

INCROPERA, F.P., DeWITT, D.P., Introduction to Heat Transfer, John Wiley & Sons, 2nd Ed., 1990.

JAKOBSEN, A , Energy Optimisation of Refrigeration Systems. The Domestic Refrigerator - a Case Study, Ph.D. Thesis, The Technical University of Denmark (DTU), March, 1995.

KUSUDA, T., NBSLD - National Bureau of Standards Heating and Cooling Load Determination Program, July 1975

McADAMS, W.H., Heat Transmission, 3rd Ed., Mc Graw-Hill, New York, 1957.

MAYKOT, R., CLEZAR, C.A., FERREIRA, R.T.S., MELO, C., SILVA, L.W., Câmara de Testes de Componentes de Sistema de Refrigeração I e II, Relatório de Pesquisa, NRVA/EMC/UFSC, Florianópolis-SC, 1996.

NTB00119, Isolação Térmica de Refrigeradores e Congeladores - Determinação do fator U_xA - Método de Ensaio, Norma Técnica Brasmotor, Fev. 1992

PPS - EMBRACO, Evaporadores para Sistemas de Refrigeração, Recomendações Técnicas, Julho 1988.

RICH, B.R., An Investigation of Heat Transfer from an Inclined Flat Plate in Free Convection, Transactions ASME, Vol. 75, 1953, pp. 489-499.

APÊNDICES

Apêndice I:

Equacionamento para a Determinação do Calor Trocado por Radiação no Evaporador

A taxa de radiação transferida para o evaporador corresponde a soma da radiação transferida para as superfícies 7 e 8, representadas na Figura 2.14, e é expressa através da equação (2.32). Os valores de 'q₇' e 'q₈', podem ser calculados a partir da equação (2.27):

$$q_7 = \frac{E_{b7} - J_7}{(1 - \varepsilon_7)} \cdot \varepsilon_7 \cdot A_7 \quad (\text{I.1})$$

$$q_8 = \frac{E_{b8} - J_8}{(1 - \varepsilon_8)} \cdot \varepsilon_8 \cdot A_8 \quad (\text{I.2})$$

As superfícies que trocam calor com a superfície 7 são: 1, 2, 3, 4 e 6. Portanto, de acordo com a equação (2.31), tem-se:

$$\frac{E_{b7} - J_7}{(1 - \varepsilon_7)} \cdot \varepsilon_7 \cdot A_7 = \frac{J_7 - J_1}{A_7 \cdot F_{71}} + \frac{J_7 - J_2}{A_7 \cdot F_{72}} + \frac{J_7 - J_3}{A_7 \cdot F_{73}} + \frac{J_7 - J_4}{A_7 \cdot F_{74}} + \frac{J_7 - J_6}{A_7 \cdot F_{76}} \quad (\text{I.3})$$

Os fatores de forma foram calculados utilizando uma subrotina específica do código computacional NBSLD (National Bureau of Standards Load Determination Program), (Kusuda, 1975), referenciando cada superfície de acordo com a Figura I.1.

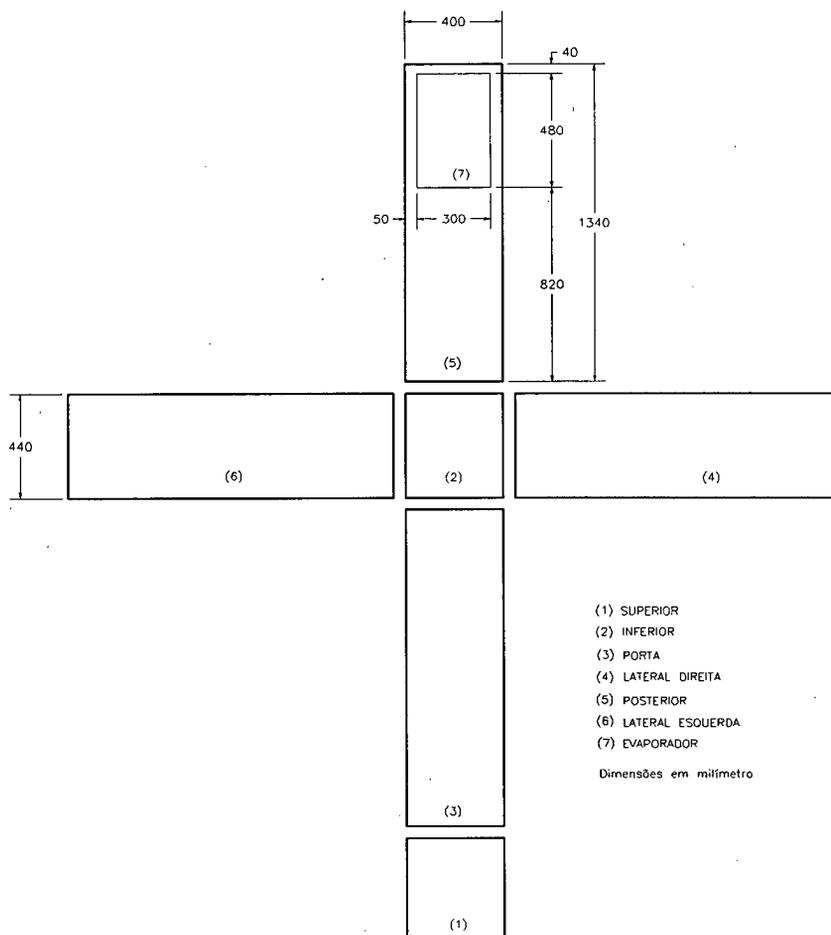


Figura I.1- Dimensões das superfícies internas do refrigerador

Desta forma, a equação (I.3) possui como incógnitas J_1, J_2, J_3, J_4, J_6 e J_7 .

A taxa de radiação transferida para a superfície 1 é dada por:

$$\frac{E_{b1} - J_1}{(1 - \epsilon_1) \epsilon_1 \cdot A_1} = \frac{J_1 - J_2}{A_1 \cdot F_{12}} + \frac{J_1 - J_3}{A_1 \cdot F_{13}} + \frac{J_1 - J_4}{A_1 \cdot F_{14}} + \frac{J_1 - J_5}{A_1 \cdot F_{15}} + \frac{J_1 - J_6}{A_1 \cdot F_{16}} + \frac{J_1 - J_7}{A_1 \cdot F_{17}} \quad (I.4)$$

A taxa de radiação transferida para a superfície 2 é dada por:

$$\frac{E_{b2} - J_2}{(1 - \varepsilon_2) \varepsilon_2 \cdot A_2} = \frac{J_2 - J_1}{A_2 \cdot F_{21}} + \frac{J_2 - J_3}{A_2 \cdot F_{23}} + \frac{J_2 - J_4}{A_2 \cdot F_{24}} + \frac{J_2 - J_5}{A_2 \cdot F_{25}} + \frac{J_2 - J_6}{A_2 \cdot F_{26}} + \frac{J_2 - J_7}{A_2 \cdot F_{27}} \quad (\text{I.5})$$

A taxa de radiação transferida para a superfície 3 é dada por:

$$\frac{E_{b3} - J_3}{(1 - \varepsilon_3) \varepsilon_3 \cdot A_3} = \frac{J_3 - J_1}{A_3 \cdot F_{31}} + \frac{J_3 - J_2}{A_3 \cdot F_{32}} + \frac{J_3 - J_4}{A_3 \cdot F_{34}} + \frac{J_3 - J_5}{A_3 \cdot F_{35}} + \frac{J_3 - J_6}{A_3 \cdot F_{36}} + \frac{J_3 - J_7}{A_3 \cdot F_{37}} \quad (\text{I.6})$$

A taxa de radiação transferida para a superfície 4 é dada por:

$$\frac{E_{b4} - J_4}{(1 - \varepsilon_4) \varepsilon_4 \cdot A_4} = \frac{J_4 - J_1}{A_4 \cdot F_{41}} + \frac{J_4 - J_2}{A_4 \cdot F_{42}} + \frac{J_4 - J_3}{A_4 \cdot F_{43}} + \frac{J_4 - J_5}{A_4 \cdot F_{45}} + \frac{J_4 - J_6}{A_4 \cdot F_{46}} + \frac{J_4 - J_7}{A_4 \cdot F_{47}} \quad (\text{I.7})$$

A taxa de radiação transferida para a superfície 5 é dada por:

$$\frac{E_{b5} - J_5}{(1 - \varepsilon_5) \varepsilon_5 \cdot A_5} = \frac{J_5 - J_1}{A_5 \cdot F_{51}} + \frac{J_5 - J_2}{A_5 \cdot F_{52}} + \frac{J_5 - J_3}{A_5 \cdot F_{53}} + \frac{J_5 - J_4}{A_5 \cdot F_{54}} + \frac{J_5 - J_6}{A_5 \cdot F_{56}} \quad (\text{I.8})$$

A taxa de radiação transferida para a superfície 6 é dada por:

$$\frac{E_{b6} - J_6}{(1 - \varepsilon_6) \varepsilon_6 \cdot A_6} = \frac{J_6 - J_1}{A_6 \cdot F_{61}} + \frac{J_6 - J_2}{A_6 \cdot F_{62}} + \frac{J_6 - J_3}{A_6 \cdot F_{63}} + \frac{J_6 - J_4}{A_6 \cdot F_{64}} + \frac{J_6 - J_5}{A_6 \cdot F_{65}} + \frac{J_6 - J_7}{A_6 \cdot F_{67}} \quad (\text{I.9})$$

As equações (I.1) e (I.3) à (I.9) podem ser resolvidas fornecendo os valores de ' J_1 ', ' J_2 ', ' J_3 ', ' J_4 ', ' J_5 ', ' J_6 ', ' J_7 ' e ' q_7 '.

A superfície 9 é a única que troca calor com 8, ($F_{89} = F_{98} = 1$). Portanto, tem-se que:

$$\frac{E_{b8} - J_8}{(1 - \varepsilon_8)} = \frac{J_8 - J_9}{\varepsilon_8 \cdot A_8} = \frac{1}{A_8 \cdot F_{89}} \quad (\text{I.10})$$

A taxa de radiação transferida para a superfície 9 é dada por:

$$\frac{E_{b9} - J_9}{(1 - \varepsilon_9)} = \frac{J_9 - J_8}{\varepsilon_9 \cdot A_9} = \frac{1}{A_9 \cdot F_{98}} \quad (\text{I.11})$$

As equações (I.2), (I.10) e (I.11) podem ser resolvidas fornecendo os valores de ' J_8 ', ' J_9 ' e ' q_8 '.

Apêndice II:

Distribuição de Temperatura em uma Placa Horizontal

Utilizando as equações (2.16) e (2.18) para convecção em placa horizontal, e a equação (2.26) para radiação, obtiveram-se respectivamente os resultados apresentados nas Tabelas II.1 e II.2, sendo 'd' a semi-distância entre canais.

Tabela II.1 - Temperatura superficial de uma placa plana horizontal (parte superior)

	$d_1 = 0,015\text{m}$	$d_2 = 0,050\text{m}$	$d_3 = 0,100\text{m}$
Ra_d	13834	512375	4099000
Nu_d	2,93	7,22	12,15
h_{conv} [W/m ² K]	4,35	3,22	2,71
h_{rad} [W/m ² K]	3,92	3,92	3,92
m_d	6,84	6,35	6,12
M_{1d}	8,98	6,93	4,54
M_{2d}	11,02	13,07	15,45
T(d) [°C]	-19,90	-19,03	-16,75

Tabela II.2 - Temperatura superficial de uma placa plana horizontal (parte inferior)

	$d_1 = 0,015\text{m}$	$d_2 = 0,050\text{m}$	$d_3 = 0,100\text{m}$
Ra_d	13834	512375	4099000
Nu_d	5,86	14,45	24,30
h_{conv} [W/m ² K]	8,71	6,44	5,42
h_{rad} [W/m ² K]	3,92	3,92	3,92
m_d	8,45	7,65	7,26
M_{1d}	8,74	6,35	3,79
M_{2d}	11,26	13,65	16,21
$T(d)$ [°C]	-19,84	-18,62	-15,67

Apêndice III:

Resultados da Calibração dos Transdutores de Tensão, Corrente e Potência

Convenções

- $V_{\text{ref entrada}}$ = Valor de referência padrão aplicado à entrada do transdutor;
- $V_{\text{ref saída}}$ = Valor de referência esperado na saída do transdutor;
- Média = Média das medidas efetuadas na calibração;
- T_d (Tendência) = Efeito sistemático passível de correção;
- $IM_{95\%}$ = Incerteza de medição expandida em valor absoluto com nível de confiança de 95%;
- $IM_{95\%}(\%)$ = Incerteza de medição expandida em percentual relativo ao $V_{\text{ref saída}}$, com nível de confiança de 95%.

III.1. Transdutores de Tensão Modelo 2383A

III.1.1. Entrada 0 - 300 V AC 50 e 60 Hz / Saída 0 - 5 V DC

Número de Série: 485 / 94

$V_{\text{ref entrada}}$	$V_{\text{ref saída}}$	Média	T_d	$IM_{95\%}$	$IM_{95\%}$
[V]	[V]	[V]	[V]	[V]	[%]
60,000	1,000	0,995	-0,005	0,0012	0,12
120,000	2,000	1,993	-0,007	0,0013	0,06
180,000	3,000	2,994	-0,006	0,0020	0,07
240,000	4,000	3,995	-0,005	0,0016	0,04
300,000	5,000	4,996	-0,004	0,0022	0,04

III.1.2. Entrada 0 - 300 V AC 50 e 60 Hz / Saída 0 - 5 V DC

Número de Série: 487 / 94

V_{ref} entrada	V_{ref} saída	Média	T_d	IM_{95%}	IM_{95%}
[V]	[V]	[V]	[V]	[V]	[%]
60,000	1,000	0,998	-0,002	0,0009	0,09
120,000	2,000	1,995	-0,005	0,0010	0,05
180,000	3,000	2,995	-0,005	0,0012	0,04
240,000	4,000	3,997	-0,003	0,0016	0,04
300,000	5,000	4,999	-0,001	0,0017	0,03

III.2. Transdutores de Corrente Modelo 2383A

III.2.1. Entrada 0 - 2 A AC 50 e 60 Hz / Saída 0 - 5 V DC

Número de Série: 562 / 94

$V_{\text{ref entrada}}$	$V_{\text{ref saída}}$	Média	T_d	$IM_{95\%}$	$IM_{95\%}$
[V]	[V]	[V]	[V]	[V]	[%]
0,400	1,000	1,000	0,000	0,0021	0,21
0,800	2,000	1,999	-0,001	0,0041	0,21
1,200	3,000	3,002	0,002	0,0062	0,21
1,600	4,000	4,005	0,005	0,0083	0,21
2,000	5,000	5,009	0,009	0,010	0,21

III.2.2. Entrada 0 - 5 A AC 50 e 60 Hz / Saída 0 - 5 V DC

Número de Série: 572 / 94

$V_{\text{ref entrada}}$	$V_{\text{ref saída}}$	Média	T_d	$IM_{95\%}$	$IM_{95\%}$
[V]	[V]	[V]	[V]	[V]	[%]
1,000	1,000	0,999	-0,001	0,0021	0,21
2,000	2,000	1,996	-0,004	0,0042	0,21
3,000	3,000	3,000	0,000	0,0063	0,21
4,000	4,000	4,002	0,002	0,0083	0,21
5,000	5,000	5,004	0,004	0,010	0,21

III.3. Transdutores de Potência Modelo 2385A

III.3.1. Entrada 0 - 400 W AC 50 e 60 Hz / Saída 0 - 5 V DC

Número de Série: 576 / 94

$V_{\text{ref entrada}}$	$V_{\text{ref saída}}$	Média	T_d	$IM_{95\%}$	$IM_{95\%}$
[V]	[V]	[V]	[V]	[V]	[%]
80,000	1,000	0,994	-0,006	0,0023	0,23
160,000	2,000	1,997	-0,003	0,0042	0,21
240,000	3,000	2,999	-0,001	0,0063	0,21
320,000	4,000	4,000	0,000	0,0083	0,21
400,000	5,000	5,003	0,003	0,010	0,21

III.3.2. Entrada 0 - 200 W AC 50 e 60 Hz / Saída 0 - 5 V DC

Número de Série: 576 / 94

$V_{\text{ref entrada}}$	$V_{\text{ref saída}}$	Média	T_d	$IM_{95\%}$	$IM_{95\%}$
[V]	[V]	[V]	[V]	[V]	[%]
40,000	1,000	1,003	0,003	0,0022	0,22
80,000	2,000	2,016	0,016	0,0042	0,21
120,000	3,000	3,027	0,027	0,0062	0,21
160,000	4,000	4,040	0,040	0,0082	0,21
200,000	5,000	5,050	0,050	0,010	0,21

III.3.3. Entrada 0 - 500 W AC 50 e 60 Hz / Saída 0 - 5 V DC

Número de Série: 493 / 94

V_{ref entrada}	V_{ref saída}	Média	T_d	IM_{95%}	IM_{95%}
[V]	[V]	[V]	[V]	[V]	[%]
100,000	1,000	1,005	0,005	0,0023	0,23
200,000	2,000	2,014	0,014	0,0042	0,21
300,000	3,000	3,026	0,026	0,0062	0,21
400,000	4,000	4,034	0,034	0,0084	0,21
500,000	5,000	5,043	0,043	0,010	0,21

III.3.4. Entrada 0 - 1000 W AC 50 e 60 Hz / Saída 0 - 5 V DC

Número de Série: 493 / 94

V_{ref entrada}	V_{ref saída}	Média	T_d	IM_{95%}	IM_{95%}
[V]	[V]	[V]	[V]	[V]	[%]
200,000	1,000	0,999	-0,001	0,0023	0,23
400,000	2,000	2,002	0,002	0,0042	0,21
600,000	3,000	3,008	0,008	0,0062	0,21
800,000	4,000	4,010	0,010	0,0083	0,21
1000,000	5,000	5,014	0,014	0,010	0,21

Apêndice IV:

Componentes do Sistema de Refrigeração da Bancada

A bancada é composta pelo circuito principal representado em preto na Figura 4.2, 'by-pass' de líquido representado em verde e 'by-pass' de gás quente representado em azul na mesma figura.

O circuito principal é composto basicamente por compressor EM 60 HNP220/50, condensador resfriado a água, válvula de expansão pressostática principal (VEP) e o evaporador em teste. Existem ainda os seguintes componentes auxiliares, que são:

- SO1, SO2 - Separadores de óleo com retorno automático
- ASO - Aquecedor do separador de óleo tipo resistência elétrica, na forme de chicote
- FO - Filtro de óleo com retorno automático
- AFO - Aquecedor do filtro de óleo tipo resistência elétrica, na forme de chicote
- AL - Acumulador de líquido
- FS - Filtro secador
- SL - Separador de líquido
- ASL - Aquecedor do separador de líquido tipo resistência elétrica na forma de chicote
- VLAF - Visor de líquido antes do fluxímetro
- VLAE - Visor de líquido antes da válvula de expansão principal
- PA - Pressostato de alta
- RA1, RA2 - Resistências elétricas de aquecimento
- S1, S2, S3, S4 - Conexões de serviço tipo engate rápido
- VS - Válvula de serviço
- SRL - Sub-resfriador de líquido

O 'by-pass' de líquido utilizado na redução do fluxo de massa do circuito principal é formado pelos seguintes componentes:

- VES - Válvula de expansão pressostática secundária
- Evaporador Secundário: Capacidade = 100 W
- VENT - Ventilador
- VS - Válvula de serviço
- S5 - Conexão de serviço
- RA3 - Resistência elétrica de aquecimento

O 'by-pass' de gás quente, com o mesmo objetivo do anterior é composto por:

- VES - Válvula de expansão pressostática secundária
- VS - Válvula de serviço
- S6 - Conexão de serviço

Junto aos componentes do sistema de refrigeração estão os transdutores de temperatura, pressão e fluxo de massa, indicados também na Figura 4.2 pelos seguintes códigos:

- TBA - Transdutor de baixa pressão (entrada do evaporador)
- TBD - Transdutor de baixa pressão (saída do evaporador)
- TA - Transdutor de alta pressão
- FM - Medidor de fluxo de massa
- TPID - Termopar para controle do PID
- T1 - Termopar para medida da temperatura na entrada da expansão
- T2 - Termopar para medida da temperatura na saída do evaporador

Apêndice V:

Resultados da Calibração do Sistema de Medição da Bancada

V.1 Transdutor de Fluxo de Massa

Tabela V.1 - Resultados da calibração do transdutor de fluxo de massa.

Ponto	FMp [kg/h]	FMt [kg/h]	Erro [%]	FMp/FMt	IMp
01	4,4830	4,4728	0,23	1,00228	0,0383
02	4,0630	4,0504	0,31	1,00311	0,0386
03	3,6387	3,6173	0,59	1,00592	0,0431
04	3,1322	3,1222	0,32	1,00320	0,0389
05	2,5751	2,5624	0,38	1,00378	0,0325
06	2,1157	2,1042	0,54	1,00546	0,0321
07	1,5919	1,5822	0,61	1,00613	0,0359
08	1,0856	1,0812	0,40	1,00407	0,0264

FMp = fluxo de massa padrão;

FMt = fluxo de massa registrado pelo transdutor;

IMp = incerteza de medição pontual.

V.2 Transdutor de Pressão

Para as Tabelas V.2, V.3 e V.4 a seguir:

$P_{\text{padrão}}$ = pressão absoluta padrão;

P_{lida} = pressão absoluta lida pelo sistema;

P_{calib} = pressão ajustada através da curva de calibração.

Tabela V.2 - Pontos de calibração para o transdutor PTA53

PTA 53		
$P_{\text{padrão}}$ [bar]	P_{lida} [bar]	P_{calib} [bar]
0,0000	0,0090	-0,0054
1,0090	1,0170	1,0081
1,9897	1,9890	1,9823
2,9704	2,9760	2,9710
3,9511	3,9440	3,9410
4,9318	4,9250	4,9239
5,9125	5,9050	5,9049
6,8932	6,8860	6,8853
7,8739	7,8660	7,8638
8,8546	8,8520	8,8498
9,8353	9,8220	9,8263
9,8353	9,8390	9,8435
8,8546	8,8640	8,8619
7,8739	7,8830	7,8808
6,8932	6,9020	6,9013
5,9125	5,9230	5,9229
4,9318	4,9390	4,9380
3,9511	3,9620	3,9590
2,9704	2,9800	2,9750
1,9897	1,9990	1,9923
1,0090	1,0210	1,0121
0,0000	0,0193	0,0050

Tabela V.3 - Pontos de calibração para o transdutor PTF18

PTF18		
P_{padrão} [bar]	P_{lida} [bar]	P_{calib} [bar]
0,0000	0,1590	-0,0045
1,0090	1,1690	1,0057
1,9897	2,1390	1,9779
2,9704	3,1160	2,9571
3,9511	4,1010	3,9433
4,9318	5,0830	4,9245
5,9125	6,0630	5,9018
6,8932	7,0490	6,8837
7,8739	8,0340	7,8643
8,8546	9,0230	8,8508
9,8353	9,9970	9,8270
9,8353	10,0120	9,8421
8,8546	9,0360	8,8638
7,8739	8,0490	7,8792
6,8932	7,0670	6,9016
5,9125	6,0840	5,9228
4,9318	5,0990	4,9405
3,9511	4,1220	3,9643
2,9704	3,1390	2,9802
1,9897	2,1560	1,9949
1,0090	1,1830	1,0198
0,0000	0,1660	0,0025

Tabela V.4 - Pontos de calibração para o transdutor NRVA1

NRVA 1		
P_{padrão} [bar]	P_{lida} [bar]	P_{calib} [bar]
2,0042	1,8971	2,0001
3,9967	3,8712	4,0059
5,9992	5,8530	5,9990
8,0015	7,8334	7,9900
9,9842	9,8224	10,0009
12,0085	11,7702	11,9851
15,9945	15,7291	16,0397
18,0355	17,6541	17,9916
19,9785	19,6737	19,9908

Apêndice VI:

Curvas de Calibração e Incerteza de Medição dos Fios de Compensação Tipo T

Os fios de compensação tipo T, embutidos em massas padrão de cobre, foram utilizados na medida da temperatura do ar.

Os polinômios resultantes da calibração apresentam-se da seguinte forma:

$$T = a + b.(DDP) + c.(DDP)^2 + d.(DDP)^3 + e.(DDP)^4 + f.(DDP)^5$$

função inversa:

$$DDP = g + h.T + i.T^2 + j.T^3 + k.T^4 + l.T^5$$

onde:

T = temperatura [°C];

DDP = diferença de potencial, [mV];

(a, b, ..., l) = coeficientes dos polinômios.

A incerteza de medição corresponde a soma quadrática de todos os erros associados à calibração: erro na utilização do polinômio, erro dos termômetros padrão e auxiliar, e erro do milivoltímetro.

A Tabela VI.1 a seguir, apresenta os coeficientes dos polinômios e as incerteza de medição para cada termopar utilizado.

Tabela VI.1 - Coeficientes dos polinômios de calibração e incerteza de medição

Coeficientes	Curva 29	Curva R
a	0,1189076646	0,3865399659
b	25,960258027	25.803682209
c	-0,812140898	-0,8762574861
d	-7,9005678235E-03	8,4206719435E-02
e	9,2499909122E-03	-6,3236422562E-03
f	-5,3123691962E-04	2,1746957691E-04
g	-3,8564564303E-03	-1,5010572575E-02
h	3,8345307124E-02	3,8757821284E-02
i	4,5828513942E-05	5.0991526157E-05
j	2,8176677063E-07	-8,8893944016E-08
k	-2.4673536407E-09	2,1918279254E-10
l	5,1297902203E-12	-3,8237839274E-13
Incerteza de		
Medição	$\pm 0,25$	$\pm 0,25$

Apêndice VII:

Incerteza de Medição do Fator UA

A divisão da taxa de transferência de calor sendo trocada entre dois ambientes pela diferença de temperatura correspondente, fornece o valor de UA do sistema, ou seja:

$$UA = \frac{q}{(\bar{T}_I - \bar{T}_E)} \quad (\text{VII.1})$$

A incerteza relativa máxima será dada por:

$$\frac{(IUA)_{MAX}}{UA} = \pm \sqrt{\left(\frac{(IUA)_q}{UA}\right)^2 + \left(\frac{(IUA)_{\bar{T}_I}}{UA}\right)^2 + \left(\frac{(IUA)_{\bar{T}_E}}{UA}\right)^2} \quad (\text{VII.2})$$

onde:

$$\frac{(IUA)_q}{UA} = \frac{\partial UA}{\partial q} \times \frac{Iq}{UA} = \frac{1}{(\bar{T}_I - \bar{T}_E)} \times \frac{Iq \times (\bar{T}_I - \bar{T}_E)}{q} = \frac{Iq}{q} \quad (\text{VII.3})$$

$$\frac{(IUA)_{\bar{T}_I}}{UA} = \frac{\partial UA}{\partial \bar{T}_I} \times \frac{I\bar{T}_I}{UA} = -\frac{q}{(\bar{T}_I - \bar{T}_E)^2} \times \frac{I\bar{T}_I \times (\bar{T}_I - \bar{T}_E)}{q} = -\frac{I\bar{T}_I}{(\bar{T}_I - \bar{T}_E)} \quad (\text{VII.4})$$

E, da mesma forma:

$$\frac{(IUA)_{\bar{T}_E}}{UA} = \frac{\partial UA}{\partial \bar{T}_E} \times \frac{I\bar{T}_E}{UA} = +\frac{I\bar{T}_E}{(\bar{T}_I - \bar{T}_E)} \quad (\text{VII.5})$$

Portanto a incerteza máxima relativa pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\frac{(IUA)_{MAX}}{UA} = \pm \sqrt{\left(\frac{Iq}{q}\right)^2 + \left(\frac{I\bar{T}_I}{(\bar{T}_I - \bar{T}_E)}\right)^2 + \left(\frac{I\bar{T}_E}{(\bar{T}_I - \bar{T}_E)}\right)^2} \quad (VII.6)$$

A média aritmética das temperaturas á dada por:

$$\bar{T} = \frac{T_1 + \dots + T_n}{n} \quad (VII.7)$$

e sua incerteza relativa máxima:

$$\frac{(I\bar{T})_{MAX}}{\bar{T}} = \pm \sqrt{\left(\frac{(I\bar{T})_{T_1}}{\bar{T}}\right)^2 + \dots + \left(\frac{(I\bar{T})_{T_n}}{\bar{T}}\right)^2} \quad (VII.8)$$

onde:

$$\frac{(I\bar{T})_{T_n}}{\bar{T}} = \frac{\partial \bar{T}}{\partial T_n} \times \frac{IT_n}{\bar{T}} = \frac{IT_n}{(T_1 + \dots + T_n)} \quad (VII.9)$$

Se $IT_1 = IT_2 = \dots = IT_n$, tem-se que:

$$(I\bar{T})_{MAX} = \pm IT \frac{\sqrt{n}}{n} \quad (VII.10)$$

Apêndice VIII:

Transdutores de Fluxo de Calor: Cálculo das Incertezas de Medição e Resultados da Calibração

VIII.1 - Cálculo das Incertezas de Medição

As incertezas a serem determinadas são referentes a potência dissipada pela resistência, a constante de calibração do transdutor auxiliar e a constante de calibração do transdutor a calibrar. Os resultados mostram a incerteza máxima provável, ou seja, uma possibilidade de enquadramento maior do que a obtida através das incertezas individuais.

VIII.1.1 - Incerteza Associada ao Cálculo da Potência

Partindo da equação (5.9) que determina o valor da potência, pode-se escrever:

$$\begin{aligned} P_t &= P_t \pm IP_t \\ R &= R \pm IR \\ I &= I \pm II \end{aligned} \tag{VIII.1}$$

A incerteza relativa máxima será dada por:

$$\frac{IP_t}{P_t} = \pm \sqrt{\left(\frac{(IP_t)_R}{P_t}\right)^2 + \left(\frac{(IP_t)_I}{P_t}\right)^2} \tag{VIII.2}$$

onde,

$$\frac{(IP_t)_R}{P_t} = \frac{\partial P_t}{\partial R} \cdot \frac{IR}{P_t} = \frac{IR}{R} \quad (\text{VIII.3})$$

$$\frac{(IP_t)_I}{P_t} = \frac{\partial P_t}{\partial I} \cdot \frac{II}{P_t} = \frac{2.II}{I} \quad (\text{VIII.4})$$

Portanto,

$$IP_t = \pm P_t \cdot \sqrt{\left(\frac{IR}{R}\right)^2 + \left(\frac{2.II}{I}\right)^2} \quad (\text{VIII.5})$$

VIII.1.2 - Incerteza Associada ao Cálculo da Constante de Calibração do Transdutor Auxiliar

Partindo da equação (5.15) que determina o valor da constante de calibração do transdutor auxiliar, pode-se escrever :

$$\begin{aligned} C_a &= C_a \pm IC_a \\ P_t &= P_t \pm IP_t \\ V_a &= V_a \pm IV_a \end{aligned} \quad (\text{VIII.6})$$

A incerteza relativa máxima será dada por:

$$\frac{IC_a}{C_a} = \pm \sqrt{\left(\frac{(IC_a)_{P_t}}{C_a}\right)^2 + \left(\frac{(IC_a)_{V_a}}{C_a}\right)^2} \quad (\text{VIII.7})$$

onde,

$$\frac{(IC_a)_{P_t}}{C_a} = \frac{\partial C_a}{\partial P} \cdot \frac{IP_t}{C_a} = \frac{IP_t}{P_t} \quad (\text{VIII.8})$$

$$\frac{(IC_a)_{V_a}}{C_a} = \frac{\partial C_a}{\partial V_a} \cdot \frac{IV_a}{C_a} = \frac{IV_a}{V_a} \quad (\text{VIII.9})$$

Portanto,

$$IC_a = \pm C_a \sqrt{\left(\frac{(IP_t)}{P_t}\right)^2 + \left(\frac{(IV_a)}{V_a}\right)^2} \quad (\text{VIII.10})$$

VIII.1.3 - Incerteza Associada ao Cálculo da Constante de Calibração do Transdutor a Calibrar

Partindo da equação (5.14) que determina o valor da constante de calibração do transdutor a calibrar, pode-se escrever :

$$\begin{aligned} C_c &= C_c \pm IC_c \\ P_t &= P_t \pm IP_t \\ C_a &= C_a \pm IC_a \\ V_a &= V_a \pm IV_a \\ V_c &= V_c \pm IV_c \end{aligned} \quad (\text{VIII.11})$$

A incerteza relativa máxima será dada por:

$$\frac{IC_c}{C_c} = \pm \sqrt{\left(\frac{(IC_c)_{P_t}}{C_c}\right)^2 + \left(\frac{(IC_c)_{C_a}}{C_c}\right)^2 + \left(\frac{(IC_c)_{V_a}}{C_c}\right)^2 + \left(\frac{(IC_c)_{V_c}}{C_c}\right)^2} = F5 \quad (\text{VIII.12})$$

onde,

$$\frac{(IC_c)_{P_t}}{C_c} = \frac{\partial C_c}{\partial P_t} \cdot \frac{IP_t}{C_c} = \frac{IP_t}{(P_t - C_a V_a)} = F1 \quad (\text{VIII.13})$$

$$\frac{(IC_c)_{C_a}}{C_c} = \frac{\partial C_c}{\partial C_a} \cdot \frac{IC_a}{C_c} = -\frac{V_a IC_a}{(P_t - C_a V_a)} = F2 \quad (\text{VIII.14})$$

$$\frac{(IC_c)_{V_a}}{C_c} = \frac{\partial C_c}{\partial V_a} \cdot \frac{IV_a}{C_c} = -\frac{IV_a C_a}{(P_t - C_a V_a)} = F3 \quad (\text{VIII.15})$$

$$\frac{(IC_c)_{V_c}}{C_c} = \frac{\partial C_c}{\partial V_c} \cdot \frac{IV_c}{C_c} = -\frac{IV_c}{V_c} = F4 \quad (\text{VIII.16})$$

Portanto,

$$IC_c = \pm C_c \cdot \sqrt{(F1)^2 + (F2)^2 + (F3)^2 + (F4)^2} \quad (\text{VIII.17})$$

ou

$$IC_c = \pm C_c \cdot F5 \quad (\text{VIII.18})$$

VIII.2 - Resultados da Calibração

Neste trabalho foram utilizados transdutores de fluxo de calor com 4 formatos diferentes:

- a) transdutores 5x1 cm
- b) transdutores 5x5 cm
- c) transdutores 1,8x15,4 cm
- d) transdutores 2,1x14,7 cm

VIII.2.1 - Transdutores 5x1 cm

Na calibração do transdutor auxiliar 5x1 cm, foram geradas correntes entre 0,2 e 0,7 A. O valor da resistência medida a 4 fios foi de 12,999Ω e a incerteza associada ao equipamento de medição é de ±0,005Ω. A tensão foi registrada utilizando-se um multímetro com incerteza associada de ±0,0005mV.

Esta calibração teve como resultado,

$$C_a = 0,5725 \pm 0,0005 \left[\frac{W}{mV} \right]$$

Na calibração dos demais transdutores 5x1 cm foi utilizado um valor constante de corrente de $0,7005 \pm 0,0005$ A , pois verificou-se experimentalmente que para correntes acima de 0,4 A a constante de calibração não se alterava. Abaixo deste valor, a potência dissipada pela resistência é baixa e em consequência, as perdas de calor através das laterais da resistência e através dos fios tornam-se significantes comparadas ao baixo fluxo de calor que passa pelos transdutores a calibrar e auxiliar.

A resistência foi a mesma utilizada na calibração do transdutor auxiliar, $12,999 \pm 0,005 \Omega$. A tensão foi registrada por um sistema de aquisição de dados da HP com incerteza associada de $\pm 0,0005$ mV.

A Tabela VIII.1, a seguir, apresenta as constantes de calibração dos transdutores 5x1 cm.

Tabela VIII.1 - Constantes de calibração dos transdutores 5x1 cm.

No. Transdutor	C_c [W/mV]	IC_c [W/mV]
6	0,666	0,001
7	0,866	0,001
8	0,707	0,001
13	0,663	0,001
14	0,868	0,001
15	1,064	0,002
19	0,552	0,001
20	0,978	0,002
21	0,798	0,001
22	0,608	0,001
23	0,526	0,001

VIII.2.2 - Transdutores 5x5 cm

Na calibração do transdutor auxiliar 5x5 cm, foram geradas correntes entre 0,4 e 0,7 A. O valor da resistência medida a 4 fios foi de $10,520\Omega$ e a incerteza associada ao equipamento de medição é de $\pm 0,005\Omega$. A tensão foi registrada utilizando-se um multímetro com incerteza associada de $\pm 0,001\text{mV}$. Foi utilizado como auxiliar o transdutor nº 20.

Esta calibração teve como resultado,

$$C_a = 1,706 \pm 0,001 \left[\frac{W}{mV} \right]$$

Na calibração dos demais transdutores 5x5 cm foi utilizado um valor constante de corrente de $0,8005 \pm 0,0005$ A. A resistência foi a mesma utilizada na calibração do transdutor auxiliar, $10,520 \pm 0,005\Omega$. A tensão foi registrada por um sistema de aquisição de dados da HP com incerteza associada de $\pm 0,0005\text{mV}$.

A Tabela VIII.2, a seguir, apresenta as constantes de calibração dos transdutores 5x5 cm.

Tabela VIII.2 - Constantes de calibração dos transdutores 5x5 cm.

No. Transdutor	C_c [W/mV]	IC_c [W/mV]
1	1,117	0,002
3	0,981	0,002
5	1,105	0,002
6	1,336	0,002
7	0,696	0,001
8	1,177	0,002
10	1,259	0,002
11	0,503	0,001
12	0,551	0,001
15	0,477	0,001

16	0,886	0,001
19	1,487	0,002
22	1,455	0,002
24	1,331	0,002
25	0,605	0,001
26	0,726	0,001
27	0,635	0,001
28	1,217	0,002
30	0,747	0,001
31	0,667	0,001
32	0,530	0,001
33	0,758	0,001
2	0,702	0,001

VIII.2.3 - Transdutores 1,8x15,4 cm

Na calibração do transdutor auxiliar 1,8x15,4 cm, foram geradas correntes entre 0,4 e 0,7 A. O valor da resistência medida a 4 fios foi de $10,430 \pm 0,005 \Omega$. A tensão foi registrada utilizando-se um multímetro com incerteza associada de $\pm 0,001 \text{ mV}$. Foi utilizado como auxiliar o transdutor n° 1n.

Esta calibração teve como resultado,

$$C_a = 2,164 \pm 0,001 \left[\frac{W}{mV} \right]$$

Na calibração dos demais transdutores 1,8x15,4 cm foi utilizado um valor constante de corrente de $0,8005 \pm 0,0005 \text{ A}$. A resistência foi a mesma utilizada na calibração do transdutor auxiliar, $10,430 \pm 0,005 \Omega$. A tensão foi registrada por um sistema de aquisição de dados da HP com incerteza associada de $\pm 0,0005 \text{ mV}$.

A Tabela VIII.3, a seguir, apresenta as constantes de calibração dos transdutores 1,8x15,4 cm.

Tabela VIII.3 - Constantes de calibração dos transdutores 1,8x15,4 cm.

No. Transdutor	C_c [W/mV]	IC_c [W/mV]
2n	0,947	0,002
3n	0,924	0,002

VIII.2.4 - Transdutores 2,1x14,7 cm

Na calibração do transdutor auxiliar 2,1x14,7 cm, foram geradas correntes entre 0,4 e 0,7 A. O valor da resistência medida a 4 fios foi de $10,390 \pm 0,005 \Omega$. A tensão foi registrada utilizando-se um multímetro com incerteza associada de $\pm 0,001 \text{ mV}$. Foi utilizado como auxiliar o transdutor nº 5p.

Esta calibração teve como resultado,

$$C_a = 1,102 \pm 0,001 \left[\frac{W}{mV} \right]$$

Na calibração dos demais transdutores 2,1x14,7 cm foi utilizado um valor constante de corrente de $0,8005 \pm 0,0005 \text{ A}$. A resistência foi a mesma utilizada na calibração do transdutor auxiliar, $10,390 \pm 0,005 \Omega$. A tensão foi registrada por um sistema de aquisição de dados da HP com incerteza associada de $\pm 0,0005 \text{ mV}$.

A Tabela VIII.4, a seguir, apresenta as constantes de calibração dos transdutores 2,1x14,7 cm.

Tabela VIII.4 - Constantes de calibração dos transdutores 2,1x14,7 cm.

No. Transdutor	C_c [W/mV]	IC_c [W/mV]
1p	1,125	0,002
3p	0,729	0,001
2p	1,628	0,003
4p	0,881	0,001

Apêndice IX:

Resultados dos Testes de UA

IX.1 - Refrigerador Original

Tabela IX.1 - $T_E \sim 18^\circ\text{C}$ (Refrigerador na configuração original)

	Média	Mínimo	Máximo	DP
T1 [°C]	41,44	41,23	41,64	$\pm 0,08$
T2 [°C]	42,00	41,86	42,14	$\pm 0,08$
T3 [°C]	41,36	41,21	41,51	$\pm 0,06$
T4 [°C]	43,31	43,12	43,50	$\pm 0,11$
T5 [°C]	42,90	42,73	43,08	$\pm 0,09$
TE [°C]	17,71	17,57	17,91	$\pm 0,09$
TF [°C]	17,64	17,42	17,79	$\pm 0,08$
TD [°C]	18,12	17,99	18,28	$\pm 0,08$
Tensão [V]	81,85	81,07	83,03	$\pm 0,46$
Corrente [A]	0,4655	0,4600	0,4737	$\pm 0,0027$
Potência [W]	38,08	37,33	39,24	$\pm 0,41$

Tabela IX.2 - $T_E \sim 25^\circ\text{C}$ (Refrigerador na configuração original)

	Média	Mínimo	Máximo	DP
T1 [$^\circ\text{C}$]	48,32	48,11	48,41	$\pm 0,07$
T2 [$^\circ\text{C}$]	49,02	48,88	49,27	$\pm 0,07$
T3 [$^\circ\text{C}$]	48,37	48,24	48,50	$\pm 0,04$
T4 [$^\circ\text{C}$]	50,47	50,35	50,61	$\pm 0,06$
T5 [$^\circ\text{C}$]	50,10	49,94	50,31	$\pm 0,08$
TE [$^\circ\text{C}$]	24,45	24,28	24,61	$\pm 0,06$
TF [$^\circ\text{C}$]	24,39	24,28	24,58	$\pm 0,08$
TD [$^\circ\text{C}$]	24,94	24,83	25,11	$\pm 0,07$
Tensão [V]	84,82	84,52	85,03	$\pm 0,14$
Corrente [A]	0,4799	0,4764	0,4846	$\pm 0,0016$
Potência [W]	40,68	40,32	40,89	$\pm 0,18$

Tabela IX.3 - $T_E \sim 32^\circ\text{C}$ (Refrigerador na configuração original)

	Média	Mínimo	Máximo	DP
T1 [$^\circ\text{C}$]	56,15	55,89	56,47	$\pm 0,17$
T2 [$^\circ\text{C}$]	56,86	56,49	57,19	$\pm 0,17$
T3 [$^\circ\text{C}$]	56,22	55,97	56,55	$\pm 0,17$
T4 [$^\circ\text{C}$]	58,40	58,22	58,70	$\pm 0,13$
T5 [$^\circ\text{C}$]	58,10	57,86	58,54	$\pm 0,16$
TE [$^\circ\text{C}$]	31,51	31,22	31,82	$\pm 0,17$
TF [$^\circ\text{C}$]	31,50	31,17	31,83	$\pm 0,18$
TD [$^\circ\text{C}$]	31,96	31,71	32,33	$\pm 0,16$
Tensão [V]	88,68	87,60	89,74	$\pm 0,49$
Corrente [A]	0,5006	0,4952	0,5065	$\pm 0,0030$
Potência [W]	44,24	43,29	45,50	$\pm 0,52$

IX.2 - Refrigerador Anexado à Bancada

Tabela IX.4 - $T_E \sim 18^\circ\text{C}$ (Refrigerador anexado à bancada)

	Média	Mínimo	Máximo	DP
T1 [°C]	41,94	41,78	42,07	$\pm 0,08$
T2 [°C]	42,63	42,46	42,78	$\pm 0,08$
T3 [°C]	42,12	41,80	42,36	$\pm 0,12$
T4 [°C]	43,05	42,89	43,19	$\pm 0,09$
T5 [°C]	43,90	43,71	44,05	$\pm 0,08$
TE [°C]	18,63	18,44	18,75	$\pm 0,08$
TF [°C]	18,83	18,64	18,95	$\pm 0,07$
TD [°C]	18,44	18,27	18,58	$\pm 0,06$
TT [°C]	18,30	18,12	18,38	$\pm 0,06$
Tensão [V]	156,75	154,22	158,83	$\pm 0,99$
Corrente [A]	0,2697	0,2650	0,2730	$\pm 0,0017$
Potência [W]	42,11	40,82	43,16	$\pm 0,53$

Tabela IX.5 - $T_E \sim 25^\circ\text{C}$ (Refrigerador anexado à bancada)

	Média	Mínimo	Máximo	DP
T1 [°C]	49,08	48,95	49,18	$\pm 0,05$
T2 [°C]	49,86	49,73	49,98	$\pm 0,04$
T3 [°C]	49,39	49,27	49,56	$\pm 0,07$
T4 [°C]	50,41	50,31	50,55	$\pm 0,06$
T5 [°C]	51,36	51,24	51,46	$\pm 0,06$
TE [°C]	25,29	25,13	25,45	$\pm 0,08$
TF [°C]	25,42	25,33	25,49	$\pm 0,04$
TD [°C]	25,11	25,00	25,20	$\pm 0,05$
TT [°C]	25,00	24,88	25,15	$\pm 0,05$
Tensão [V]	163,11	161,42	164,71	$\pm 0,86$
Corrente [A]	0,2802	0,2776	0,2830	$\pm 0,0016$
Potência [W]	45,46	44,68	46,30	$\pm 0,46$

Tabela IX.6 - $T_E \sim 32^\circ\text{C}$ (Refrigerador anexado à bancada)

	Média	Mínimo	Máximo	DP
T1 [°C]	55,93	55,65	56,05	$\pm 0,07$
T2 [°C]	56,74	56,57	56,87	$\pm 0,06$
T3 [°C]	56,28	56,10	56,45	$\pm 0,09$
T4 [°C]	57,26	57,14	57,35	$\pm 0,05$
T5 [°C]	58,21	58,03	58,32	$\pm 0,06$
TE [°C]	31,89	31,63	32,08	$\pm 0,11$
TF [°C]	31,94	31,70	32,13	$\pm 0,09$
TD [°C]	31,62	31,46	31,78	$\pm 0,07$
TT [°C]	31,50	31,32	31,63	$\pm 0,06$
Tensão [V]	164,96	164,03	166,41	$\pm 0,55$
Corrente [A]	0,2832	0,2816	0,2857	$\pm 0,0010$
Potência [W]	46,44	45,77	47,23	$\pm 0,31$

Apêndice X:

Resultados dos Testes com Transdutores de Fluxo de Calor

X.1 - Temperatura Interna Superior à Externa

Tabela X.1 - Valores de temperatura, tensão, corrente e potência

	Média	Mínimo	Máximo	DP
T1 [°C]	49,43	49,36	49,53	±0,04
T2 [°C]	50,23	50,15	50,30	±0,04
T3 [°C]	49,60	49,50	49,68	±0,04
T4 [°C]	50,73	50,66	50,82	±0,04
T5 [°C]	51,80	51,73	51,87	±0,04
TE [°C]	25,55	25,40	25,64	±0,06
TF [°C]	25,38	25,26	25,46	±0,05
TD [°C]	25,38	25,28	25,51	±0,05
TT [°C]	25,29	25,18	25,37	±0,05
Tensão [V]	162,99	162,21	163,87	±0,45
Corrente [A]	0,2794	0,2781	0,2810	±0,0008
Potência [W]	45,22	44,84	45,67	±0,24

Tabela X.2 - Tensão medida com transdutores ($T_I > T_E$)

Transdutor	V [mV]
22	0,0199
25	0,0373
26	0,0599
28	0,0193
11	0,0578
12	0,0197
31	0,0723
1	0,0187
2	0,036
3	0,036
5	0,0332
7	0,0525
10	0,0168
15	0,0689
16	0,0496
19	0,0142
32	0,0961
33	0,049
6	0,0279
8	0,0228
24	0,0226
27	0,0253
30	0,0541
2n	0,0222
3n	0,0402
1p	0,0442
2p	0,0255
3p	0,0589
4p	0,0642

$$IV = \pm 0,0005 \text{ mV}$$

Tabela X.3 - Temperaturas superficiais do refrigerador ($T_i > T_E$)

	Média	Mínimo	Máximo	DP
t1 [°C]	26,40	26,32	26,45	±0,03
t2 [°C]	26,47	26,35	26,55	±0,05
t3 [°C]	26,79	26,71	26,86	±0,04
t5 [°C]	26,67	26,61	26,72	±0,03
t7 [°C]	26,97	26,88	27,11	±0,05
t25 [°C]	26,33	26,27	26,40	±0,03
t22 [°C]	/	/	/	/
t26 [°C]	26,86	26,75	26,96	±0,05
t8 [°C]	26,64	26,49	26,75	±0,07
t15 [°C]	27,01	26,88	27,13	±0,08
t16 [°C]	27,00	26,88	27,11	±0,06
t10 [°C]	26,32	26,19	26,45	±0,06
t19 [°C]	26,32	26,26	26,39	±0,03
t27 [°C]	26,11	26,02	26,21	±0,05
t24 [°C]	26,86	26,74	26,99	±0,07
t30 [°C]	27,03	26,89	27,14	±0,06
t6 [°C]	26,80	26,72	26,87	±0,04
t11 [°C]	26,92	26,85	26,99	±0,04
t12 [°C]	25,96	25,89	26,05	±0,05

OBS: Neste teste o termopar 22 não foi considerado, pois foi verificado um curto circuito na sua ligação com o sistema de dados, o que fazia com que este indicasse a temperatura ambiente.

X.2 - Temperatura Interna Inferior à Externa

Tabela X.4 - Valores de temperatura, pressão, fluxo de massa, tensão, corrente e potência

	Média	Mínimo	Máximo	DP
T1 [°C]	7,92	7,79	8,07	±0,10
T2 [°C]	4,60	4,45	4,73	±0,09
T3 [°C]	4,27	4,15	4,43	±0,08
T4 [°C]	3,90	3,77	4,03	±0,08
T5 [°C]	2,95	2,85	3,12	±0,06
TE [°C]	31,49	31,22	31,69	±0,14
TF [°C]	31,00	30,87	31,11	±0,06
TD [°C]	31,27	31,13	31,41	±0,08
TT [°C]	30,93	30,86	31,00	±0,04
Tensão [V]	49,30	48,80	49,64	±0,16
Corrente [A]	0,0893	0,0885	0,0902	±0,0004
Potência [W]	4,70	4,65	4,75	±0,03
T _{avep} [°C]	30,35	30,18	30,45	±0,08
P _{con} [bar]	15,98	15,96	15,99	±0,006
T _{sevap} [°C]	-0,44	-0,67	-0,25	±0,12
P _{evap} [bar]	1,32	1,32	1,33	±0,004
\dot{m} [kg/h]	1,16	1,14	1,17	±0,007

Tabela X.5 - Tensão medida com transdutores ($T_i < T_E$)

Transdutor	V [mV]
22	0,0238
25	0,0418
26	0,0496
28	0,0102
11	0,062
12	0,0043
31	0,034
1	0,0221
2	0,0438
3	0,0384
5	0,0345
7	0,0434
10	0,0199
15	0,0954
16	0,0822
19	0,0096
32	0,0553
33	0,0231
6	0,0295
8	0,0272
24	0,0198
27	0,024
30	0,0459
2n	0,024
3n	0,0389
1p	0,0345
2p	0,0208
3p	0,0606
4p	0,0543

IV = $\pm 0,0005$ mV

Tabela X.6 - Temperaturas superficiais do refrigerador ($T_I < T_E$)

	Média	Mínimo	Máximo	DP
t1 [°C]	30,02	29,87	30,15	±0,08
t2 [°C]	29,81	29,63	29,91	±0,07
t3 [°C]	29,13	28,97	29,27	±0,08
t5 [°C]	29,08	28,83	29,21	±0,09
t7 [°C]	28,81	28,58	28,93	±0,10
t25 [°C]	30,37	30,13	30,56	±0,10
t22 [°C]	29,78	29,52	30,04	0,14
t26 [°C]	29,63	29,47	29,75	±0,09
t8 [°C]	30,69	30,46	30,91	±0,12
t15 [°C]	29,76	29,55	29,90	±0,10
t16 [°C]	29,24	28,98	29,48	±0,13
t10 [°C]	30,22	30,08	30,34	±0,08
t19 [°C]	30,32	30,18	30,45	±0,09
t27 [°C]	30,28	30,13	30,46	±0,10
t24 [°C]	30,47	30,24	30,58	±0,09
t30 [°C]	30,33	30,16	30,44	±0,08
t6 [°C]	29,73	29,58	29,88	±0,07
t11 [°C]	29,30	29,22	29,41	±0,05
t12 [°C]	30,30	30,15	30,43	±0,08

Apêndice XI:

Incerteza de Medição do Fluxo de Calor Medido por um Transdutor

A incerteza de medição associada ao valor de q_t'' é dada por:

$$Iq_t'' = \pm q_t'' \sqrt{\left(\frac{(Iq_t'')_C}{q_t''}\right)^2 + \left(\frac{(Iq_t'')_V}{q_t''}\right)^2 + \left(\frac{(Iq_t'')_{A_t}}{q_t''}\right)^2} \quad (\text{XI.1})$$

onde,

$$\frac{(Iq_t'')_C}{Iq_t''} = \frac{\partial q_t''}{\partial C} \cdot \frac{\partial C}{q_t''} = \frac{IC}{C} \quad (\text{XI.2})$$

$$\frac{(Iq_t'')_V}{Iq_t''} = \frac{\partial q_t''}{\partial V} \cdot \frac{\partial V}{q_t''} = \frac{IV}{V} \quad (\text{XI.3})$$

$$\frac{(Iq_t'')_{A_t}}{Iq_t''} = \frac{\partial q_t''}{\partial A_t} \cdot \frac{\partial A_t}{q_t''} = \frac{IA_t}{A_t} \quad (\text{XI.4})$$

A determinação da incerteza da constante de calibração, 'IC', foi descrita no Apêndice VIII.

A incerteza da tensão gerada pelo transdutor, 'IV', corresponde a incerteza associada ao equipamento de medição, $\pm 0,0005\text{mV}$.

A incerteza de medição associada ao valor da área é dada por:

- transdutores 5x5 cm : $A_t = b^2$, onde $b = 0,050 \pm 0,001$ m

$$IA_t = \pm A_t \cdot \sqrt{\left(\frac{(IA_t)_b}{IA_t}\right)^2} = \pm A_t \cdot \frac{(IA_t)_b}{IA_t} \quad (\text{XI.5})$$

onde,

$$\frac{(IA_t)_b}{IA_t} = \frac{\partial A_t}{\partial b} \cdot \frac{Ib}{A_t} = \frac{2 \cdot Ib}{b} \quad (\text{XI.6})$$

Desta forma,

$$A_t = 0,0025 \pm 0,0001 [m^2]$$

- transdutores 1,8x15,4 cm : $A_t = c \cdot d$, onde $c = 0,018 \pm 0,001$ m e $d = 0,154 \pm 0,001$ m

$$IA_t = \pm A_t \cdot \sqrt{\left(\frac{(IA_t)_c}{IA_t}\right)^2 + \left(\frac{(IA_t)_d}{IA_t}\right)^2} \quad (\text{XI.7})$$

onde,

$$\frac{(IA_t)_c}{IA_t} = \frac{\partial A_t}{\partial c} \cdot \frac{Ic}{A_t} = \frac{Ic}{c} \quad (\text{XI.8})$$

$$\frac{(IA_t)_d}{IA_t} = \frac{\partial A_t}{\partial d} \cdot \frac{Id}{A_t} = \frac{Id}{d} \quad (\text{XI.9})$$

Desta forma,

$$A_t = 0,0028 \pm 0,0002 [m^2]$$

- transdutores 2,1x14,7 cm : $A_t = c \cdot d$, onde $c = 0,021 \pm 0,001$ m e $d = 0,147 \pm 0,001$ m

Utilizado-se as equações (XI.7), (XI.8) e (XI.9) obtém-se:

$$A_t = 0,0031 \pm 0,0002 [m^2]$$

Apêndice XII:

Cálculo da Incerteza de Medição de 'q_{evap}'

(Utilização de Transdutores de Fluxo de Calor)

O valor de 'q_{evap}', obtido através das equações (5.6) e (5.7), depende da medida da tensão V [mV], gerada por cada transdutor de 5x1cm, a qual é convertida em fluxo de calor 'q_i', através da equação (6.1).

A incerteza de medição associada ao valor de 'q_i' pode ser determinada a partir do procedimento descrito no Apêndice XI, para A_t = 0,0005 ± 0,00003 m². Como pode ser observado através dos resultados apresentados nos apêndices seguintes, para todos os transdutores do evaporador:

$$Iq_6'' = \dots = Iq_{23}'' = Iq_i'' = \frac{6 \times q_i''}{100} \quad (\text{XII.1})$$

Os fluxos de calor médios transferidos através das faces frontal e posterior do evaporador são calculados utilizando as seguintes equações:

$$\left(\frac{\sum_{i=1}^n q_i''}{n} \right)_{\text{FACE FRONTAL}} = \frac{q_6'' + q_7'' + q_8'' + q_{13}'' + q_{14}'' + q_{15}''}{6} \quad (\text{XII.2})$$

$$\left(\frac{\sum_{i=1}^n q_i''}{n} \right)_{\text{FACE POSTERIOR}} = \frac{q_{19}'' + q_{20}'' + q_{21}'' + q_{22}'' + q_{23}''}{5} \quad (\text{XII.3})$$

as quais apresentam as seguintes incertezas de medição:

$$I \left(\frac{\sum_{i=1}^n q_t''}{n} \right)_{\text{FACE FRONTAL}} = \pm \frac{\sqrt{(q_6'')^2 + (q_7'')^2 + (q_8'')^2 + (q_{13}'')^2 + (q_{14}'')^2 + (q_{15}'')^2}}{6} \quad (\text{XII.4})$$

$$I \left(\frac{\sum_{i=1}^n q_t''}{n} \right)_{\text{FACE POSTERIOR}} = \pm \frac{\sqrt{(q_{19}'')^2 + (q_{20}'')^2 + (q_{21}'')^2 + (q_{22}'')^2 + (q_{23}'')^2}}{5} \quad (\text{XII.5})$$

O fluxo de calor total transferido para o evaporador ' q_{evap}'' ' corresponde à média aritmética dos fluxos transferidos através de cada face, e portanto, sua incerteza de medição é dada por:

$$Iq_{evap}'' = \pm \frac{\sqrt{\left(I \left(\frac{\sum_{i=1}^n q_t''}{n} \right)_{\text{FACE FRONTAL}} \right)^2 + \left(I \left(\frac{\sum_{i=1}^n q_t''}{n} \right)_{\text{FACE POSTERIOR}} \right)^2}}{2} \quad (\text{XII.6})$$

O produto de ' q_{evap}'' ' pela área do evaporador $A_{evap}=0,288\pm 0,001 \text{ m}^2$, resulta na taxa de calor ' q_{evap}' '. Portanto, tem-se que:

$$Iq_{evap}' = \pm q_{evap}'' \sqrt{\left(\frac{Iq_{evap}''}{q_{evap}''} \right)^2 + \left(\frac{IA_{evap}}{A_{evap}} \right)^2} \quad (\text{XII.7})$$

Apêndice XIII:

Comparação entre os Métodos: Dados Coletados

Tabela XIII.1 - Valores médios de temperatura, pressão, fluxo de massa e potência

Parâmetro	TESTE A	TESTE B
T1 [°C]	9,40	16,47
T2 [°C]	7,78	12,21
T3 [°C]	8,57	11,69
T4 [°C]	7,61	10,67
T5 [°C]	7,27	10,30
TE [°C]	33,03	43,66
TF [°C]	32,27	42,62
TD [°C]	32,33	43,04
TT [°C]	32,36	43,02
TS [°C]	32,67	43,48
Potência [W]	13,86	0,0
T _{avep} [°C]	43,91	43,92
P _{con} [bar]	14,51	14,51
T _{sevap} [°C]	-7,91	0,295
P _{evap} [bar]	1,32	1,35
\dot{m} [kg/h]	1,568	1,508

OBS: 'TS' corresponde à medida da temperatura do ar ambiente a 10cm do centro geométrico da superfície superior do refrigerador

Tabela XIII.2 - Tensão medida com transdutores de fluxo de calor do evaporador, V [mV]

Transdutor	TESTE A	TESTE B
6	0,1783	0,2229
7	0,1358	0,1422
8	0,1778	0,2558
13	0,1388	0,1605
14	0,1094	0,0634
15	0,1420	0,0875
19	0,1813	0,2144
20	0,0652	0,0953
21	0,1553	0,1636
22	0,1613	0,1156
23	0,1560	0,1164

OBS: Incerteza de medição: $\pm 0,0005$ mV

Tabela XIII.3 - Fluxo de calor e incerteza de medição calculados, [W/m²]

Transdutor	TESTE A			TESTE B		
	q _t ''	Iq _t ''	Erro %	q _t ''	Iq _t ''	Erro %
6	237,5	14,3	6	297,0	17,8	6
7	235,2	14,1	6	246,3	14,8	6
8	251,4	15,1	6	361,7	21,7	6
13	184,1	11,1	6	212,8	12,8	6
14	189,8	11,4	6	110,0	6,7	6
15	302,1	18,2	6	186,2	11,2	6
19	200,2	12,0	6	236,7	14,2	6
20	127,5	7,7	6	186,4	11,2	6
21	245,1	14,7	6	258,2	15,5	6
22	196,2	11,8	6	140,6	8,5	6
23	164,1	9,9	6	122,4	7,4	6

Apêndice XIV:

Resultados dos Testes com o Evaporador **na Posição Original**

As tabelas a seguir apresentam os dados coletados nos 20 testes realizados com o evaporador na posição original. São também apresentados os valores dos parâmetros utilizados nas análises desenvolvidas no item 7.3.

Tabela XIV.1 - Pressão, temperatura e fluxo de massa (posição original)

	N05	N06	N07	N08	N09	N10	N11	N12	N13	N14	N15	N16
Pcon [bar]	13,51	13,17	13,59	13,49	13,76	13,32	13,38	13,67	13,53	11,10	11,14	10,99
Peevap [bar]	1,42	1,36	1,34	1,35	1,38	1,36	1,36	1,36	1,36	1,57	1,54	1,61
Psevap [bar]	1,29	1,23	1,22	1,22	1,26	1,24	1,23	1,24	1,23	1,44	1,41	1,48
Tavep [°C]	26,37	26,78	25,81	27,08	26,44	26,79	26,44	26,51	26,52	26,58	26,77	26,76
Tsevap [°C]	-18,78	-19,21	-20,56	-18,79	-18,91	-19,29	-19,76	-19,81	-19,82	-15,38	-16,32	-16,02
fluxo [kg/h]	1,696	1,479	1,447	1,470	1,46	1,067	1,237	1,280	1,282	2,293	2,271	1,456
T1 [°C]	2,84	1,16	1,65	5,37	6,59	0,63	0,42	2,25	3,06	5,25	3,26	2,89
T2 [°C]	0,17	-1,46	-0,09	4,60	6,33	-1,17	-2,05	0,81	2,09	4,57	1,33	0,64
T3 [°C]	0,01	-1,62	0,40	5,37	7,07	-1,14	-2,25	1,33	2,90	5,24	1,34	0,56
T4 [°C]	-0,73	-2,35	-0,18	4,43	6,55	-1,52	-2,99	0,63	1,86	4,44	0,92	-0,10
T5 [°C]	-1,00	-2,66	-0,52	4,21	6,30	-1,92	-3,23	0,29	1,68	4,25	0,46	-0,38
T6 [°C]	1,16	-0,54	0,96	4,65	6,33	-0,68	-1,08	1,42	2,37	4,58	2,12	1,54
T7 [°C]	-0,35	-2,01	0,11	4,37	6,22	-1,62	-2,57	0,56	1,78	4,37	1,11	0,26
T8 [°C]	0,05	-1,66	0,23	4,23	5,91	-1,43	-2,23	0,81	1,97	4,28	1,31	0,51
TS [°C]	25,80	22,45	22,38	23,68	22,89	20,14	21,87	21,79	21,71	21,10	22,50	22,84
TD [°C]	25,59	22,27	22,15	23,51	22,73	19,93	21,67	21,55	21,53	21,03	22,27	22,50
TT [°C]	25,34	22,01	22,01	23,25	22,41	19,65	21,42	21,23	21,25	20,77	22,05	22,33
TE [°C]	26,20	22,74	22,62	23,89	23,04	20,45	22,30	22,27	22,18	21,43	22,85	23,09
TF [°C]	25,82	22,58	22,41	23,68	22,95	20,34	22,09	22,06	21,96	21,45	22,68	22,82
T80 [°C]	-15,30	-15,85	-16,38	-14,50	-14,21	-16,11	-16,40	-15,70	-15,66	-11,67	-12,69	-12,60
T81 [°C]	-18,12	-18,52	-19,43	-18,26	-18,45	-18,96	-19,08	-18,85	-19,05	-14,56	-15,18	-15,08
T82 [°C]	-15,32	-15,98	-16,65	-15,10	-15,10	-16,46	-16,43	-16,01	-16,13	-11,97	-12,77	-12,70
T90 [°C]	-16,82	-17,35	-18,03	-16,47	-16,37	-17,64	-17,85	-17,41	-17,54	-13,24	-14,03	-14,01
T91 [°C]	-18,32	-18,75	-19,49	-18,26	-18,36	-18,90	-19,16	-18,92	-19,00	-14,77	-15,33	-15,28
T92 [°C]	-17,74	-18,16	-18,92	-17,74	-17,90	-18,57	-18,75	-18,41	-18,54	-14,16	-14,82	-14,82

OBS: Os termopares T80, T81, T82, T90, T91 e T92 utilizados para a medida da temperatura superficial do evaporador

estavam sem isolamento térmico.

Tabela XIV.1 - continuação

	N17	N18	N19	N21	N23	N26	N27	N28
Pcon [bar]	11,13	11,32	11,21	11,20	11,19	11,52	10,80	11,02
Peevap [bar]	1,59	1,59	1,75	1,71	1,70	1,76	1,35	1,33
Psevap [bar]	1,47	1,47	1,63	1,60	1,59	1,65	1,22	1,19
Tavep [°C]	26,60	26,34	26,30	26,33	26,43	26,81	26,70	26,73
Tsevap [°C]	-16,52	-15,91	-13,88	-14,19	-14,40	-13,64	-20,29	-20,62
fluxo [kg/h]	1,469	1,419	1,435	1,454	1,490	1,441	2,498	2,431
T1 [°C]	3,29	5,96	1,69	2,52	4,45	6,97	2,53	4,33
T2 [°C]	1,46	5,25	-0,15	1,37	4,09	7,21	0,57	3,28
T3 [°C]	1,64	5,94	-0,13	1,89	4,74	7,64	0,73	4,09
T4 [°C]	1,20	5,12	-0,69	1,35	4,17	7,74	0,18	2,94
T5 [°C]	0,92	4,95	-0,95	1,11	4,01	7,57	-0,35	2,77
T6 [°C]	2,24	5,38	0,67	1,90	4,15	7,22	0,99	3,32
T7 [°C]	1,24	5,10	-0,44	1,21	4,06	7,32	0,04	2,79
T8 [°C]	1,40	4,95	-0,23	1,35	3,82	6,84	0,32	2,89
TS [°C]	22,62	22,92	18,24	18,17	17,98	18,19	23,93	23,89
TD [°C]	22,37	22,70	18,08	18,01	17,92	18,15	23,63	23,64
TT [°C]	22,19	22,52	17,70	17,73	17,67	17,77	23,35	23,39
TE [°C]	22,92	23,22	18,52	18,35	18,31	18,61	24,18	24,16
TF [°C]	22,56	22,92	18,46	18,28	18,30	18,56	24,03	23,94
T80 [°C]	-12,76	-11,99	-11,27	-11,50	-11,30	-9,70	-16,21	-16,03
T81 [°C]	-15,42	-15,30	-13,15	-13,67	-13,81	-13,01	-19,13	-19,46
T82 [°C]	-12,88	-12,41	-11,20	-11,45	-11,35	-10,27	-16,24	-16,27
T90 [°C]	-14,20	-13,70	-12,49	-12,93	-12,89	-11,30	-17,92	-18,06
T91 [°C]	-15,54	-15,36	-13,32	-13,82	-13,99	-13,06	-19,38	-19,69
T92 [°C]	-15,08	-14,79	-12,95	-13,36	-13,44	-12,48	-18,80	-18,97

OBS: Os termopares T80, T81, T82, T90, T91 e T92 utilizados para a medida da temperatura superficial do evaporador estavam sem isolamento térmico.

Tabela XIV.2 - Tensão [mV]; Fluxo de calor [W/m²] (posição original)

	N05			N06			N07			N08			N09		
Transdutor	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''
6	0,1245	165,9	10,0	0,1112	148,1	8,9	0,1245	165,8	10,0	0,1521	202,6	12,2	0,1706	227,2	13,7
7	0,0966	167,3	10,1	0,0863	149,4	9,0	0,1005	174,0	10,5	0,1151	199,3	12,0	0,1297	224,6	13,5
8	0,1254	177,3	10,7	0,1125	159,1	9,6	0,1277	180,5	10,9	0,1607	227,2	13,7	0,1961	277,3	16,7
13	0,0901	119,5	7,2	0,0832	110,3	6,7	0,0949	125,9	7,6	0,1398	185,4	11,1	0,1639	217,3	13,1
14	0,1175	204,0	12,3	0,1048	182,0	11,0	0,1166	202,4	12,2	0,1304	226,3	13,6	0,1367	237,3	14,3
15	0,1194	254,0	15,3	0,1062	225,9	13,6	0,1150	244,8	14,7	0,1261	268,4	16,1	0,1326	282,1	17,0
19	0,1131	124,8	7,5	0,1194	131,8	7,9	0,1392	153,7	9,2	0,1628	179,7	10,8	0,1745	192,7	11,6
20	0,0449	87,7	5,4	0,0412	80,5	4,9	0,0467	91,4	5,6	0,0533	104,2	6,3	0,0558	109,1	6,6
21	0,0932	147,1	8,9	0,0833	131,4	7,9	0,0960	151,5	9,1	0,1138	179,5	10,8	0,1180	186,3	11,2
22	0,1739	211,5	12,7	0,1535	186,7	11,2	0,1663	202,2	12,2	0,1849	224,9	13,5	0,1868	227,1	13,6
23	0,1348	141,8	8,5	0,1210	127,3	7,7	0,1323	139,2	8,4	0,1449	152,5	9,2	0,1473	154,9	9,3

	N10			N11			N12			N13			N14		
Transdutor	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''
6	0,1100	146,5	8,8	0,1107	147,4	8,9	0,1245	165,8	10,0	0,1367	182,1	11,0	0,1241	165,3	9,9
7	0,0841	145,6	8,8	0,0860	149,0	9,0	0,0997	172,6	10,4	0,1078	186,6	11,2	0,0960	166,2	10,0
8	0,1079	152,6	9,2	0,1148	162,3	9,8	0,1307	184,8	11,1	0,1421	200,9	12,1	0,1322	186,9	11,2
13	0,0855	113,3	6,8	0,0838	111,1	6,7	0,0968	128,4	7,7	0,1041	138,0	8,3	0,1080	143,2	8,6
14	0,0943	163,7	9,9	0,1054	182,9	11,0	0,1155	200,5	12,1	0,1223	212,4	12,8	0,1108	192,3	11,6
15	0,0955	203,1	12,2	0,1046	222,5	13,4	0,1106	235,3	14,2	0,1151	244,9	14,7	0,1025	218,2	13,1
19	0,1131	124,9	7,5	0,1202	132,7	8,0	0,1374	151,7	9,1	0,1445	159,5	9,6	0,1298	143,2	8,6
20	0,0404	79,1	4,8	0,0404	79,0	4,8	0,0455	89,1	5,4	0,0480	93,9	5,7	0,0418	81,8	5,0
21	0,0796	125,5	7,6	0,0828	130,7	7,9	0,0947	149,4	9,0	0,1040	164,0	9,9	0,0896	141,4	8,5
22	0,1320	160,5	9,7	0,1529	186,0	11,2	0,1619	196,9	11,8	0,1737	211,3	12,7	0,1567	190,6	11,5
23	0,1079	113,5	6,8	0,1276	134,2	8,1	0,1386	145,8	8,8	0,1426	150,0	9,0	0,1299	136,6	8,2

OBS: lq_t'' [%] ~ 6.q_t''/100

Tabela XIV.2 - continuação

	N15			N16			N17			N18			N19		
Transdutor	V	qt''	lqt''												
6	0,1057	140,8	8,5	0,1050	139,8	8,4	0,1116	148,7	8,9	0,1363	181,5	10,9	0,0882	117,5	7,1
7	0,0829	143,5	8,7	0,0824	142,7	8,6	0,0879	152,2	9,2	0,1055	182,7	11,0	0,0670	116,1	7,0
8	0,1104	156,1	9,4	0,1051	148,6	8,9	0,1103	156,0	9,4	0,1396	197,4	11,9	0,0857	121,2	7,3
13	0,0845	112,0	6,8	0,0789	104,7	6,3	0,0852	112,9	6,8	0,1188	157,6	9,5	0,0671	88,9	5,4
14	0,0965	167,5	10,1	0,0999	173,4	10,4	0,1050	182,3	11,0	0,1224	212,5	12,8	0,0832	144,4	8,7
15	0,0932	198,4	12,0	0,1014	215,8	13,0	0,1061	225,8	13,6	0,1217	259,0	15,6	0,0834	177,5	10,7
19	0,1107	122,2	7,4	0,1097	121,1	7,3	0,1209	133,5	8,0	0,1439	158,8	9,5	0,0891	98,4	5,9
20	0,0379	74,0	4,6	0,0357	69,7	4,3	0,0378	74,0	4,5	0,0442	86,5	5,3	0,0282	55,1	3,5
21	0,0751	118,5	7,2	0,0754	118,9	7,2	0,0819	129,3	7,8	0,1022	161,3	9,7	0,0591	93,2	5,6
22	0,1363	165,8	10,0	0,1443	175,5	10,6	0,1502	182,6	11,0	0,1709	207,8	12,5	0,1187	144,3	8,7
23	0,1186	124,8	7,5	0,1085	114,1	6,9	0,1135	119,4	7,2	0,1278	134,5	8,1	0,0825	86,7	5,2

	N21			N23			N26			N27			N28		
Transdutor	V	qt''	lqt''												
6	0,0976	130,0	7,8	0,1215	161,8	9,7	0,1499	199,7	12,0	0,1314	175,1	10,5	0,1552	206,8	12,4
7	0,0761	131,9	8,0	0,0912	158,0	9,5	0,1087	188,3	11,3	0,1008	174,7	10,5	0,1158	200,6	12,1
8	0,0961	135,8	8,2	0,1337	189,1	11,4	0,1573	222,5	13,4	0,1270	179,5	10,8	0,1506	213,0	12,8
13	0,0774	102,7	6,2	0,1185	157,1	9,5	0,1358	180,1	10,8	0,0985	130,6	7,9	0,1144	151,7	9,1
14	0,0922	160,1	9,6	0,1043	181,1	10,9	0,1183	205,3	12,3	0,1215	211,0	12,7	0,1380	239,6	14,4
15	0,0905	192,5	11,6	0,1020	217,0	13,1	0,1154	245,6	14,8	0,1205	256,3	15,4	0,1340	285,2	17,2
19	0,1026	113,3	6,8	0,1225	135,2	8,1	0,1383	152,6	9,2	0,1458	160,9	9,7	0,1676	185,1	11,1
20	0,0319	62,4	3,9	0,0366	71,7	4,4	0,0413	80,8	4,9	0,0447	87,5	5,3	0,0503	98,4	6,0
21	0,0673	106,2	6,4	0,0802	126,5	7,6	0,0801	126,5	7,6	0,0879	138,6	8,4	0,1052	165,9	10,0
22	0,1298	157,9	9,5	0,1464	178,0	10,7	0,1598	194,3	11,7	0,1771	215,3	12,9	0,2025	246,3	14,8
23	0,0900	94,7	5,7	0,1011	106,4	6,4	0,1152	121,1	7,3	0,1198	126,1	7,6	0,1321	138,9	8,4

OBS: lqt'' [%] ~ 6.qt''/100

Tabela XIV.3 - Determinação do número de Nusselt (posição original)

TESTE	Nº	q _{evap-F} [W]	q _{evap-P} [W]	h _{rad-F} [W/m².K]	q _{rad-F} [W]	q _{conv-F} [W]	h _{conv-F} [W/m².K]	(Nu) _{exp}	log(Nu) _{exp}	(Nu) _{teo}	log(Nu) _{teo}
N05	1	26,11	20,53	3,95	11,23	14,88	5,10	104,64	2,02	78,32	1,89
N06	2	23,40	18,95	3,89	10,73	12,67	4,47	92,24	1,96	78,18	1,89
N07	3	26,24	21,25	3,92	11,89	14,35	4,66	95,87	1,98	79,63	1,90
N08	4	31,42	24,22	4,03	14,81	16,61	4,54	92,84	1,97	82,40	1,92
N09	5	35,18	25,06	4,08	15,71	19,47	5,12	104,19	2,02	82,85	1,92
N10	6	22,20	17,38	3,90	10,88	11,32	4,02	82,92	1,92	78,03	1,89
N11	7	23,40	19,08	3,87	10,35	13,05	4,75	98,00	1,99	77,70	1,89
N12	8	26,09	21,11	3,95	12,23	13,86	4,45	91,35	1,96	79,70	1,90
N13	9	27,96	22,42	3,97	13,10	14,86	4,52	92,72	1,97	80,63	1,91
N14	10	25,73	19,97	4,11	12,90	12,83	4,11	83,58	1,92	78,59	1,90
N15	11	22,05	17,42	4,02	10,97	11,07	3,98	81,30	1,91	76,87	1,89
N16	12	22,21	17,27	4,03	9,96	12,25	4,83	98,55	1,99	75,06	1,88
N17	13	23,47	18,39	4,04	10,70	12,77	4,77	97,27	1,99	75,99	1,88
N18	14	28,57	21,57	4,13	13,14	15,43	4,88	98,98	2,00	78,63	1,90
N19	15	18,37	13,77	4,06	8,31	10,06	4,79	97,64	1,99	71,40	1,85
N21	16	20,46	15,39	4,09	9,66	10,80	4,56	92,85	1,97	73,44	1,87
N23	17	25,53	17,80	4,15	11,46	14,08	5,14	104,20	2,02	75,78	1,88
N26	18	29,79	19,45	4,24	13,09	16,70	5,49	110,63	2,04	77,17	1,89
N27	19	27,06	20,98	3,93	12,18	14,88	4,77	98,07	1,99	79,84	1,90
N28	20	31,12	24,03	3,99	14,15	16,96	4,81	98,59	1,99	81,96	1,91

Apêndice XV:

Cálculo da Incerteza de Medição de 'U_{evap}'

O valor de 'U_{evap}' pode ser calculado através da equação (5.1). A sua incerteza de medição é dada por:

$$IU_{evap} = \pm U_{evap} \sqrt{\left(\frac{(IU_{evap})_{q_{evap}}}{U_{evap}}\right)^2 + \left(\frac{(IU_{evap})_{A_{evap}}}{U_{evap}}\right)^2 + \left(\frac{(IU_{evap})_{\Delta T}}{U_{evap}}\right)^2} \quad (XV.1)$$

onde:

$$\frac{(IU_{evap})_{q_{evap}}}{U_{evap}} = \frac{Iq_{evap}}{q_{evap}} \quad (XV.2)$$

$$\frac{(IU_{evap})_{A_{evap}}}{U_{evap}} = -\frac{IA_{evap}}{A_{evap}} \quad (XV.3)$$

$$\frac{(IU_{evap})_{\Delta T}}{U_{evap}} = -\frac{I\Delta T}{\Delta T} \quad (XV.4)$$

O cálculo de 'Iq_{evap}' está descrito no Apêndice XII.

O valor da área total do evaporador é de 0,288±0,001 m².

O procedimento para a determinação de 'IΔT' é apresentado a seguir.

Sendo 'ΔT' dado por,

$$\Delta T = (T_{fr} - T_{evap}) \quad (XV.5)$$

tem-se que:

$$I\Delta T = \pm \Delta T \sqrt{\left(\frac{(I\Delta T)_{T_{fr}}}{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{(I\Delta T)_{T_{evap}}}{\Delta T}\right)^2} \quad (XV.6)$$

onde:

$$\frac{(I\Delta T)_{T_{fr}}}{\Delta T} = \frac{IT_{fr}}{(T_{fr} - T_{evap})} \quad (\text{XV.7})$$

$$\frac{(I\Delta T)_{T_{evap}}}{\Delta T} = -\frac{IT_{evap}}{(T_{fr} - T_{evap})} \quad (\text{XV.8})$$

O valor de ' T_{fr} ' é dado pela equação apresentada na Figura 7.6 e a sua incerteza de medição ' IT_{fr} ' pode ser calculada através da equação (VII.10). De acordo com a Tabela VI.1, para $IT_n = \pm 0,25$ °C, obtém-se $IT_{fr} = \pm 0,15$ °C.

Para ' IT_{evap} ' será considerado o valor de $\pm 0,25$ °C.

Desta forma, a equação (XV.6) resulta em $I\Delta T = \pm 0,3$ °C.

A equação (XV.1) pode então ser rescrita da seguinte forma:

$$IU_{evap} = \pm U_{evap} \sqrt{\left(\frac{Iq_{evap}}{q_{evap}}\right)^2 + \left(\frac{0,001}{0,288}\right)^2 + \left(\frac{0,3}{\Delta T}\right)^2} \quad (\text{XV.9})$$

Apêndice XVI:

Resultados dos Testes com o Evaporador

Inclinado para Frente

As tabelas a seguir apresentam os dados coletados nos 20 testes realizados com o evaporador inclinado para frente em relação a sua posição original. São também apresentados os valores dos parâmetros utilizados nas análises desenvolvidas no item 7.4.

Tabela XVI.1 - Pressão, temperatura e fluxo de massa (inclinado para frente)

	I02	I03	I04	I05	I06	I07	I09	I10	I12	I13	I14	I15
Pcon [bar]	14,82	15,16	15,30	15,16	15,24	14,98	15,17	14,55	14,78	14,94	14,31	14,22
Peevap [bar]	1,34	1,39	1,33	1,36	1,35	1,33	1,35	1,33	1,32	1,35	2,01	2,01
Psevap [bar]	1,21	1,26	1,21	1,25	1,23	1,20	1,23	1,20	1,19	1,23	1,89	1,90
Tavep [°C]	26,23	26,45	26,78	26,60	26,66	26,54	26,78	26,30	26,31	26,33	26,72	26,27
Tsevap [°C]	-20,42	-18,28	-19,86	-19,41	-18,90	-20,14	-19,96	-19,12	-21,30	-19,22	-10,66	-10,52
fluxo [kg/h]	2,295	1,550	1,873	1,269	1,136	2,340	1,402	1,883	2,593	1,495	2,388	2,117
T1 [°C]	-0,67	1,32	1,86	-3,13	-0,39	2,11	-0,41	-0,14	4,20	4,85	2,12	3,05
T2 [°C]	-3,16	-0,46	-0,04	-5,20	-2,09	1,02	-2,76	-2,61	3,66	4,36	0,69	2,40
T3 [°C]	-3,33	-0,44	0,10	-5,48	-2,10	1,65	-3,06	-2,77	4,42	5,14	0,64	2,56
T4 [°C]	-3,93	-0,91	-0,53	-5,95	-2,52	0,61	-3,71	-3,35	3,68	4,29	0,25	2,27
T5 [°C]	-4,03	-1,00	-0,89	-6,07	-2,66	0,35	-4,03	-3,56	3,47	4,10	0,23	2,27
T6 [°C]	-0,06	2,11	1,32	-2,17	0,32	2,24	-0,73	0,35	5,33	5,78	3,15	4,43
T7 [°C]	-1,78	1,01	0,03	-3,61	-0,77	1,57	-2,59	-1,37	5,27	5,76	2,18	3,87
T8 [°C]	-1,37	1,29	0,25	-3,37	-0,52	1,61	-2,25	-0,99	5,18	5,74	2,37	4,03
TS [°C]	22,49	23,28	24,35	16,48	20,31	22,53	21,64	22,45	22,73	22,98	17,19	16,78
TD [°C]	22,37	23,21	24,20	16,51	20,28	22,42	21,51	22,39	22,68	22,94	17,23	16,85
TT [°C]	21,88	22,64	23,45	16,22	19,87	21,84	21,08	21,95	22,26	22,52	17,11	16,64
TE [°C]	22,96	23,71	24,88	17,09	20,89	23,22	22,36	22,94	23,35	23,59	17,70	17,32
TF [°C]	22,79	23,60	24,59	17,22	20,72	22,98	21,99	22,92	23,12	23,36	17,86	17,68
T80 [°C]	-16,56	-15,05	-16,42	-16,33	-15,82	-16,03	-16,56	-15,74	-15,06	-14,31	-7,72	-7,42
T81 [°C]	-19,18	-18,01	-19,47	-18,84	-19,00	-19,58	-19,45	-18,65	-19,37	-18,69	-9,53	-9,37
T82 [°C]	-16,60	-15,32	-16,67	-16,68	-16,40	-16,74	-16,91	-16,04	-16,20	-15,54	-7,86	-7,77
T90 [°C]	-18,18	-16,91	-18,50	-17,47	-17,37	-18,00	-18,00	-17,18	-17,27	-16,51	-8,69	-8,62
T91 [°C]	-19,05	-17,77	-19,43	-18,66	-18,54	-19,57	-19,40	-18,50	-19,17	-18,29	-9,38	-9,22
T92 [°C]	-18,36	-17,15	-18,79	-18,15	-18,26	-18,90	-18,86	-17,90	-18,40	-17,72	-8,95	-8,81

Tabela XVI.1 - continuação

	I17	I18	I19	I20	I21	I22	I23	I25
Pcon [bar]	14,43	14,77	14,58	15,11	14,55	14,45	14,46	14,24
Peevap [bar]	1,68	1,66	2,00	1,68	1,71	1,65	2,01	2,02
Psevap [bar]	1,57	1,54	1,88	1,56	1,59	1,53	1,90	1,90
Tavep [°C]	26,77	26,41	26,38	26,37	26,33	26,92	26,68	26,17
Tsevap [°C]	-14,40	-15,15	-10,37	-13,98	-14,20	-15,38	-10,26	-10,34
fluxo [kg/h]	1,499	2,044	1,965	1,404	1,502	2,350	1,773	1,514
T1 [°C]	0,63	5,39	9,66	8,11	4,29	1,61	8,58	3,84
T2 [°C]	-0,38	4,97	9,42	7,63	3,58	-0,30	8,54	3,02
T3 [°C]	-0,19	5,68	10,06	8,37	4,16	-0,42	9,04	3,16
T4 [°C]	-0,59	5,06	9,46	7,64	3,35	-0,93	8,68	2,75
T5 [°C]	-0,63	4,99	9,23	7,47	3,16	-1,08	8,44	2,83
T6 [°C]	1,86	7,13	10,65	9,32	5,34	2,22	9,69	5,45
T7 [°C]	1,14	7,16	10,62	9,28	5,01	0,91	9,81	4,83
T8 [°C]	1,30	7,11	10,70	9,34	5,00	1,17	9,76	5,01
TS [°C]	17,13	22,36	24,88	25,74	21,07	21,82	20,25	19,53
TD [°C]	17,23	22,28	24,81	25,66	21,08	21,80	20,25	19,59
TT [°C]	16,94	21,88	24,33	25,15	20,71	21,46	20,07	19,50
TE [°C]	17,81	22,90	25,54	26,23	21,71	22,44	20,79	20,47
TF [°C]	17,87	22,73	25,26	26,12	21,69	22,35	21,02	19,91
T80 [°C]	-11,58	-10,93	-5,86	-9,42	-10,25	-11,81	-5,69	-7,03
T81 [°C]	-13,84	-14,14	-9,55	-13,50	-13,35	-14,29	-9,23	-9,46
T82 [°C]	-11,84	-11,44	-6,92	-10,53	-10,92	-11,98	-6,90	-7,61
T90 [°C]	-12,92	-12,89	-7,62	-11,35	-11,79	-13,09	-7,37	-8,19
T91 [°C]	-13,69	-13,86	-9,28	-13,05	-13,16	-14,14	-8,98	-9,21
T92 [°C]	-13,20	-13,14	-8,66	-12,53	-12,60	-13,52	-8,37	-8,77

Tabela XVI.2 - Temperaturas superficiais internas do gabinete (inclinado para frente)

	I02	I03	I04	I05	I06	I07	I09	I10	I12	I13	I14	I15	I17
ti9 [°C]	-4,17	-2,48	-3,30	-6,23	-4,23	-3,16	-5,06	-3,88	-1,72	-1,13	-0,49	0,19	-2,31
ti15 [°C]	-9,22	-7,59	-8,28	-10,57	-8,92	-7,82	-9,45	-8,72	-6,50	-5,87	-3,81	-3,08	-6,30
ti12 [°C]	-2,28	3,17	2,65	-4,25	1,25	7,34	-2,54	-1,75	14,45	14,79	1,64	6,02	3,20
ti13 [°C]	-0,31	5,65	4,99	-2,37	3,72	10,71	-0,81	0,28	18,76	18,87	3,35	8,32	5,52
ti1 [°C]	0,94	2,78	2,07	-1,59	0,84	2,55	0,02	1,29	4,57	5,11	3,27	4,23	1,92
ti2 [°C]	0,81	2,72	1,76	-1,67	0,68	1,83	-0,23	1,18	3,23	3,82	3,06	3,86	1,74
ti3 [°C]	4,99	6,78	5,98	1,95	4,65	6,09	3,70	5,27	8,54	9,00	6,02	6,67	4,92
ti4 [°C]	1,01	2,93	1,89	-1,51	0,96	2,74	-0,26	1,25	5,45	5,93	3,48	4,57	2,24
ti5 [°C]	-0,20	2,46	2,05	-2,49	0,72	3,05	-0,68	0,23	6,08	6,56	3,11	4,70	2,19
ti7 [°C]	-0,76	2,15	1,60	-2,86	0,38	3,10	-1,19	-0,27	6,66	7,08	2,88	4,69	2,05
ti16 [°C]	2,56	4,43	3,91	-0,04	2,47	4,24	1,87	2,92	6,61	7,12	4,59	5,41	3,34
ti17 [°C]	1,04	3,58	2,97	-1,26	1,73	4,05	0,32	1,45	7,24	7,71	4,03	5,42	3,05
ti18 [°C]	-0,23	2,75	2,05	-2,26	0,89	4,23	-0,98	0,26	8,24	8,71	3,27	5,29	2,64
ti8 [°C]	5,90	7,55	6,94	2,87	5,41	7,24	4,84	6,22	9,48	9,88	7,01	7,68	5,83
ti10 [°C]	-1,74	0,89	-0,17	-3,71	-0,95	0,90	-2,74	-1,30	3,97	4,46	2,11	3,49	0,83
ti11 [°C]	0,26	2,78	1,76	-1,95	0,86	2,65	-0,90	0,59	5,85	6,35	3,40	4,72	2,28
ti14 [°C]	-0,23	2,49	1,92	-2,36	0,66	3,32	-0,71	0,21	6,81	7,28	3,27	4,86	2,28

Tabela XVI.2 - continuação

	I18	I19	I20	I21	I22	I23	I25
ti9 [°C]	0,59	4,27	2,68	-0,16	-1,65	3,71	0,84
ti15 [°C]	-3,73	0,61	-1,86	-4,22	-6,20	0,19	-2,48
ti12 [°C]	14,65	18,52	17,15	9,97	0,71	18,07	6,81
ti13 [°C]	18,54	22,10	21,16	13,39	2,58	21,34	9,10
ti1 [°C]	6,35	9,58	8,73	5,20	2,90	8,33	5,27
ti2 [°C]	4,90	7,89	7,25	4,11	2,82	6,70	4,88
ti3 [°C]	9,86	12,84	12,38	8,29	6,53	11,21	7,86
ti4 [°C]	7,19	10,53	9,56	5,66	2,99	9,40	5,58
ti5 [°C]	7,62	11,43	10,10	5,90	2,27	10,21	5,68
ti7 [°C]	8,19	12,02	10,62	6,21	1,92	10,84	5,58
ti16 [°C]	8,21	11,68	10,59	6,71	4,43	10,18	6,65
ti17 [°C]	8,78	12,27	11,17	6,95	3,45	10,94	6,47
ti18 [°C]	9,75	13,31	12,13	7,34	2,43	12,19	6,31
ti8 [°C]	10,89	13,99	13,38	9,43	7,41	12,21	9,04
ti10 [°C]	5,94	9,42	8,15	4,28	0,86	8,50	4,40
ti11 [°C]	7,64	10,99	9,92	5,82	2,64	9,83	5,83
ti14 [°C]	8,43	12,19	10,86	6,35	2,42	11,03	5,86

Tabela XVI.3 - Tensão [mV]; Fluxo de calor [W/m²] (inclinado para frente)

	I02			I03			I04			I05			I06		
Transdutor	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''
6	0,1113	148,2	8,9	0,1182	157,5	9,5	0,1222	162,7	9,8	0,1050	139,9	8,4	0,1211	161,3	9,7
7	0,0873	151,2	9,1	0,0954	165,3	10,0	0,0980	169,6	10,2	0,0767	132,8	8,0	0,0920	159,3	9,6
8	0,1207	170,6	10,3	0,1316	186,1	11,2	0,1364	192,8	11,6	0,1007	142,4	8,6	0,1213	171,5	10,3
13	0,0897	118,9	7,2	0,0996	132,1	8,0	0,1026	136,1	8,2	0,0728	96,5	5,8	0,0891	118,1	7,1
14	0,1102	191,2	11,5	0,1162	201,6	12,1	0,1175	204,0	12,3	0,0949	164,8	9,9	0,1067	185,2	11,1
15	0,1078	229,5	13,8	0,1105	235,0	14,1	0,1064	226,4	13,6	0,0949	202,0	12,2	0,1052	223,8	13,5
19	0,1233	136,1	8,2	0,1247	137,7	8,3	0,1263	139,5	8,4	0,1054	116,3	7,0	0,1203	132,8	8,0
20	0,0445	87,0	5,3	0,0506	99,0	6,0	0,0511	100,0	6,1	0,0372	72,8	4,5	0,0472	92,3	5,6
21	0,1153	181,9	10,9	0,1142	180,2	10,8	0,1142	180,3	10,8	0,0974	153,7	9,3	0,1093	172,5	10,4
22	0,1613	196,2	11,8	0,1650	200,7	12,1	0,1661	201,9	12,1	0,1395	169,6	10,2	0,1537	186,8	11,2
23	0,1145	120,4	7,2	0,1186	124,7	7,5	0,1219	128,3	7,7	0,1063	111,8	6,7	0,1219	128,2	7,7

	I07			I09			I10			I12			I13		
Transdutor	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''
6	0,1453	193,6	11,6	0,1149	153,0	9,2	0,1157	154,1	9,3	0,1643	218,9	13,2	0,1575	209,7	12,6
7	0,1062	183,9	11,1	0,0885	153,3	9,2	0,0887	153,6	9,3	0,1218	210,9	12,7	0,1169	202,5	12,2
8	0,1454	205,5	12,4	0,1169	165,3	9,9	0,1176	166,3	10,0	0,1731	244,7	14,7	0,1623	229,4	13,8
13	0,1144	151,7	9,1	0,0822	109,0	6,6	0,0837	110,9	6,7	0,1613	213,9	12,9	0,1556	206,4	12,4
14	0,1260	218,7	13,2	0,1080	187,5	11,3	0,1087	188,7	11,4	0,1378	239,2	14,4	0,1305	226,6	13,6
15	0,1167	248,4	15,0	0,1045	222,3	13,4	0,1030	219,1	13,2	0,1226	261,0	15,7	0,1175	250,1	15,1
19	0,1258	138,8	8,4	0,1178	130,1	7,8	0,1181	130,4	7,8	0,1425	157,3	9,5	0,1381	152,4	9,2
20	0,0515	100,8	6,1	0,0415	81,1	5,0	0,0418	81,8	5,0	0,0572	111,9	6,8	0,0566	110,7	6,7
21	0,1259	198,6	11,9	0,1121	176,8	10,6	0,1115	176,0	10,6	0,1145	180,7	10,9	0,1095	172,8	10,4
22	0,1788	217,4	13,1	0,1634	198,6	11,9	0,1644	199,8	12,0	0,1901	231,1	13,9	0,1780	216,4	13,0
23	0,1395	146,8	8,8	0,1204	126,6	7,6	0,1212	127,5	7,7	0,1476	155,3	9,3	0,1411	148,4	8,9

OBS: lq_t'' [%] ~ 6.q_t''/100

Tabela XVI.3 - continuação

	I14			I15			I17			I18			I19		
Transdutor	V	qt''	lqt''												
6	0,0760	101,3	6,1	0,0851	113,3	6,8	0,0913	121,7	7,3	0,1376	183,3	11,0	0,1348	179,6	10,8
7	0,0569	98,5	6,0	0,0642	111,1	6,7	0,0716	124,0	7,5	0,1034	179,0	10,8	0,1003	173,7	10,5
8	0,0746	105,5	6,4	0,0842	119,1	7,2	0,0981	138,7	8,4	0,1448	204,8	12,3	0,1367	193,3	11,6
13	0,0611	81,0	4,9	0,0687	91,1	5,5	0,0767	101,8	6,1	0,1419	188,1	11,3	0,1299	172,2	10,4
14	0,0737	128,0	7,7	0,0833	144,5	8,7	0,0933	162,0	9,8	0,1261	218,9	13,2	0,1213	210,5	12,7
15	0,0691	147,0	8,9	0,0754	160,4	9,7	0,0848	180,4	10,9	0,1180	251,0	15,1	0,1145	243,7	14,7
19	0,0729	80,4	4,9	0,0868	95,8	5,8	0,0924	102,0	6,1	0,1280	141,3	8,5	0,1122	123,8	7,5
20	0,0261	51,1	3,2	0,0288	56,4	3,5	0,0338	66,2	4,1	0,0490	95,8	5,8	0,0464	90,8	5,5
21	0,0598	94,3	5,7	0,0658	103,9	6,3	0,0746	117,7	7,1	0,0928	146,4	8,8	0,0882	139,1	8,4
22	0,1051	127,8	7,7	0,1129	137,2	8,3	0,1252	152,3	9,2	0,1644	199,9	12,0	0,1540	187,3	11,3
23	0,0720	75,8	4,6	0,0783	82,3	5,0	0,0839	88,3	5,3	0,1177	123,8	7,5	0,1091	114,7	6,9

	I20			I21			I22			I23			I25		
Transdutor	V	qt''	lqt''												
6	0,1500	199,8	12,0	0,1250	166,5	10,0	0,1048	139,6	8,4	0,1294	172,3	10,4	0,0882	117,5	7,1
7	0,1122	194,4	11,7	0,0928	160,6	9,7	0,0774	134,1	8,1	0,0959	166,1	10,0	0,0682	118,1	7,1
8	0,1562	220,9	13,3	0,1243	175,7	10,6	0,1019	144,1	8,7	0,1271	179,7	10,8	0,0873	123,5	7,4
13	0,1438	190,7	11,5	0,1039	137,8	8,3	0,0758	100,4	6,1	0,1236	163,9	9,9	0,0690	91,5	5,5
14	0,1326	230,2	13,8	0,1152	200,0	12,0	0,0998	173,3	10,4	0,1099	190,9	11,5	0,0836	145,1	8,8
15	0,1276	271,5	16,3	0,1006	214,0	12,9	0,0892	189,8	11,4	0,1086	231,1	13,9	0,0836	177,8	10,7
19	0,1361	150,3	9,0	0,1202	132,7	8,0	0,1073	118,5	7,1	0,1025	113,2	6,8	0,0847	93,5	5,6
20	0,0528	103,3	6,3	0,0429	84,0	5,1	0,0382	74,6	4,6	0,0418	81,8	5,0	0,0313	61,1	3,8
21	0,1028	162,2	9,8	0,0960	151,5	9,1	0,0922	145,5	8,8	0,0845	133,3	8,0	0,0679	107,1	6,5
22	0,1663	202,2	12,2	0,1546	188,0	11,3	0,1433	174,3	10,5	0,1433	174,3	10,5	0,1077	130,9	7,9
23	0,1236	130,0	7,8	0,1212	127,5	7,7	0,1088	114,5	6,9	0,1160	122,1	7,3	0,0891	93,8	5,7

OBS: lqt'' [%] ~ 6.qt''/100

Tabela XVI.4 - Determinação do número de Nusselt (inclinado para frente)

TESTE	q _{evap-F} [W]	q _{evap-P} [W]	q _{rad-F} [W]	q _{rad-P} [W]	q _{conv-F} [W]	q _{conv-P} [W]	h _{conv-F} [W/m ² .K]	(Nu) _{exp}	log(Nu) _{exp}	(Nu) _{teo}	log(Nu) _{teo}
I02	24,24	20,78	12,31	7,33	11,93	13,44	4,25	87,68	1,94	78,01	1,89
I03	25,86	21,38	13,43	7,88	12,43	13,49	4,08	83,83	1,92	79,05	1,90
I04	26,19	21,60	13,41	7,88	12,78	13,72	4,09	84,23	1,93	79,77	1,90
I05	21,08	17,99	10,58	6,16	10,50	11,83	4,31	89,22	1,95	75,55	1,88
I06	24,47	20,52	12,46	7,27	12,00	13,25	4,18	86,17	1,94	78,28	1,89
I07	28,84	23,12	14,09	8,11	14,75	15,01	4,49	92,19	1,96	80,64	1,91
I09	23,77	20,55	11,66	6,90	12,12	13,64	4,45	91,89	1,96	77,43	1,89
I10	23,82	20,61	12,66	7,65	11,16	12,95	3,84	79,27	1,90	78,63	1,90
I12	33,32	24,09	16,10	8,96	17,22	15,13	4,60	94,13	1,97	82,77	1,92
I13	31,80	23,07	16,14	9,04	15,65	14,03	4,35	89,03	1,95	81,93	1,91
I14	15,87	12,37	8,75	4,80	7,12	7,57	3,86	77,96	1,89	68,19	1,83
I15	17,76	13,69	9,59	5,20	8,17	8,50	3,99	80,39	1,91	69,77	1,84
I17	19,89	15,16	10,51	5,90	9,38	9,27	4,04	82,29	1,92	73,12	1,86
I18	29,40	20,36	14,32	7,69	15,08	12,68	4,77	96,43	1,98	78,14	1,89
I19	28,15	18,89	14,13	7,62	14,02	11,28	4,63	92,42	1,97	75,85	1,88
I20	31,38	21,54	15,82	8,71	15,56	12,83	4,50	90,59	1,96	79,45	1,90
I21	25,32	19,68	12,76	6,95	12,55	12,74	4,47	90,46	1,96	76,02	1,88
I22	21,15	18,07	11,10	6,36	10,06	11,72	4,15	84,67	1,93	73,94	1,87
I23	26,50	17,99	13,16	7,23	13,34	10,76	4,65	92,89	1,97	74,97	1,87
I25	18,56	14,01	10,25	5,52	8,31	8,49	3,84	77,35	1,89	70,59	1,85

Apêndice XVII:

Resultados dos Testes com o Evaporador

Inclinado para Trás

As tabelas a seguir apresentam os dados coletados nos 20 testes realizados com o evaporador inclinado para trás em relação a sua posição original. São também apresentados os valores dos parâmetros utilizados nas análises desenvolvidas no item 7.5.

Tabela XVII.1 - Pressão, temperatura e fluxo de massa (inclinado para trás)

	P01	P02	P03	P04	P05	P07	P08	P09	P10	P11	P12	P13
Pcon [bar]	14,41	14,51	14,17	14,13	14,38	13,31	13,78	12,99	12,78	12,97	12,91	12,69
Peevap [bar]	1,34	1,30	1,30	1,33	2,02	1,96	1,95	1,65	1,65	1,34	1,34	1,68
Psevap [bar]	1,21	1,17	1,16	1,20	1,89	1,84	1,83	1,54	1,52	1,21	1,20	1,55
Tavep [°C]	26,30	26,62	26,26	26,46	26,43	26,65	26,90	26,23	26,68	26,13	26,62	26,76
Tsevap [°C]	-19,86	-21,48	-21,73	-20,02	-10,75	-10,91	-11,41	-15,08	-15,85	-19,79	-20,65	-14,99
fluxo [kg/h]	1,296	1,798	2,640	1,709	1,312	1,929	2,532	1,567	2,674	1,992	2,565	2,060
T1 [°C]	-3,64	-1,36	1,54	-1,89	4,94	1,55	5,88	1,71	-0,69	3,25	-1,26	2,54
T2 [°C]	-5,67	-2,72	0,78	-4,12	3,17	0,17	5,77	0,96	-2,38	2,29	-3,56	1,15
T3 [°C]	-6,51	-2,55	1,35	-5,13	2,45	-0,37	6,49	1,28	-3,09	2,89	-4,60	1,12
T4 [°C]	-7,21	-3,39	0,20	-5,89	1,74	-0,92	5,67	0,45	-3,69	1,74	-5,47	0,30
T5 [°C]	-7,35	-3,70	-0,19	-6,22	1,54	-1,07	5,45	0,11	-3,93	1,38	-5,62	0,01
T6 [°C]	-2,55	-0,18	2,65	-1,22	5,63	2,56	7,64	2,53	0,01	4,07	-0,74	2,98
T7 [°C]	-4,20	-0,99	2,15	-3,05	4,10	1,35	7,38	2,06	-1,38	3,45	-2,63	1,99
T8 [°C]	-3,87	-0,74	2,27	-2,69	4,46	1,58	7,58	2,16	-1,13	3,67	-2,24	2,29
TS [°C]	17,34	19,28	20,72	20,50	25,96	17,23	17,19	17,18	17,10	22,80	22,48	21,73
TD [°C]	17,35	19,25	20,52	20,42	25,87	17,25	17,27	17,18	17,21	22,71	22,38	21,63
TT [°C]	17,09	18,83	20,52	20,05	25,41	17,18	17,11	16,91	16,96	22,19	21,90	21,24
TE [°C]	17,98	19,87	21,49	21,13	26,66	17,80	17,62	17,89	17,54	23,35	22,99	22,19
TF [°C]	17,85	19,63	20,66	21,11	26,14	17,87	17,65	17,84	17,75	23,15	22,87	22,11
T80 [°C]	-16,37	-16,64	-15,58	-16,12	-7,29	-7,86	-6,63	-10,98	-11,98	-14,47	-16,44	-11,07
T81 [°C]	-19,23	-20,56	-19,82	-19,20	-10,14	-10,06	-10,16	-14,31	-14,38	-19,12	-19,62	-14,41
T82 [°C]	-17,03	-17,80	-16,90	-16,78	-7,84	-8,38	-7,86	-12,12	-12,48	-15,98	-17,05	-11,90
T90 [°C]	-17,75	-18,69	-18,05	-17,80	-8,79	-9,03	-8,56	-12,73	-13,23	-17,05	-18,18	-12,92
T91 [°C]	-19,09	-20,28	-19,70	-19,15	-9,93	-9,94	-9,88	-14,18	-14,33	-18,90	-19,54	-14,31
T92 [°C]	-18,55	-19,58	-18,92	-18,56	-9,43	-9,52	-9,23	-13,58	-13,77	-18,12	-18,88	-13,66

Tabela XVII.1 - continuação

	P14	P15	P17	P18	P19	P21	P24	P25
Pcon [bar]	12,42	12,57	12,23	11,95	12,07	12,09	11,97	12,29
Peevap [bar]	1,34	1,33	2,01	1,72	1,73	1,32	1,30	2,05
Psevap [bar]	1,21	1,20	1,89	1,59	1,61	1,19	1,17	1,93
Tavep [°C]	26,91	26,65	26,91	26,31	26,72	26,57	26,45	26,64
Tsevap [°C]	-20,17	-19,69	-10,75	-14,10	-14,49	-20,20	-21,42	-9,94
fluxo [kg/h]	1,842	1,274	2,040	1,442	2,011	1,875	2,620	2,065
T1 [°C]	-1,53	-1,02	4,83	1,76	3,64	0,74	-1,74	6,72
T2 [°C]	-3,74	-2,98	3,69	-0,17	2,70	-0,76	-3,95	6,04
T3 [°C]	-4,74	-3,82	3,57	-0,93	2,98	-0,59	-4,96	6,44
T4 [°C]	-5,59	-4,61	2,78	-1,67	2,20	-1,51	-5,80	5,68
T5 [°C]	-5,88	-4,87	2,60	-2,01	1,92	-1,90	-6,11	5,37
T6 [°C]	-1,21	-0,63	5,61	2,44	4,91	1,27	-1,11	7,62
T7 [°C]	-3,21	-2,30	4,72	0,81	4,34	0,46	-3,13	7,21
T8 [°C]	-2,75	-1,93	4,95	1,21	4,54	0,73	-2,62	7,37
TS [°C]	22,08	21,99	22,03	21,96	21,76	21,98	22,12	22,20
TD [°C]	21,89	21,85	21,94	21,85	21,69	21,79	21,94	22,13
TT [°C]	21,46	21,46	21,64	21,55	21,33	21,38	21,48	21,82
TE [°C]	22,67	22,60	22,66	22,63	22,40	22,63	22,75	22,84
TF [°C]	22,41	22,37	22,46	22,37	22,16	22,48	22,54	22,66
T80 [°C]	-16,39	-15,95	-6,69	-10,56	-9,71	-15,58	-16,59	-5,51
T81 [°C]	-19,74	-19,47	-9,45	-13,34	-13,19	-19,61	-19,82	-8,79
T82 [°C]	-17,04	-16,72	-7,33	-11,08	-10,67	-16,64	-17,11	-6,49
T90 [°C]	-18,17	-17,79	-8,13	-11,94	-11,53	-17,79	-18,46	-7,28
T91 [°C]	-19,57	-19,19	-9,32	-13,16	-13,03	-19,47	-19,71	-8,58
T92 [°C]	-18,92	-18,68	-8,79	-12,56	-12,31	-18,67	-19,05	-8,00

Tabela XVII.2 - Temperaturas superficiais internas do gabinete (inclinado para trás)

	I02	I03	I04	I05	I06	I07	I09	I10	I12	I13	I14	I15	I17
ti9 [°C]	-7,24	-6,31	-4,65	-6,29	0,62	-1,73	1,01	-3,15	-4,46	-3,16	-5,93	-2,29	-6,15
ti15 [°C]	-9,86	-8,79	-6,85	-8,87	-1,59	-3,54	-1,18	-4,96	-6,59	-5,65	-8,79	-4,72	-8,90
ti12 [°C]	-5,52	2,38	8,75	-4,11	3,45	0,17	14,38	5,77	-2,50	9,95	-3,72	3,69	-4,28
ti13 [°C]	-3,28	6,50	13,85	-1,86	5,32	2,17	18,67	9,47	-0,49	15,12	-1,36	7,38	-1,87
ti1 [°C]	-1,91	-0,03	1,98	-0,34	6,13	2,73	5,97	2,26	0,41	3,71	0,25	3,37	-0,24
ti2 [°C]	-2,05	-0,06	0,00	-0,63	5,69	2,41	4,86	1,15	0,13	1,87	-0,04	3,27	-0,48
ti3 [°C]	1,72	3,51	6,09	3,50	9,62	5,53	8,82	5,21	3,63	7,78	4,17	6,60	3,64
ti4 [°C]	-1,81	0,25	2,98	-0,34	6,17	2,95	7,27	2,66	0,57	4,48	0,15	3,52	-0,28
ti5 [°C]	-2,89	0,37	3,48	-1,46	5,75	2,44	7,94	3,29	-0,15	5,07	-0,92	3,66	-1,36
ti7 [°C]	-3,97	-0,34	2,98	-2,65	4,77	1,57	7,97	2,78	-1,03	4,44	-2,14	2,82	-2,62
ti16 [°C]	-0,40	1,72	4,19	1,27	7,88	4,04	7,87	3,86	1,89	5,76	1,87	4,97	1,45
ti17 [°C]	-1,67	1,69	4,56	-0,09	6,90	3,39	8,69	4,11	0,91	6,19	0,39	4,66	-0,03
ti18 [°C]	-3,28	1,01	4,77	-1,91	5,29	2,22	9,50	3,86	-0,55	6,19	-1,49	3,69	-1,97
ti8 [°C]	2,71	4,68	6,97	4,66	10,91	6,49	9,69	6,30	4,54	8,71	5,35	7,74	4,90
ti10 [°C]	-4,24	-1,40	1,43	-3,08	4,06	1,29	6,55	1,53	-1,45	2,93	-2,68	1,79	-3,16
ti11 [°C]	-2,48	0,51	3,27	-1,17	5,89	2,66	7,86	3,06	0,14	4,77	-0,61	3,64	-1,15
ti14 [°C]	-2,81	0,50	3,51	-1,46	5,89	2,49	8,11	3,38	-0,03	4,97	-0,97	3,63	-1,36

Tabela XVII.2 - continuação

	I18	I19	I20	I21	I22	I23	I25
ti9 [°C]	-5,74	0,44	-2,61	-1,15	-4,72	-6,21	1,75
ti15 [°C]	-8,47	-1,48	-4,76	-3,34	-7,23	-8,99	-0,12
ti12 [°C]	-2,39	5,70	-0,64	7,82	4,16	-4,15	11,13
ti13 [°C]	0,34	8,70	1,78	11,84	8,24	-1,76	15,09
ti1 [°C]	0,30	5,70	2,86	4,69	1,73	-0,17	7,24
ti2 [°C]	0,04	5,43	2,51	3,95	1,75	-0,35	5,74
ti3 [°C]	4,04	8,54	6,33	7,98	5,44	3,76	10,37
ti4 [°C]	0,15	5,95	2,91	5,22	2,02	-0,15	7,92
ti5 [°C]	-0,52	6,09	2,26	5,55	2,16	-1,34	8,39
ti7 [°C]	-1,69	5,39	1,16	5,11	1,32	-2,60	8,01
ti16 [°C]	1,90	7,29	4,50	6,42	3,48	1,50	8,96
ti17 [°C]	0,79	7,11	3,37	6,70	3,33	0,02	9,22
ti18 [°C]	-1,03	6,10	1,77	6,27	2,64	-1,89	9,10
ti8 [°C]	5,24	9,88	7,56	9,24	6,52	4,96	11,34
ti10 [°C]	-2,36	4,49	0,75	3,95	0,12	-3,06	6,72
ti11 [°C]	-0,29	6,10	2,47	5,62	2,18	-0,95	8,28
ti14 [°C]	-0,49	6,23	2,35	5,69	2,12	-1,32	8,52

Tabela XVII.3 - Tensão [mV]; Fluxo de calor [W/m²] (inclinado para trás)

	P01			P02			P03			P04			P05		
Transdutor	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''
6	0,0962	128,13	7,72	0,1270	169,18	10,18	0,1412	188,04	11,31	0,1038	138,22	8,32	0,0948	126,23	7,61
7	0,0759	131,46	7,94	0,0988	171,17	10,31	0,1098	190,12	11,44	0,0817	141,50	8,54	0,0738	127,77	7,72
8	0,1003	141,75	8,54	0,1288	182,12	10,95	0,1462	206,78	12,43	0,1082	153,01	9,21	0,0962	136,04	8,20
13	0,0678	89,92	5,44	0,0890	117,99	7,11	0,1043	138,32	8,33	0,0746	98,92	5,97	0,0705	93,46	5,65
14	0,0957	166,19	10,01	0,1195	207,37	12,47	0,1348	233,96	14,07	0,1010	175,25	10,55	0,0876	152,07	9,17
15	0,0968	206,05	12,41	0,1158	246,51	14,84	0,1250	266,00	16,00	0,0965	205,29	12,37	0,0800	170,33	10,28
19	0,1503	165,92	9,98	0,2167	239,23	14,37	0,2244	247,68	14,88	0,1393	153,81	9,25	0,1106	122,06	7,35
20	0,0389	76,17	4,68	0,0496	97,00	5,90	0,0610	119,26	7,23	0,0432	84,56	5,17	0,0384	75,07	4,61
21	0,1056	166,59	10,03	0,1473	232,44	13,97	0,1506	237,65	14,28	0,0961	151,61	9,13	0,0782	123,38	7,45
22	0,1479	179,80	10,81	0,1948	236,90	14,23	0,2193	266,72	16,02	0,1516	184,30	11,08	0,1245	151,40	9,11
23	0,0989	104,01	6,27	0,1228	129,14	7,77	0,1373	144,43	8,69	0,1058	111,27	6,70	0,0866	91,12	5,50

	P07			P08			P09			P10			P11		
Transdutor	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''	V	q _t ''	lq _t ''
6	0,0730	97,28	5,88	0,1100	146,51	8,82	0,1033	137,53	8,28	0,0804	107,13	6,46	0,1422	189,46	11,39
7	0,0571	98,83	5,99	0,0862	149,37	9,01	0,0795	137,73	8,31	0,0630	109,08	6,60	0,1101	190,66	11,47
8	0,0723	102,26	6,18	0,1087	153,67	9,25	0,1021	144,33	8,69	0,0813	114,90	6,93	0,1421	200,94	12,08
13	0,0563	74,69	4,53	0,0874	115,87	6,99	0,0784	103,92	6,27	0,0636	84,33	5,10	0,1076	142,64	8,59
14	0,0717	124,40	7,52	0,1012	175,74	10,58	0,0968	167,99	10,12	0,0779	135,15	8,16	0,1312	227,76	13,70
15	0,0673	143,17	8,66	0,0919	195,58	11,79	0,0877	186,52	11,25	0,0726	154,43	9,33	0,1153	245,25	14,76
19	0,0965	106,50	6,42	0,1764	194,69	11,70	0,1493	164,83	9,91	0,1024	113,06	6,81	0,2052	226,49	13,61
20	0,0284	55,53	3,47	0,0395	77,26	4,74	0,0413	80,70	4,94	0,0335	65,51	4,05	0,0648	126,73	7,67
21	0,0624	98,50	5,96	0,0949	149,78	9,02	0,0897	141,52	8,53	0,0650	102,55	6,20	0,1266	199,73	12,01
22	0,1005	122,22	7,36	0,1449	176,14	10,59	0,1399	170,08	10,23	0,1094	133,02	8,01	0,1988	241,79	14,53
23	0,0649	68,23	4,13	0,0891	93,72	5,65	0,0886	93,19	5,62	0,0735	77,36	4,67	0,1257	132,23	7,95

OBS: lq_t'' [%] ~ 6.q_t''/100

Tabela XVII.3 - continuação

	P12			P13			P14			P15			P17		
Transdutor	V	qt''	lqt''												
6	0,1057	140,77	8,47	0,1158	154,30	9,28	0,1184	157,71	9,49	0,1202	160,11	9,63	0,1000	133,15	8,02
7	0,0827	143,22	8,64	0,0849	146,98	8,86	0,0860	148,92	8,98	0,0867	150,18	9,05	0,0720	124,72	7,53
8	0,1063	150,32	9,05	0,1103	155,99	9,39	0,1114	157,48	9,48	0,1126	159,19	9,58	0,0918	129,86	7,83
13	0,0814	107,90	6,51	0,0788	104,46	6,30	0,0726	96,28	5,82	0,0772	102,31	6,18	0,0700	92,82	5,61
14	0,1002	173,96	10,48	0,0992	172,25	10,37	0,1062	184,43	11,10	0,1051	182,47	10,98	0,0868	150,65	9,08
15	0,0907	193,01	11,64	0,0995	211,71	12,75	0,1135	241,61	14,54	0,1075	228,82	13,78	0,0810	172,39	10,40
19	0,1300	143,52	8,63	0,1776	196,04	11,78	0,1648	181,92	10,93	0,1694	187,03	11,24	0,1382	152,54	9,17
20	0,0460	90,03	5,49	0,0410	80,18	4,91	0,0435	85,09	5,20	0,0449	87,77	5,36	0,0345	67,38	4,16
21	0,0838	132,30	7,98	0,1026	161,90	9,75	0,1052	166,04	10,00	0,1079	170,22	10,25	0,0776	122,37	7,39
22	0,1440	175,15	10,53	0,1609	195,62	11,76	0,1694	205,93	12,38	0,1621	197,16	11,85	0,1304	158,57	9,54
23	0,0983	103,36	6,23	0,0986	103,69	6,25	0,1066	112,12	6,75	0,1048	110,27	6,64	0,0792	83,27	5,03

	P18			P19			P21			P24			P25		
Transdutor	V	qt''	lqt''												
6	0,0964	128,38	7,73	0,1173	156,24	9,40	0,1324	176,40	10,61	0,1126	150,01	9,03	0,1098	146,25	8,80
7	0,0699	121,05	7,32	0,0835	144,66	8,72	0,0936	162,13	9,77	0,0794	137,49	8,30	0,0765	132,55	8,00
8	0,0941	133,03	8,02	0,1131	159,92	9,62	0,1250	176,75	10,63	0,1111	157,12	9,46	0,1066	150,68	9,07
13	0,0635	84,13	5,09	0,0829	109,97	6,63	0,0928	123,11	7,42	0,0764	101,27	6,11	0,0778	103,18	6,23
14	0,0888	154,12	9,29	0,1017	176,50	10,63	0,1142	198,29	11,93	0,1046	181,52	10,93	0,0979	170,01	10,24
15	0,0902	191,97	11,57	0,0940	200,10	12,06	0,1063	226,27	13,62	0,1102	234,53	14,12	0,0954	203,05	12,24
19	0,1355	149,60	9,00	0,1764	194,75	11,70	0,1983	218,97	13,16	0,1666	183,87	11,05	0,1757	193,98	11,66
20	0,0353	68,95	4,25	0,0403	78,85	4,83	0,0477	93,38	5,69	0,0434	84,83	5,19	0,0396	77,52	4,76
21	0,0845	133,26	8,04	0,1036	163,47	9,84	0,1185	186,99	11,25	0,1055	166,51	10,02	0,0989	156,02	9,40
22	0,1394	169,55	10,19	0,1623	197,33	11,86	0,1850	224,98	13,52	0,1660	201,80	12,13	0,1508	183,38	11,02
23	0,0814	85,59	5,16	0,0895	94,12	5,67	0,1052	110,69	6,67	0,1070	112,59	6,78	0,0905	95,23	5,74

OBS: lqt'' [%] ~ 6.qt''/100

Tabela XVII.4 - Determinação do número de Nusselt (inclinado para trás)

TESTE	$q_{\text{evap-F}}$ [W]	$q_{\text{evap-P}}$ [W]	$q_{\text{rad-F}}$ [W]	$q_{\text{rad-P}}$ [W]	$q_{\text{conv-F}}$ [W]	$q_{\text{conv-P}}$ [W]	$h_{\text{conv-F}}$ [W/m ² .K]	$(Nu)_{\text{exp}}$	$\log(Nu)_{\text{exp}}$	$(Nu)_{\text{teo}}$	$\log(Nu)_{\text{teo}}$
P01	20,72	19,94	10,52	6,31	10,20	13,63	4,18	86,73	1,94	88,27	1,95
P02	26,27	26,91	12,63	7,18	13,63	19,74	4,64	95,94	1,98	92,89	1,97
P03	29,36	29,25	14,44	8,23	14,92	21,02	4,40	90,38	1,96	96,33	1,98
P04	21,89	19,75	11,54	6,93	10,35	12,82	3,88	80,34	1,90	90,42	1,96
P05	19,34	16,21	10,48	5,73	8,86	10,48	4,09	82,24	1,92	81,10	1,91
P07	15,38	12,99	8,62	4,85	6,76	8,14	3,67	74,31	1,87	77,93	1,89
P08	22,48	19,92	12,00	6,45	10,48	13,46	3,96	79,57	1,90	85,79	1,93
P09	21,07	18,73	11,23	6,29	9,83	12,44	3,88	79,01	1,90	86,76	1,94
P10	16,92	14,16	9,48	5,51	7,44	8,65	3,51	71,86	1,86	82,82	1,92
P11	28,73	26,70	15,08	8,62	13,64	18,08	3,91	80,12	1,90	96,57	1,98
P12	21,82	18,56	11,72	7,01	10,10	11,55	3,71	76,61	1,88	90,88	1,96
P13	22,69	21,24	11,48	6,43	11,22	14,81	4,44	90,31	1,96	86,53	1,94
P14	23,67	21,63	11,51	6,90	12,17	14,73	4,57	94,57	1,98	90,30	1,96
P15	23,59	21,67	12,04	7,21	11,55	14,46	4,14	85,59	1,93	91,48	1,96
P17	19,28	16,82	10,54	5,76	8,74	11,06	3,93	79,05	1,90	81,69	1,91
P18	19,50	17,48	10,49	6,02	9,01	11,46	3,92	79,71	1,90	84,19	1,93
P19	22,74	20,98	12,26	6,74	10,48	14,25	3,92	79,48	1,90	87,38	1,94
P21	25,52	24,05	13,61	7,95	11,90	16,10	3,78	77,96	1,89	94,38	1,97
P24	23,08	21,59	11,89	7,17	11,19	14,41	4,06	84,12	1,92	91,43	1,96
P25	21,74	20,33	11,64	6,27	10,10	14,06	4,09	81,98	1,91	83,69	1,92