

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA  
MECÂNICA**

**RESFRIAMENTO DE PLACAS COM E SEM DEPOSIÇÃO DE  
ALUMÍNIO ATRAVÉS DA EBULIÇÃO DO R-113**

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

**SÉRGIO PEREIRA DA ROCHA**

**FLORIANÓPOLIS, JUNHO DE 2001.**

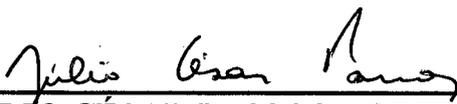
**RESFRIAMENTO DE PLACAS COM E SEM DEPOSIÇÃO DE  
ALUMÍNIO ATRAVÉS DA EBULIÇÃO DO R-113**

**SÉRGIO PEREIRA DA ROCHA**

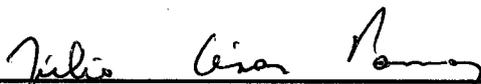
**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE**

**MESTRE EM ENGENHARIA**

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA E APROVADA EM SUA  
FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA**



**PROF. JÚLIO CÉSAR PASSOS – ORIENTADOR**

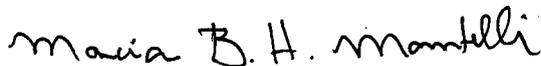


**PROF. JÚLIO CÉSAR PASSOS – COORDENADOR DO CURSO**

**BANCA EXAMINADORA**



**PROF. SÉRGIO COLLE – PRESIDENTE**



**PROF.ª MÁRCIA B. H. MANTELLI**



**PROF. VICENTE DE PAULO NICOLAU**



**PROF. ARMANDO ALBERTAZZI GONÇALVES JR.**

## *Agradecimentos*

Gostaria de expressar os meus mais altos protestos de agradecimento e consideração:

Ao Prof. Júlio César Passos por sua paciência em minha orientação e pela presença constante no desenvolvimento deste trabalho de mestrado.

Ao CNPq e AEB, pelo apoio financeiro. Ao LABSOLAR/NCTS e POSMEC por toda estrutura física fornecida.

Aos profs. Clóvis Maliska, Márcia Mantelli, Edson Bazzo, Paulo Philippi e Vicente Nicolau por suas contribuições e ensinamentos na disciplinas do POSMEC.

A Benedicto Rangel Pinheiro (professor e diretor do Colégio Dínamo – Alagoinhas - Bahia), por sua confiança e apoio.

Em especial, aos amigos Márcio Silveira, Marco Picanço, André Cunha, Fernando Furst e Gabriel Tapia pelas suas presenças em diversos momentos felizes e difíceis aqui em Florianópolis.

Ao engenheiro José Edson Basto (LABSOLAR/NCTS), por suas contribuições nos processos de montagem da bancada experimental.

Ao profs. Armando Albertazzi (LABMETRO), Augusto Buschinelli (LABMAT) e José Bellini e Celso Fernandes (ambos do LMPT), pelo empréstimo de equipamentos, fornecimentos das seções de teste com deposição de alumínio e análise dos resultados experimentais, respectivamente.

A Liziane Bittencourt por seu carinho e apoio sem restrições.

A Dona Lurdes, Sr. João e Andrei pelo convívio pacífico.

Aos amigos Alexandre Kupka, Walber Braga, Samuel Abreu, Paulo Couto, Hélio, Rangel, André Nisgoski, Matheus, Eduardo, Pedro, Jones, Kleber, Vinicius, Ulisses, Pablo, Jorge, Auler, André Lopes, Sylvio, Rafaela e Heitor, Flávia, Manfred, por suas valiosas amizades e palavras de apoio, fundamentais para vencer as dificuldades deste trabalho.

Agradeço, também, a todos aqueles que infelizmente não recorro o nome, mas de forma direta ou indireta contribuíram para a realização deste trabalho.

**A Deus**

Aos meus pais,  
Silvio Pereira da Rocha e  
Valdelice Batista da Rocha,  
Ao meu irmão,  
Silvio Pereira da Rocha Filho e  
Ao meu padrinho,  
Waldemiro Batista da Rocha (in Memorium).

# SUMÁRIO

Lista de Figuras.....	ix
Lista de Tabelas.....	xii
Simbologia.....	xiii
Resumo.....	xv
Abstract.....	xvi
<b>Capítulo 1 - Introdução.....</b>	<b>1</b>
<b>Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica.....</b>	<b>3</b>
2.1 Introdução.....	3
2.2 Curva de ebulição em vaso.....	3
2.3 Estudo da ebulição nucleada.....	5
2.3.1 O fenômeno da nucleação heterogênea.....	5
2.3.2 Crescimento de bolhas.....	8
2.4 Ebulição em superfícies planas.....	10
2.4.1 Efeito da orientação da superfície aquecedora.....	11
2.4.2 Superfícies intensificadoras.....	13
2.4.2.1 Densidade de sítios de nucleação.....	14
2.4.2.2 Influência da rugosidade na transferência de calor.....	14
2.4.2.3 Influência da camada porosa na transferência de calor.....	16
2.5 Correlações.....	21
2.5.1 Correlação de Rohsenow.....	21
2.5.2 Correlação de Borishanski.....	21
2.5.3 Correlação de Stephan e Adbelsalam.....	22
2.5.4 Correlação de Cooper.....	22
2.6 Resumo.....	23
<b>Capítulo 3 - Experimento.....</b>	<b>24</b>
3.1 Introdução.....	24
3.2 Aparato experimental.....	24
3.2.1 Características das placas com deposição de alumínio.....	26
3.2.2 Características das placas sem deposição de alumínio.....	29
3.2.3 Seção de teste.....	30

3.2.4	Calibração do fluxímetro de calor.....	32
3.2.5	Acessórios.....	33
	a Sistema de aquisição de dados.....	34
	b Fonte de alimentação elétrica.....	34
	c Criostato .....	34
	d Computador.....	34
3.3	Propriedades do fluido refrigerante (R-113) .....	34
3.4	Procedimento experimental.....	35
	3.4.1 Metodologia experimental.....	35
	3.4.2 Condições de teste.....	36
3.5	Cálculo das temperaturas de placa.....	40
3.6	Resumo.....	41
<b>Capítulo 4 - Determinação de <math>Q_p</math>, <math>T_1</math>, <math>T_2</math>, <math>q</math> e <math>h_s</math>.....</b>		<b>42</b>
4.1	Introdução.....	42
4.2	Seqüência de cálculos.....	42
	4.2.1 Cálculo das resistências $R_1$ a $R_7$ .....	44
	4.2.2 Cálculo das temperaturas de parede extrapoladas do ponto P para os pontos 1, 2 e 3.....	44
	4.2.3 Cálculo do calor, $Q_{p1}$ , que passa através do fluxímetro de calor.....	45
	4.2.4 Cálculo das temperaturas $T_5$ e $T_6$ .....	45
	4.2.5 Cálculo da temperatura de película média ( $T_{pel}$ ).....	45
	4.2.6 Cálculo de $\mu$ , $k$ , $\rho$ e $c_p$ para a temperatura de película do item 4.2.5.....	46
	4.2.7 Cálculo de $\alpha$ , $\beta$ , $\nu$ e $L_a$ .....	46
	4.2.8 Cálculo dos números de Rayleigh e de Nusselt.....	47
	4.2.9 Cálculo de $h$ entre o fluido refrigerante e a placa de PVC.....	48
	4.2.10 Cálculo do calor perdido ( $Q_{p2}$ ).....	48
	4.2.11 Cálculo do calor total, $Q_t$ , fornecido pela resistência elétrica.....	48
	4.2.12 Cálculo do fluxo de calor líquido ( $q$ ).....	48
	4.2.13 Verificação da convergência.....	48
	4.2.14 Admitir que $h_i=h_{i1}$ .....	49
	4.2.15 Cálculo do coeficiente de transferência de calor ( $h_s$ ).....	49
4.3	Fluxograma de cálculo.....	50

4.4	Verificação dos resultados.....	50
4.5	Resultados.....	51
4.6	Conclusões.....	52
<b>Capítulo 5 – Resultados Experimentais.....</b>		<b>53</b>
5.1	Introdução.....	53
5.2	Início da ebulição.....	53
5.2.1	Placa horizontal para cima com deposição de alumínio.....	53
5.2.2	Placa horizontal para cima sem deposição de alumínio.....	55
5.2.3	Placa horizontal para baixo com deposição de alumínio.....	56
5.2.4	Placa horizontal para baixo sem deposição de alumínio.....	56
5.2.5	Placa inclinada com deposição de alumínio.....	58
5.2.6	Placa inclinada sem deposição de alumínio.....	59
5.2.7	Placa vertical com deposição de alumínio.....	59
5.2.8	Placa vertical sem deposição de alumínio.....	60
5.2.9	Análise dos resultados.....	61
5.3	Efeito da temperatura do líquido.....	62
5.4	Efeito do tipo de superfície.....	63
5.5	Validação dos testes em convecção natural.....	66
5.6	Incerteza experimental.....	68
5.7	Conclusões.....	69
<b>Capítulo 6 – Determinação do coeficiente de transferência de calor.....</b>		<b>71</b>
6.1	Efeito da orientação da placa sobre o $h_{\text{experimental}}$ .....	71
6.1.1	Determinação da camada de líquido superaquecido.....	73
6.2	Comparação dos resultados experimentais com as correlações.....	74
6.3	Desvio das correlações com os dados experimentais.....	76
6.4	Incertezas experimentais.....	77
6.5	Conclusões.....	77
<b>Capítulo 7 - Conclusões.....</b>		<b>79</b>
7.1	Recomendações para a continuação do trabalho.....	80
<b>Referências Bibliográficas.....</b>		<b>81</b>
<b>Apêndices.....</b>		<b>84</b>
<b>Apêndice A – Rugosidade.....</b>		<b>85</b>

A.1	Definição de rugosidade.....	85
A.2	Parâmetros de medição de rugosidade.....	85
A.2.1	Desvio médio aritmético ( $R_a$ ).....	86
A.2.2	Profundidade de alisamento ( $R_p$ ).....	86
<b>Apêndice B</b>	<b>– Incertezas Experimentais.....</b>	<b>88</b>
B.1	Cálculo das incertezas de $T_1$ e $T_2$ .....	88
B.1.1	Cálculo de $\delta q$ .....	89
B.1.2	Cálculo de $\delta R_2$ .....	90
B.2	Cálculo de $\delta R_5$ e $\delta R_6$ .....	90
B.3	Cálculo de $\delta R_7$ .....	91
B.4	Cálculo de $\delta T_4$ , $\delta T_5$ e $\delta T_6$ .....	92
B.5	Cálculo de $\delta h_s$ da ebulição.....	92
B.6	Cálculo de $\delta Q_p$ .....	93

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Curva da Ebulição. Extraída de Carey (1992).....	4
Figura 2.2	Modelo do ciclo de ebulição proposto por Hsu (1962). Extraída de Carey (1992).....	6
Figura 2.3	Temperatura próxima à superfície aquecedora. Extraída de Carey (1992).....	8
Figura 2.4	Processo de crescimento da bolha. Extraída de Collier e Thome (1996).....	9
Figura 2.5	Mecanismos de ebulição nucleada. Extraída de Collier e Thome (1996).....	10
Figura 2.6	Influência da orientação da placa. Extraída de Nishikawa et al. (1983).....	12
Figura 2.7	Seção transversal da superfície High Flux. Extraída de Webb (1994).....	13
Figura 2.8	Processos de evaporação em uma camada porosa. Extraída de Thomé (1990)....	16
Figura 2.9	Regiões do menisco. Extraída de Carey (1992).....	17
Figura 2.10	Processos de geração de vapor. Extraída de Thome (1990).....	18
Figura 2.11	Comparação da superfície High Flux com uma superfície lisa . Extraída de Webb (1994).....	18
Figura 2.12	Influência do diâmetro da partícula na transferência de calor. Extraída de Shi e Jang (1990).....	19
Figura 2.13	Influência do tipo de material na transferência de calor. Extraída de Shi e Jang (1990).....	19
Figura 2.14	Espessura da camada porosa. Extraída de Nishikawa et al. (1984).....	20
Figura 3.1	Aparato experimental.....	25
Figura 3.2	Disposição dos componentes da seção de teste.....	25
Figura 3.3	Estrutura porosa da deposição de alumínio. Medidas em milímetros.....	27
Figura 3.4	Forma da superfície da deposição de alumínio. Medidas em milímetros.....	28
Figura 3.5	Vista superior da camada de alumínio ampliada 30 vezes.....	28
Figura 3.6	Vista superior da camada de alumínio ampliada 250 vezes.....	29
Figura 3.7	Perfil da rugosidade da superfície da placa sem deposição de alumínio.....	30
Figura 3.8	Posicionamento dos termopares na placa sem deposição. Medidas em milímetros.....	30
Figura 3.9	Componentes da seção de teste montadas no suporte de PVC. Medidas em milímetros.....	31
Figura 3.10	Corpo de prova, fluxímetro de calor e resistência elétrica.....	32
Figura 3.11	Montagem para calibração do fluxímetro de calor. Extraído de Güths (1994).....	33
Figura 3.12	Orientações testadas.....	37
Figura 3.13	Temperatura da parede da superfície aquecedora e do banho.....	38
Figura 3.14	Tensão elétrica aplicada nos bornes da resistência elétrica.....	39

Figura 3.15	Tensão nos bornes do fluxímetro de calor.....	39
Figura 4.1	Seção de teste e circuito térmico de resistências.....	43
Figura 4.2	Seção transversal da placa. (a) – Seção com deposição; (b) – Seção sem deposição. Figuras fora de escala e medidas em milímetros.....	45
Figura 4.3	Fluxograma do programa computacional.....	50
Figura 4.4	Calor perdido em função do fluxo de calor líquido.....	50
Figura 5.1	Temperatura de parede em função do tempo para a placa com deposição, na posição horizontal e voltada para cima. $T_f = 30,4 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	54
Figura 5.2	Fluxo de calor em função do tempo para a placa com deposição, na posição horizontal e voltada para cima. $T_f = 30,4 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	54
Figura 5.3	Temperatura de parede em função do tempo para a placa sem deposição, na posição horizontal e voltada para cima. $T_f = 22,8 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	55
Figura 5.4	Fluxo de calor em função do tempo para a placa sem deposição, na posição horizontal e voltada para cima. $T_f = 22,8 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	55
Figura 5.5	Temperatura de parede em função do tempo para a placa com deposição, na posição horizontal e voltada para baixo. $T_f = 30,3 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	56
Figura 5.6	Fluxo de calor em função do tempo para a placa com deposição, na posição horizontal e voltada para baixo. $T_f = 30,3 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	56
Figura 5.7	Temperatura de parede em função do tempo para a placa sem deposição, na posição horizontal e voltada para baixo. $T_f = 21,8 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	57
Figura 5.8	Fluxo de calor em função do tempo para a placa sem deposição, na posição horizontal e voltada para baixo. $T_f = 21,8 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	57
Figura 5.9	Temperatura de parede em função do tempo para a placa com deposição e inclinada de $60^\circ$ . $T_f = 44,8 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	58
Figura 5.10	Fluxo de calor em função do tempo para a placa com deposição e inclinada de $60^\circ$ . $T_f = 44,8 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	58
Figura 5.11	Temperatura de parede em função do tempo para a placa sem deposição e inclinada de $60^\circ$ . $T_f = 21,2 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	59
Figura 5.12	Fluxo de calor em função do tempo para a placa sem deposição e inclinada de $60^\circ$ . $T_f = 21,2 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	59
Figura 5.13	Temperatura de parede em função do tempo para a placa com deposição, na posição vertical. $T_f = 31,2 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	60
Figura 5.14	Fluxo de calor em função do tempo para a placa com deposição, na posição vertical. $T_f = 31,2 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	60
Figura 5.15	Temperatura de parede em função do tempo para a placa sem deposição, na posição vertical. $T_f = 29,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	61
Figura 5.16	Fluxo de calor em função do tempo para a placa sem deposição, na posição vertical. $T_f = 29,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	61
Figura 5.17	Efeito da temperatura do banho na placa com deposição.....	63
Figura 5.18	Efeito da temperatura do banho na placa sem deposição.....	63
Figura 5.19	Curvas de ebulição obtidas experimentalmente com o banho próximo a $22 \text{ }^\circ\text{C}$ ..	64
Figura 5.20	Curvas de ebulição obtidas experimentalmente com o banho próximo a $45 \text{ }^\circ\text{C}$ ..	64
Figura 5.21	Intensificação da transferência de calor.....	65
Figura 5.22	Validação dos testes em convecção natural.....	68

Figura 5.23	Incerteza percentual da temperatura.....	68
Figura 5.24	Incerteza percentual do fluxo de calor.....	69
Figura 6.1	Efeito da orientação sobre o coeficiente de transferência de calor da placa sem deposição.....	72
Figura 6.2	Efeito da orientação sobre o coeficiente de transferência de calor da placa com deposição.....	73
Figura 6.3	Espessura da camada de líquido superaquecido.....	74
Figura 6.4	Coeficiente de transferência de calor para a placa sem deposição. $T_f = 23,2$ °C..	74
Figura 6.5	Coeficiente de transferência de calor para a placa sem deposição. $T_f = 31,6$ °C..	75
Figura 6.6	Coeficiente de transferência de calor para a placa sem deposição. $T_f = 45,2$ °C..	75
Figura 6.7	Incerteza de $h$ em função de $q$ .....	77
Figura A.1	Determinação da linha média.....	85
Figura A.2	Determinação de $R_a$ .....	86
Figura A.3	Determinação de $R_p$ .....	87

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1	Conjunto de testes para uma orientação e uma temperatura do banho.....	37
Tabela 4.1	Espessuras e condutividades térmicas.....	43
Tabela 4.2	Dados de transferência de calor.....	51
Tabela 5.1	Superaquecimentos dos gráficos apresentados entre os itens 5.2.1. a 5.2.8.....	62
Tabela 6.1	Comparações das correlações.....	76
Tabela B.1	Incertezas de entrada.....	90
Tabela B.2	Incertezas experimentais de $T_2$ , $q$ e $h_s$ .....	94

## SIMBOLOGIA

### *Símbolos Comuns*

A	Área, [m <sup>2</sup> ]
C	Constante do fluxímetro de calor, [W/mV]
c <sub>p</sub>	Calor específico a pressão constante [kJ/(kgK)]
C <sub>fs, s</sub>	Coefficientes para a correlação de Rohsenow
d <sub>b</sub>	Diâmetro de partida de bolha, [m]
d <sub>p</sub>	Diâmetro de partícula, [m]
e	Espessura, [m]
f	Frequência, [s <sup>-1</sup> ]
g	Aceleração da gravidade = 9,81 ms <sup>-2</sup>
h	Coefficiente de transfer. de calor, [Wm <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]
h <sub>lv</sub>	Calor latente de vaporização, [Jkg <sup>-1</sup> ]
k	Condutividade térmica, [Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
L	Dimensão linear da seção de teste, [m]
L <sub>a</sub>	Comprimento característico, [m]
M	Peso molecular, [kgkmol <sup>-1</sup> ]
N	Número de sítios ativos de nucleação
Nu <sub>L</sub>	Número de Nusselt
p	Pressão, [bar]
P	Perímetro da seção de teste, [m]
p <sub>r</sub>	Pressão reduzida = p/p <sub>c</sub> ,
p <sub>c</sub>	Pressão crítica, [bar]
Pr	Número de Prandtl = ν/α
q	Fluxo de calor líquido, [Wm <sup>-2</sup> ]
Q	Calor, [W]
Q <sub>p</sub>	Calor perdido entre o PVC e o R-113, [W]
Q <sub>t</sub>	Calor dissipado pela resistência elétrica, [W]
R	Resistência elétrica, [Ω]

t	Tempo, [s]; espessura, [m]
T <sub>p</sub>	Temperatura de parede, [°C]
T <sub>f</sub>	Temperatura do banho, [°C]
t <sub>d</sub>	Tempo de crescimento e partida de bolhas, [s]
t <sub>f</sub>	Tempo de espera, [s]
V	Tensão, [Volt]

### *Símbolos Gregos*

α	Difusividade térmica, [m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]
β	Ângulo de contato, [rad]
∂	Derivada parcial
δ	Incerteza experimental
δ <sub>t</sub>	Camada de líquido superaquecido, [m]
μ	Viscosidade, [Pa.s]; micron, [10 <sup>-6</sup> ]
ν	Viscosidade cinemática, [m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]
θ	Diferença de temperatura, [K]; ângulo de contato, [rad]
ρ <sub>l</sub>	Densidade do líquido, [kgm <sup>-3</sup> ]
ρ <sub>v</sub>	Densidade do vapor, [kgm <sup>-3</sup> ]
σ	Tensão superficial, [(Nm)m <sup>-2</sup> ]
Ω	Ângulo de inclinação da placa
ΔT <sub>sat</sub>	Superaquecimento, [°C]

### *Índices Subscritos*

b	Bolha
cn	Convecção natural
e	Espera
f	Fluido refrigerante
i	Inferior
l	Líquido
máx	Máximo

r	Raio, [m]	mín	Mínimo
R <sub>a</sub>	Desvio médio aritmético, [μm]	p	Parede; pressão, [bar]
R <sub>aL</sub>	Número de Rayleigh = $\frac{g\beta(T_o - T_f)L_a^3}{\nu\alpha}$	s	Superior
R <sub>p</sub>	Profundidade de alisamento, [μm]	sat	Saturação
T	Temperatura, [°C] ou [K]; Tempo, [s]	v	Vapor

## RESFRIAMENTO DE PLACAS COM E SEM DEPOSIÇÃO DE ALUMÍNIO ATRAVÉS DA EBULIÇÃO DO R-113

A necessidade de se desenvolver equipamentos cada vez mais compactos e com altas taxas de transferência de calor como, por exemplo, em trocadores de calor tipo placa, em evaporadores com tubos micro-aletados, entre outros, fez com que o estudo da ebulição se desenvolvesse nestas últimas décadas.

No presente trabalho, são apresentados resultados experimentais referentes à transferência de calor por ebulição de placas planas para o fluido de resfriamento R-113, em banho, nos regimes de convecção natural e de ebulição nucleada, à pressão atmosférica e fluxos de calor baixo e moderado ( $< 45 \text{ kW/m}^2$ ), com temperaturas do banho próximas de 20, 30 e 45°C. Foram testadas duas placas de aço inoxidável, uma com deposição de alumínio e a outra sem. Foram analisados os efeitos da orientação da superfície aquecedora em relação ao vetor aceleração da gravidade e da temperatura do fluido refrigerante. O efeito quanto ao tipo de superfície também foi analisado. O coeficiente de transferência de calor experimental, para a placa lisa, foi comparado com os coeficientes obtidos pelas correlações de Rohsenow, Cooper, Borishanski e Stephan e Abdelsalam. Em todos os testes, o coeficiente de transferência de calor para a placa com superfície aquecedora voltada para baixo foi maior do que para o caso com a superfície aquecedora voltada para cima. Isto é devido à formação de grandes bolha de vapor com uma película de líquido entre estas e a superfície aquecedora, acarretando a vaporização da película de líquido.

Palavras chave: *Ebulição, Ebulição intensificada, Ebulição nucleada, Nucleação.*

## COOLING OF PLATES WITH AND WITHOUT DEPOSITION OF ALUMINUM THROUGH THE R-113 BOILING

The necessity of development of more and more compact equipment and with high rates of heat transfer such as, for example, in exchangers of heat type plate, evaporators with micro-finned tubes, among others, has made the boiling study to develop itself during the last decades.

In the present work, boiling heat transfer experimental results of flat plates for the fluid of cooling R-113 are presented, in bath, regimes of natural convection and nucleate boiling, to the atmospheric pressure and low and moderate heat flux ( $<45 \text{ kW/m}^2$ ), with bath temperatures next to 20, 30 and 45°C. Two stainless steel plates were tested, one with deposition of aluminum and another without. The effect of the orientation of the heated surface in relation to the vector acceleration of gravity and the temperature of the cooling fluid was analyzed. The effect as to the type of surface also was analyzed. The heat transfer coefficient experimental, for the smooth plate, was compared to the coefficients obtained for the correlations of Rohsenow, Cooper, Borishanski and Stephan and Abdelsalam. In all the tests, the heat transfer coefficient for the plate with heated surface orientated downwards was higher than the one with the heated surface orientated upwards. This is due to the formation of large vapor bubbles with a film of liquid between these and the heated surface, causing the vaporization of the liquid film.

**Keywords:** *Boiling, enhanced Boiling, Nucleate Boiling, Nucleation.*

# Capítulo 1

## Introdução

Os estudos realizados em transferência de calor por ebulição em piscina tiveram um avanço muito grande entre as décadas de 60 e 90, segundo Bergles (1997). Em seu artigo, Bergles apresenta o crescimento exponencial de publicações que têm contribuído para o domínio dos mecanismos de transferência de calor em ebulição.

Alguns campos importantes para a aplicação da transferência de calor por ebulição, ver Carey (1992), estão localizados na área de tecnologia de refrigeração, a exemplo de trocadores de calor e bombas de calor, e em processos de destilação. O estudo criterioso do fenômeno da ebulição nestes processos de transferência de calor, aumentam fortemente a eficiência dos equipamentos, fazendo com que seus custos de fabricação, de instalação e de manutenção fiquem reduzidos.

A utilização de tubos de calor e circuitos bifásicos com bombeamento capilar para aplicações espaciais, apresenta a necessidade de se conhecer o fenômeno de mudança de fase por ebulição que ocorre no interior destes equipamentos. Um dos limites observados ao se dimensionar estes termosifões é o limite por ebulição.

O presente trabalho analisa a transferência de calor, nos regimes de convecção natural e de ebulição nucleada, sob fluxos de calor moderados ( $q < 45 \text{ kW/m}^2$ ), entre duas seções de teste, com e sem deposição de alumínio. O fluido de trabalho é o R-113, por ter um ponto de ebulição de  $47,6^\circ\text{C}$ , à pressão atmosférica.

Os próximos parágrafos apresentam, resumidamente, os principais tópicos explorados nos capítulos que se seguem.

No Capítulo 2, é feita uma revisão da teoria da ebulição e dos principais trabalhos realizados em ebulição. Inicialmente, é apresentada a curva de ebulição e seus regimes característicos com enfoque no regime de ebulição nucleada. Na seqüência, é feito o estudo da ebulição em superfícies planas lisas seguida pelo estudo de superfícies intensificadoras. O efeito da orientação das superfícies é, também, estudado nesta revisão para verificar a influência da aceleração da gravidade na ebulição.

No Capítulo 3 são apresentados os aparato e procedimento experimentais com todos os componentes da seção de testes e o padrão dos testes executados para a aquisição dos dados.

O Capítulo 4 apresenta a modelagem do programa para o cálculo do calor que atravessa a placa de PVC e o valor da temperatura da superfície aquecedora em contato com o fluido refrigerante.

No Capítulo 5, são apresentados os principais resultados obtidos nos testes executados, conforme mencionado no Capítulo 3. Foram analisados a transição entre os regimes de convecção natural e de ebulição nucleada, a orientação da superfície aquecedora em relação ao vetor aceleração da gravidade, o efeito da temperatura do banho na curva de ebulição, o efeito do tipo de superfície aquecedora.

O estudo do coeficiente de transferência de calor é apresentado no Capítulo 6. Os resultados experimentais para a placa lisa são comparados às principais correlações existentes na literatura. São apresentados também os resultados experimentais obtidos para as orientações testadas.

No Capítulo 7, são apresentadas as conclusões do presente trabalho e os projetos futuros esperados para a continuação das pesquisas em ebulição. O Capítulo 8 destina-se às referências bibliográficas utilizadas no presente trabalho.

Por fim, são apresentados os Apêndices A e B. O Apêndice A apresenta as informações técnicas e teóricas sobre rugosidade. O Apêndice B apresenta a formulação para o cálculo das incertezas experimentais.

## Capítulo 2

### Revisão Bibliográfica

#### 2.1 – Introdução

Este capítulo tem por objetivo fazer uma revisão da teoria da ebulição. Inicialmente, é apresentada a curva de ebulição e seus regimes. Na seqüência, são apresentadas as principais condições para o início da ebulição, fenômeno também chamado de nucleação, ver Carey (1992) e Stephan (1992). Em seguida, é feito o estudo da ebulição em superfícies planas lisas seguido do mesmo estudo em superfícies intensificadoras no qual destacam-se os efeitos da rugosidade e da porosidade sobre a transferência de calor. O efeito da orientação das superfícies aquecedoras com relação ao vetor aceleração da gravidade também é estudado devido ao grande número de aplicações em trocadores de calor tipo placa.

Com o objetivo de comparar os resultados experimentais para a placa lisa obtidos na presente dissertação, são revisadas as correlações empíricas de Rohsenow, de Borishanski, de Stephan e Abdelsalam e de Cooper, as quais foram desenvolvidas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor.

#### 2.2 – Curva de ebulição em vaso

Na Figura (2.1) é apresentado o gráfico da curva de ebulição em vaso. Esta curva é dividida, basicamente, em quatro trechos, quais sejam:

##### ***Trecho AB - Regime de convecção natural***

Conforme Bejan (1994), o regime de convecção natural (ou livre) é caracterizado pelo movimento do fluido devido aos efeitos do empuxo e sem a presença de dispositivos externos. No caso de uma parede horizontal voltada para cima e aquecida, o fluido que está próximo a esta parede se expande, torna-se mais leve e se desloca para cima e neste deslocamento se resfria. Por outro lado, o fluido mais frio, por ser mais pesado, se desloca para baixo e se aquece. Este movimento de subida e descida do fluido cria o movimento de correntes de líquido e ocasiona a transferência de calor por convecção.

No caso de uma placa vertical aquecida, o fluido que está em contato com esta superfície é expandido e, portanto, fica mais leve que o resto do fluido. Desta forma, o fluido se desloca

para cima e passa a se aquecer e expandir por difusão térmica, em face do contato próximo com a parede aquecida. Logo após, o fluido se desloca na vertical, distante da parede aquecida, e ocorre o resfriamento e compressão do fluido. Portanto, no ciclo de convecção natural, conforme esquema apresentado por Bejan (1994), é observada a seguinte seqüência: aquecimento – expansão – resfriamento – compressão.

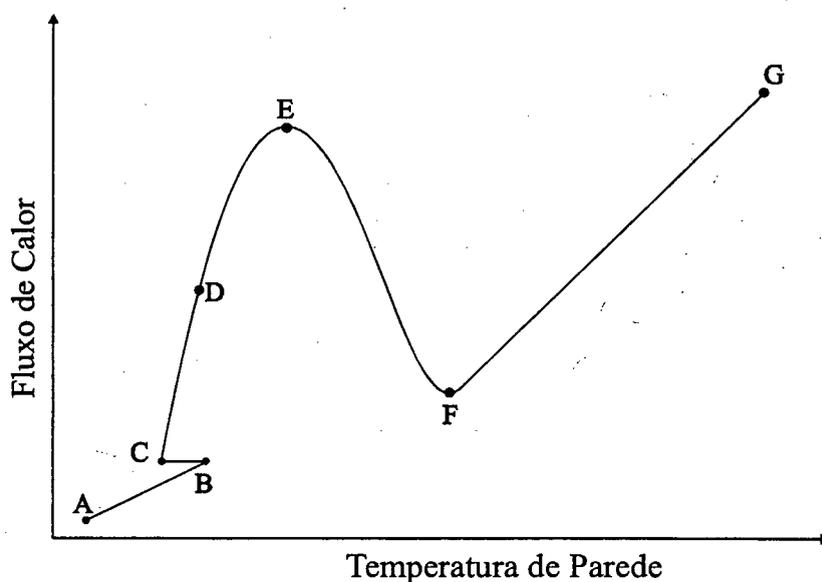


Figura 2.1 – Curva de Ebulição. Extraída de Carey (1992).

### **Trecho BCDE – Regime de ebulição nucleada**

O ponto B representa o início da ebulição nucleada, também conhecido pelas iniciais ONB (do inglês “onset nucleate boiling”, ver Carey (1992)). É neste ponto que o líquido está superaquecido e que são formadas as primeiras bolhas de vapor. Uma vez liberadas da superfície, o sítio ou local de nucleação é molhado pelo líquido mais frio que se encontra na vizinhança da parede aquecida e pode, inclusive, provocar o resfriamento local da parede, como está representado pelo trecho BC, da Figura (2.1).

No trecho CDE podem ser destacados dois processos: o de bolhas isoladas, conforme o trecho CD e o de bolsões e colunas de vapor, trecho DE. O regime de ebulição nucleada caracteriza-se por altas taxas de transferência de calor com baixas diferenças entre a temperatura da parede e a do fluido refrigerante. O limite do regime de ebulição ocorre para um fluxo de calor máximo, também chamado de fluxo crítico de calor, conforme indicado na Figura (2.1), no ponto E.

### ***Trecho EF - Regime de transição***

Neste regime, a parede aquecida pode estar coberta, intermitentemente, por bolhas como no regime de ebulição nucleada ou por uma película de vapor. Conforme a Figura (2.1), pode-se observar que à medida que a temperatura de parede aumenta, ocorre a diminuição do fluxo de calor. Dependendo do modo como a superfície é aquecida, se por fluxo de calor imposto ou por temperatura imposta, o regime de transição pode ser estabilizado ou não, ver Passos (1994).

### ***Trecho FG - Regime de ebulição em película***

Este regime caracteriza-se pela existência de uma camada contínua de vapor cobrindo a superfície aquecedora. A transferência de calor entre a superfície aquecedora e o fluido refrigerante ocorre por condução, ver Incropera e De Witt (1992).

Como é visto no gráfico da Figura (2.1) e trecho FG, um fluxo de calor elevado irá requerer elevada diferença de temperatura entre a superfície aquecedora e o fluido de trabalho. A interface vapor-líquido é ondulada, com oscilação de vales e picos que permitem lançar uma bolha de vapor na região de pico, seguida imediatamente da criação de um vale. O regime de ebulição em película pode apresentar instabilidades hidrodinâmicas caracterizadas por um comprimento de onda entre dois picos máximos. Estas instabilidades recebem o nome de instabilidade de Taylor, ver Passos (1994).

## **2.3 - Estudo da ebulição nucleada**

A ebulição nucleada está sendo utilizada em várias áreas da engenharia com o objetivo de se conseguir elevado fluxo de calor para pequenas diferenças de temperatura entre a superfície aquecedora e o fluido refrigerante.

Um exemplo típico da aplicação da transferência de calor em ebulição nucleada é encontrado nos evaporadores da indústria de refrigeração e condicionamento de ar. A ocorrência de altas taxas de transferência de calor, típicos dos processos bifásicos, possibilita a fabricação de trocadores de calor com menores dimensões.

### **2.3.1 – O fenômeno de nucleação heterogênea**

Um postulado, apresentado por Carey (1992), diz que todas as cavidades contêm gases (ou vapores) aprisionados. Este postulado é válido para a nucleação heterogênea que ocorre na interface entre o líquido e outra superfície.

A condição mínima para que ocorra a nucleação de uma bolha de vapor é que o líquido em contato com a superfície aquecedora esteja superaquecido. Esta condição mínima, porém não suficiente, é dada pela seguinte equação:

$$T_p - T_{sat}(p_l) \geq \frac{2\sigma T_{sat}(p_l)}{\rho_v r_c h_{lv}} \quad (2.1)$$

onde  $\sigma$  é a tensão superficial, [Nm/m<sup>2</sup>];  $r_c$  é o raio da cavidade da Figura (2.2), [m];  $h_{lv}$  é o calor latente de vaporização, [J/kg];  $T_p$  é a temperatura de parede da superfície aquecedora, [K];  $T_{sat}(p_l)$  é a temperatura de saturação do líquido na pressão  $p_l$ , [K];  $\rho_v$  é a massa específica do vapor, [kg/m<sup>3</sup>].

Portanto, não haverá a formação de uma bolha proveniente do germe de vapor existente em uma cavidade se a condição acima não for satisfeita.

Na Figura (2.2) está esquematizado o modelo proposto por Hsu (1962). É suposto existir uma pequena bolha na boca da cavidade.

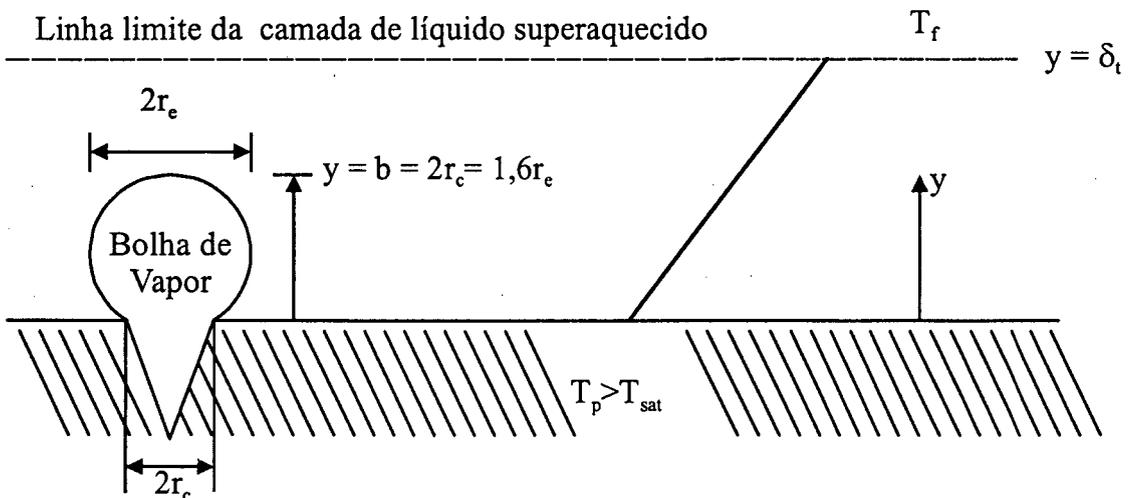


Figura 2.2 – Modelo do ciclo de ebulição proposto por Hsu (1962). Extraída de Carey (1992).

A linha tracejada representa o limite de uma camada de líquido superaquecido cuja espessura cresce, desde a superfície aquecedora (região hachurada) até atingir uma espessura  $\delta_t$ . Esta espessura é atingida após um período de tempo  $t_e$ , chamado tempo de espera. Para  $y > \delta_t$  a temperatura do líquido é igual à  $T_f$ .

De acordo com o modelo de Hsu, o crescimento da camada de líquido superaquecido resulta da condução de calor transiente unidirecional que é governada pela seguinte equação diferencial:

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = \alpha_l \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \quad (2.2)$$

onde  $\theta = T - T_f$ , [K];  $\alpha_l$  é o coeficiente de difusividade térmica do líquido, [m<sup>2</sup>/s];  $t$  é o tempo, [s]; e  $y$  é a distância da parede aquecedora à linha limite da camada de líquido superaquecido, [m].

Da Figura (2.2) deduz-se que as condições de contorno e condição inicial podem ser expressas por:

$$\theta = 0, \text{ em } t = 0;$$

$$\theta = 0, \text{ em } y = \delta_t \text{ e } t > 0;$$

$$\theta_p = T_p - T_f, \text{ em } y = 0 \text{ e } t > 0.$$

A solução da equação (2.2), com as condições de contorno e inicial acima, é expressa por:

$$\frac{\theta}{\theta_p} = \frac{\delta_t - y}{\delta_t} + \frac{2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(n\pi)}{n} \sin \left[ n\pi \left( \frac{\delta_t - y}{\delta_t} \right) \right] e^{-n^2 \pi^2 (\alpha_l t / \delta_t^2)} \quad (2.3)$$

O comportamento qualitativo da solução acima é apresentado na Figura (2.3). Esta solução indica que a camada de líquido superaquecido, próximo à parede, cresce até que  $y = \delta_t$ . Neste ponto é atingido o regime permanente. A variável  $b$  representa o raio crítico da bolha,  $r_{crit}$ , para a temperatura do banho.

A equação (2.4) representa o equilíbrio entre o superaquecimento e o raio da bolha,  $r_c$ . Esta equação foi obtida pela combinação das equações de Clausius-Clapeyron e de Young-Laplace. Desta forma, tem-se:

$$T_l - T_{sat}(p_l) = \frac{2\sigma T_{sat}(p_l)}{\rho_v h_{lv} r_c} \quad (2.4)$$

Usando a relação  $b = 2r_c = 1,6r_e$  desenvolvida por Hsu (1962) e as definições  $\theta_b = T_{y=b} - T_f$  e  $\theta_{sat} = T_{sat}(p_l) - T_f$ , a equação (2.4) pode ser reorganizada de forma a obter:

$$\frac{\theta_b}{\theta_p} = \frac{3,2\sigma T_{sat}(p_l)}{\rho_v h_{lv} \delta_t \theta_p \left( 1 - \frac{2r_c}{\delta_t} \right)} \quad (2.5)$$

Os limites, para os quais o superaquecimento é exigido, são determinados da intersecção da curva tracejada com a reta  $\overline{AB}$  que representa o regime permanente. Desta forma, ter-se-á os

limites de raio mínimo,  $r_{\min}$ , e raio máximo,  $r_{\max}$ , para que um germe de vapor seja ativo. A equação (2.6) representa a reta que liga os pontos A e B da Figura (2.3).

$$\frac{\theta}{\theta_p} = 1 - \frac{y}{\delta_t} \quad (2.6)$$

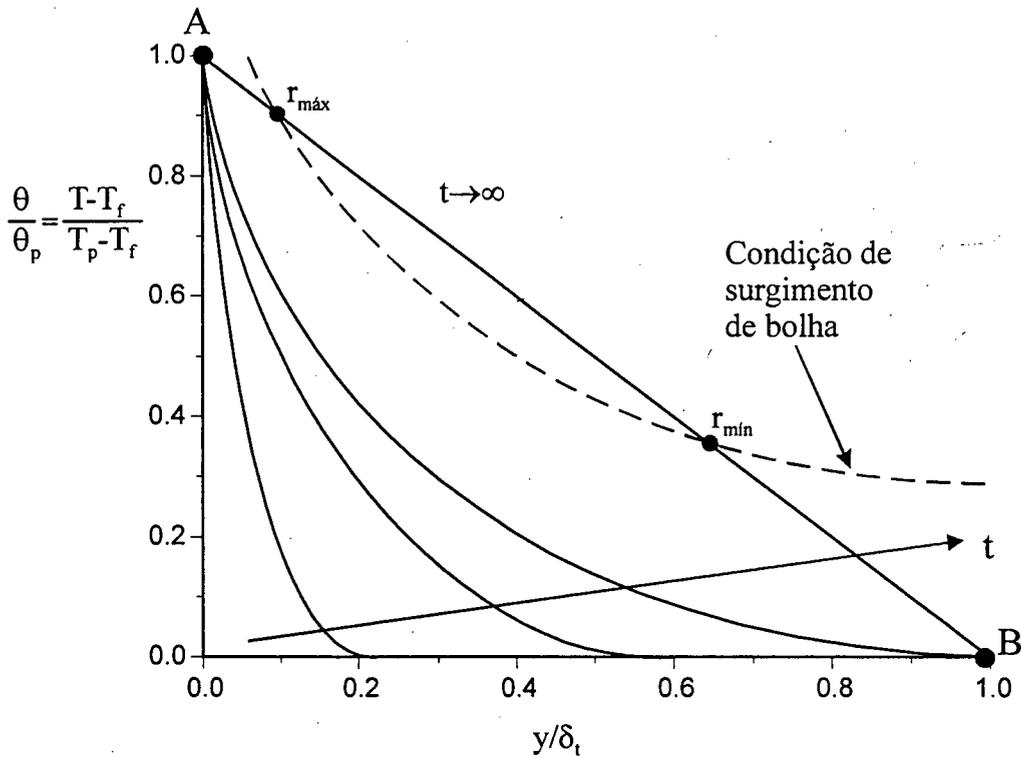


Figura 2.3 – Temperatura próxima à superfície aquecedora. Extraída de Carey (1992).

Os raios limites são determinados pela substituição da equação (2.6) na equação (2.5) e fazendo-se  $y = 2r_c$ , ver Figura (2.2). Resolvendo-se esta equação para  $r_c$ , resultam:

$$r_{\min} = \frac{\delta_t}{4} \left\{ 1 - \frac{\theta_{sat}}{\theta_p} - \left[ \left( 1 - \frac{\theta_{sat}}{\theta_p} \right)^2 - \frac{12,8\sigma T_{sat}(p_l)}{\rho_l h_{lv} \delta_t \theta_p} \right]^{1/2} \right\} \quad (2.7)$$

$$r_{\max} = \frac{\delta_t}{4} \left\{ 1 - \frac{\theta_{sat}}{\theta_p} + \left[ \left( 1 - \frac{\theta_{sat}}{\theta_p} \right)^2 - \frac{12,8\sigma T_{sat}(p_l)}{\rho_l h_{lv} \delta_t \theta_p} \right]^{1/2} \right\} \quad (2.8)$$

### 2.3.2 - Crescimento de bolhas

Como é visto na Figura (2.4) o processo de formação e crescimento da bolha envolve algumas passagens características.

Segundo Collier e Thome (1996), a Figura (2.4.a) representa o momento em que a bolha da Figura (2.4.e) se desprende da superfície aquecedora e retirou uma parcela da camada de

líquido superaquecido. Na Figura (2.4.a) há a presença de um germe de vapor (ou gás), o qual poderá ser ativado se atender às condições citadas no item 2.3.1 e sua temperatura de parede é maior que a temperatura de saturação na pressão do líquido, ou seja,  $T_p > T_{sat}(p_l)$ .

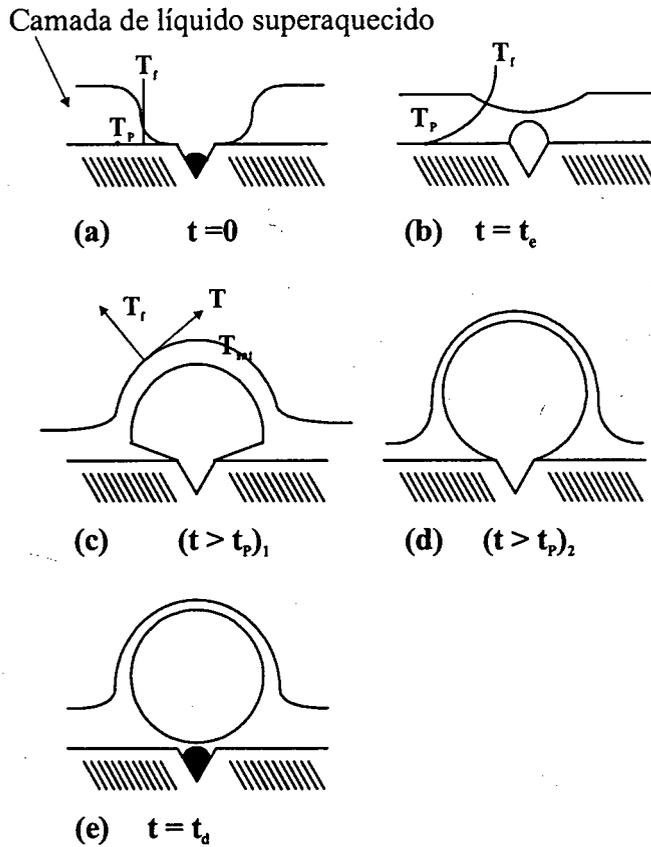


Figura 2.4 - Processo de crescimento da bolha. Extraída de Collier e Thome (1996).

Na Figura (2.4.b), depois do tempo de espera  $t_e$ , há a formação da camada de líquido superaquecido e o germe de vapor passa a ser uma pequena bolha de vapor (ou gás). Na Figura (2.4.c) ocorre o início do crescimento da bolha. Este desenvolvimento é rápido. Na Figura (2.4.d) o crescimento da bolha é lento devido às forças gravitacionais e de contato. Na Figura (2.4.e) ocorre a partida da bolha. Ela ocorre quando as forças de empuxo são maiores que as forças gravitacionais e de contato.

Observando-se o ciclo apresentado na Figura (2.4), deduz-se que o tempo para a formação da bolha é  $t_e$  e o tempo de crescimento e partida é  $t_d$ . Desta forma, o tempo total do ciclo partida de uma bolha é dado pela soma destes dois tempos. Como a frequência,  $f$ , é o inverso do tempo obtém-se:

$$f = \frac{1}{t_e + t_d} \quad (2.9)$$

## 2.4 - Ebulição em superfícies planas

São apresentados, na Figura (2.5), os mecanismos que compõem o modelo de transferência de calor em superfícies planas no processo de ebulição nucleada em piscina, segundo Hsu e Graham (1976). Eles têm as seguintes denominações e características:

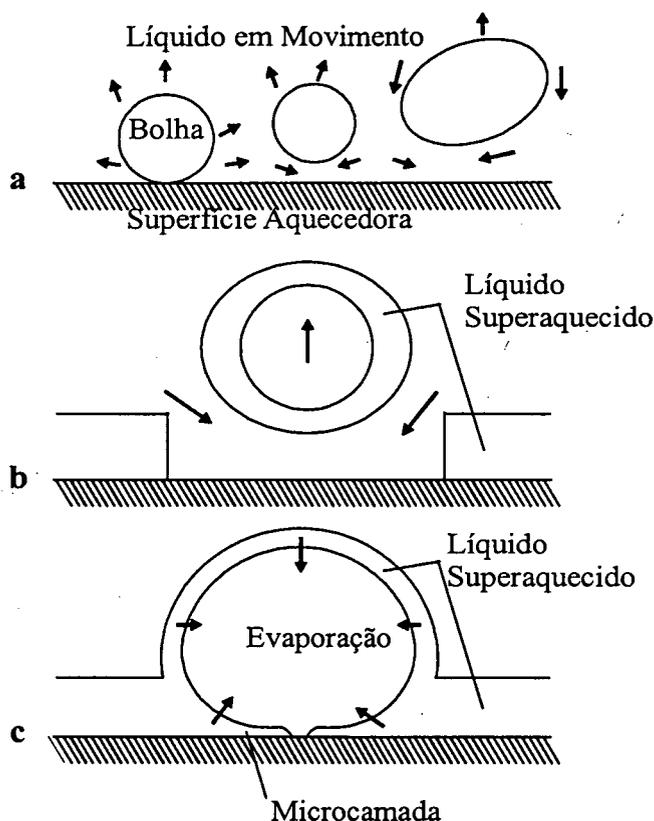


Figura 2.5 - Mecanismos de ebulição nucleada. Extraída de Collier e Thome (1996).

**Agitação das bolhas** - na Figura (2.5.a) o crescimento e partida das bolhas ocasionam a agitação do líquido o qual está inicialmente em convecção natural. Esta agitação cria o processo de transferência de calor em convecção forçada e este calor é transportado sob a forma de calor sensível no líquido superaquecido.

**Retirada da camada de líquido superaquecido** - na Figura (2.5.b) ocorre a retirada da camada de líquido superaquecido que é formada pela condução de calor transiente. Este processo ocorre ciclicamente quando a bolha se desprende da superfície aquecedora. Neste processo, assim como no processo anterior, o calor é transportado como calor sensível no líquido superaquecido.

**Evaporação** - na Figura (2.5.c) tem-se o crescimento da bolha de vapor na parede superaquecida gerada pela vaporização do líquido superaquecido, podendo este processo ser derivado de dois mecanismos:

- a) através da micro-camada líquida presa entre a superfície aquecedora e a parte inferior da bolha;
- b) através da camada de líquido superaquecido que encobre a parte superior da bolha. Neste processo há o transporte de calor latente o qual é função do volume e frequência de partida de bolhas e número de sítios de ebulição.

Conforme Collier e Thome (1996), o processo de ebulição em piscina é a combinação dos três mecanismos supracitados.

### 2.4.1 - Efeitos da orientação da superfície aquecedora

Dentre os fatores que podem influenciar na ebulição pode-se destacar a orientação da superfície. A Figura (2.6) apresenta dados obtidos por Nishikawa et al. (1983), para a água à pressão atmosférica e evidencia a influência da orientação da superfície aquecedora na transferência de calor, a baixos e moderados fluxos de calor. Acima de um fluxo de calor, em torno de  $17 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ , as curvas de ebulição são praticamente idênticas e, portanto, não há influência da orientação da superfície aquecedora. Nos fluxos de calor entre  $7 \times 10^4$  e  $17 \times 10^4 \text{ W/m}^2$  as curvas apresentam-se numa faixa de transição de existência de influência da orientação da superfície aquecedora. Abaixo de  $7 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ , a influência da orientação da superfície aquecedora é evidente. Segundo Moissis e Berenson (1963), a influência da orientação da superfície aquecedora sobre a transferência de calor por ebulição ocorre na transição entre o regime de ebulição nucleada com bolhas isoladas e o regime de colunas de vapor. Eles também concluíram que a intensificação referente à orientação é observada até o ponto onde o fluxo de calor é moderado. A equação (2.10) é um modelo semi-empírico para prever transição entre fluxo moderado (com bolhas isoladas) e altos fluxos (com grande produção de colunas de vapor). Segundo Bhattacharya e Lienhard (1972) esta equação é consistente para  $35^\circ < \theta < 85^\circ$  e aplicada para a água, bem como para diversos refrigerantes.

$$q_{MB} = 0,11 \rho_v h_v \theta^{1/2} \left( \frac{\sigma g}{\rho_l - \rho_v} \right)^{1/4} \quad (2.10)$$

Apesar de o R-113 não ter sido explicitamente testado pela correlação, vamos admitir aqui que esta correlação seja também válida para este fluido.

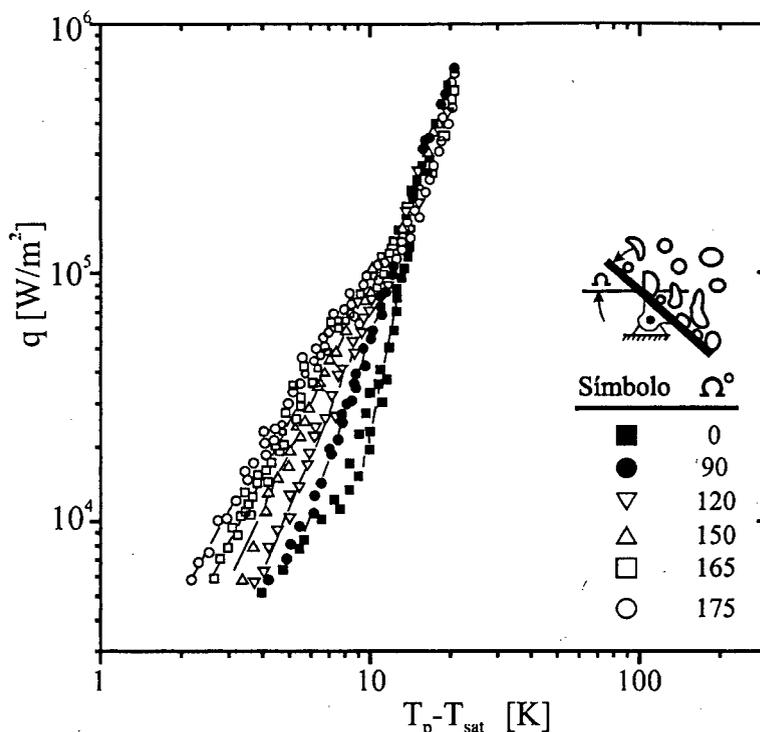


Figura 2.6 – Influência da orientação da placa. Extraída de Nishikawa et al. (1983).

Como se observa na Figura (2.6) e comentários de Nishikawa et al. (1983), à medida que se aumenta a inclinação da superfície aquecedora em relação ao plano horizontal, ocorre aumento na transferência de calor, para fluxos de calor inferiores a  $7 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ .

Conforme Nishikawa et al. (1983), na região de baixos fluxos de calor (abaixo de  $7 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ ), e com o aumento do ângulo de inclinação da superfície aquecedora, ocorre a diminuição da densidade de sítios de nucleação e o aumento do diâmetro das bolhas. Para este ângulo variando entre  $0$  e  $120^\circ$ , a geração de bolhas é quase periódica, os sítios de nucleação são distribuídos uniformemente sobre a superfície aquecedora e as bolhas partem isoladamente. Nesta região de baixos fluxos de calor, a transferência de calor é controlada principalmente pela agitação destas bolhas isoladas. Com isso, o coeficiente de transferência de calor,  $h$ , torna-se maior quando a densidade de sítios de nucleação é aumentada. Este aumento de  $h$  é observado até o ponto em que as bolhas isoladas prevalecem sobre a superfície aquecedora. Para ângulos superiores a  $150^\circ$  as bolhas crescem rapidamente logo após a sua geração, formando, assim, grandes bolsões de vapor ao longo da superfície aquecedora. Neste caso, a transferência de calor é controlada por dois mecanismos. O primeiro é originado pelo transporte do calor sensível ocasionado pela remoção da camada de líquido superaquecido. No segundo mecanismo, ocorre o transporte de calor latente ocasionado pela evaporação da película fina entre a bolha coalescida e a superfície aquecedora.

Para fluxos intermediários entre  $7 \times 10^4$  e  $17 \times 10^4$  W/m<sup>2</sup>, a coalescência entre as bolhas é observada em inclinações da superfície aquecedora inferiores a 120°, embora a superfície aquecedora seja coberta por bolhas isoladas. Nesta faixa de fluxo, as bolhas isoladas coexistem com as bolhas coalescidas.

Para fluxos de calor superiores a  $17 \times 10^4$  W/m<sup>2</sup>, a geração de bolhas é muito lenta e é observada a existência de grandes bolsões de vapor ocupando a superfície aquecedora. Neste caso, a vaporização é afetada pelas características de nucleação da superfície aquecedora, independentemente do ângulo de inclinação desta, e representa o mais importante mecanismo para a transferência de calor.

## 2.4.2 – Superfícies intensificadoras

As pesquisas em superfícies intensificadoras têm aumentado enormemente nos últimos anos. Muitos tipos de superfícies já foram patenteados como por exemplo, o High Flux, ver Figura (2.7), em que foram conseguidas diferenças entre as temperaturas da superfície aquecedora e do fluido refrigerante de até dez vezes menor para altos fluxos de calor, quando comparadas às superfícies lisas.



Figura 2.7 – Seção transversal da superfície High Flux. Extraída de Webb (1994).

O High Flux possui uma camada sinterizada de cobre e uma espessura de, aproximadamente, 0,3 mm. As partículas desta camada apresentam tamanhos de até 44 μm e os poros existentes são percolantes entre si. Além disso, há conexão entre a superfície aquecedora e o fluido refrigerante, ocorrendo, portanto, a evaporação da película fina (ver Figura (2.8)), conforme apresentado na Figura (2.7). Esta superfície foi testada em situações reais em evaporadores e sua ebulição tornou-se estável por um longo período de operação.

Bergles (1997) classificou as técnicas para intensificação da transferência de calor em superfícies aquecedoras em passivas e ativas. As primeiras não requerem nenhum ativador externo como, por exemplo, as superfícies com cobertura porosa ou com micro-aletas. Já as técnicas ativas exigem energia externa para promover a intensificação como, por exemplo, os campos eletrostáticos.

Segundo Bergles (1997), a evolução das pesquisas permite que se considere três gerações de tecnologias de transferência de calor. A primeira geração situa-se na época em que se pesquisava apenas tubos lisos. A segunda geração, correspondente aos dias atuais, são realizadas pesquisas em tubos com ranhuras bidimensionais e a terceira geração, a qual o autor define como sendo a tendência das pesquisas, serão estudadas ranhuras levando-se em consideração sua estrutura tridimensional.

A seguir, são apresentados os estudos de transferência de calor com superfícies rugosas e superfícies porosas por suas utilizações neste trabalho de dissertação. Em princípio, é apresentada a definição de densidade de sítios de nucleação, devido à sua importância nos processos supracitados.

#### **2.4.2.1 - Densidade de sítios de nucleação**

A densidade de sítios de nucleação representa o número de sítios ativos de nucleação,  $N$ , por unidade de área da superfície aquecedora,  $A$ .

Os estudos de Kurihari e Myers (1960) mostram que o coeficiente de transferência de calor,  $h$ , aumenta quando se aumenta a densidade de sítios de nucleação. A proporcionalidade entre eles é dada por:

$$h \propto \left( \frac{N}{A} \right)^{0,43} \quad (2.11)$$

#### **2.4.2.2 - Influência da rugosidade na transferência de calor**

Neste tópico é apresentado um estudo da influência da rugosidade na transferência de calor. A definição da rugosidade está apresentada no Apêndice A, juntamente com os tipos de rugosidade que interessam neste trabalho.

Jakob e Fritz (1931) foram os primeiros pesquisadores a estudar a influência da rugosidade na ebulição e verificaram a sua intensificação. Corty e Foust (1955), observaram que o aumento deste parâmetro ocasiona o resfriamento da superfície aquecedora em função do aumento de densidade de sítios de nucleação.

Segundo Hübner e Künstler (1997), a intensificação da transferência de calor em ebulição nucleada, em tubos com ranhuras trapezoidais em relação a tubos lisos, é devida principalmente à intensificação de formação das bolhas na parte superior das ranhuras, que são muito rugosas, como resultado do processo de fabricação dos tubos. A transferência de calor em tubos com ranhuras em forma de T ou de Y é consideravelmente melhorada em relação ao tubo liso em baixas pressões de saturação normalizadas, especialmente se comparadas com o mesmo fluxo de calor por comprimento de tubo.

Um estudo recente, de Golobič e Ferjančič (1999), abordou a função da superfície rugosa no fluxo de calor crítico na ebulição em piscina. Os resultados mostram o aumento do fluxo de calor crítico,  $q_{crit}$ , para superfícies rugosas, permitindo, assim, elevar a fase de ebulição nucleada. O líquido refrigerante utilizado no experimento foi o FC-72 à pressão atmosférica. Foram utilizados o titânio e o aço 1010 de diferentes espessuras como superfícies testadas.

Foi observado que a topografia da superfície e a micro-estrutura são fatores importantes na intensificação do fluxo de calor crítico da ebulição em piscina, devido à elevação da densidade de sítios de nucleação. Com esta elevação, ocorre uma maior partida de bolhas e conseqüentemente, um resfriamento da parede aquecida. Este resfriamento, por sua vez, proporciona o retardamento da ocorrência do  $q_{crit}$ , proporcionando assim a sua intensificação.

As rugosidades das superfícies aquecedoras no trabalho de Golobič e Ferjančič (1999), foram obtidas pelo processo de lixamento ou pelo ataque da superfície de aço inoxidável 1010 com ácido sulfúrico ( $H_2SO_4$ ). Os resultados foram os seguintes:

- para superfícies com rugosidades  $R_a$  entre 0,25  $\mu m$  e 1,5  $\mu m$  o fluxo de calor crítico aumentou entre 6% e 12%. A comparação destes resultados foi efetuada com uma superfície de baixa rugosidade ( $R_a=0,07 \mu m$ ). A definição desta rugosidade se encontra no Apêndice A, conforme mencionado no início deste item.
- usando a superfície banhada em ácido sulfúrico conseguiu-se um aumento de 29% do fluxo de calor crítico, com rugosidade da superfície igual a 0,20  $\mu m$ .

É interessante salientar que estes resultados são modestos se comparados com os resultados alcançados utilizando-se revestimentos em que a proporção de metais e partículas de óxido-metálicos variou. Por exemplo, para uma superfície recoberta contendo 90% de metais e partículas de óxido-metálicos e rugosidade  $R_a=0,41 \mu m$ , obteve-se um fluxo de calor crítico 130% superior ao fluxo de calor crítico obtido com a superfície de baixa rugosidade mencionada

anteriormente. Conclui-se, portanto, que a micro-estrutura tem uma grande influência na transferência de calor por ebulição.

### 2.4.2.3 - Influência da camada porosa na transferência de calor

Revestimentos porosos podem ser empregados como intensificadores da ebulição nucleada. Por conseguinte, faz-se necessário uma revisão de estudos que produzem esta melhoria.

Inicialmente, é apresentado o processo de evaporação em superfícies com cobertura porosa. Ele se subdivide em três tipos: evaporação de um filme fino, evaporação capilar e evaporação externa, conforme mostrado na Figura (2.8).

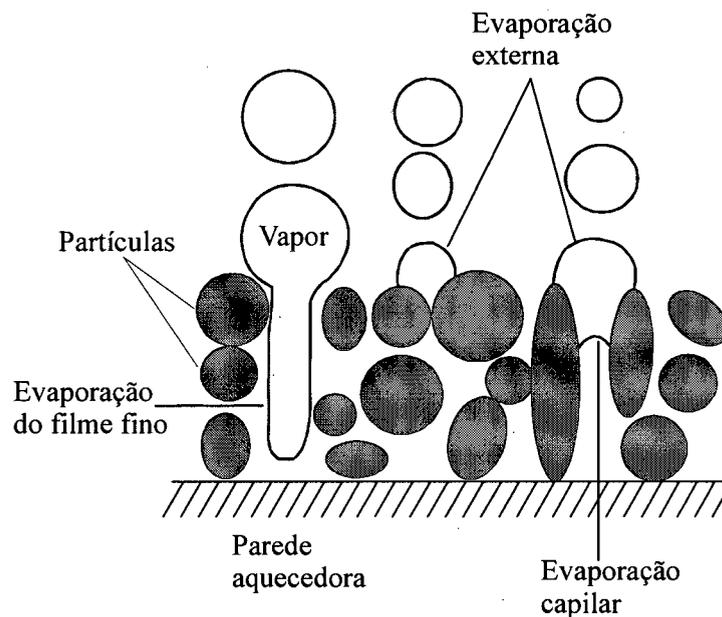


Figura 2.8 - Processos de evaporação em uma camada porosa. Extraída de Thome (1990).

**Evaporação de uma película fina** – este processo é resultado da convecção e/ou condução de calor, através de películas líquidas formadas nos caminhos existentes na superfície com cobertura porosa e ocorre portanto no interior do meio poroso.

O coeficiente de transferência de calor para uma película fina local ( $h_{ff}$ ) é expresso pela seguinte expressão:

$$h_{ff} = \frac{k_l}{t_f} \quad (2.12)$$

onde  $t_f$  é a espessura da película, [m];  $k_l$  é a condutividade térmica do líquido, [W/mK].

**Evaporação capilar** – este processo é derivado da vaporização do líquido no menisco localizado no caminho aberto que liga a superfície aquecedora e a superfície externa, ver Figuras (2.8) e (2.9).

**Evaporação externa** - este processo é o mesmo que ocorre em superfícies planas lisas ou rugosas. No entanto, em baixos superaquecimentos estas superfícies são inativas, enquanto que na superfície com cobertura porosa as bolhas emergem e podem crescer na camada de contorno térmica externa.

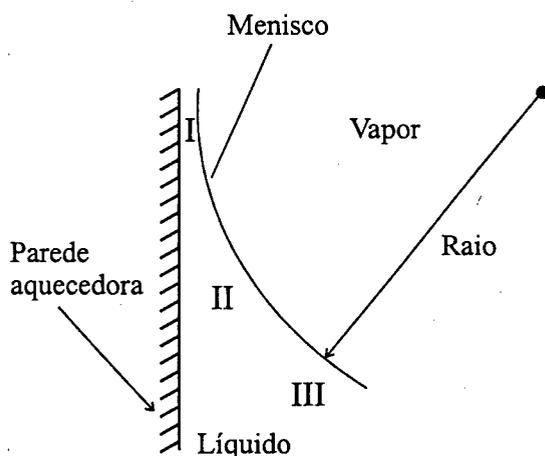


Figura 2.9 – Regiões do menisco. Extraída de Carey (1992).

Segundo Carey (1992), o menisco apresenta três regiões distintas. De acordo com a Figura (2.9), a região I é fortemente influenciada por forças originadas da pressão de separação (ou disjoining pressure). Na região II as forças de separação são menores, mas ainda há a sua incidência. Finalmente, na região III não há influência dessas forças e é onde ocorre maior evaporação.

De forma esquemática, ver Figura (2.10), pode-se observar a intensificação das superfícies com camada porosa. A figura apresenta a comparação do processo de ebulição em uma cavidade de uma superfície plana lisa com outras duas superfícies com coberturas porosas. A região hachurada representa a superfície aquecedora. Pode-se notar a intensificação de bolhas na Figura (2.10.b), que é uma superfície com cobertura porosa em que o fluido refrigerante tem contato com a superfície aquecedora. A Figura (2.10.a) corresponde a uma superfície plana lisa e é visivelmente pouco ebulidora. A Figura (2.10.c) corresponde a uma superfície com cobertura porosa em que a parede aquecedora não tem contato direto com o líquido refrigerante, porém comparando-a com a superfície lisa, pode-se dizer que se trata de uma superfície intensificadora, pois a camada porosa possui uma densidade de sítios de nucleação maior, possibilitando a formação de um número maior de bolhas.

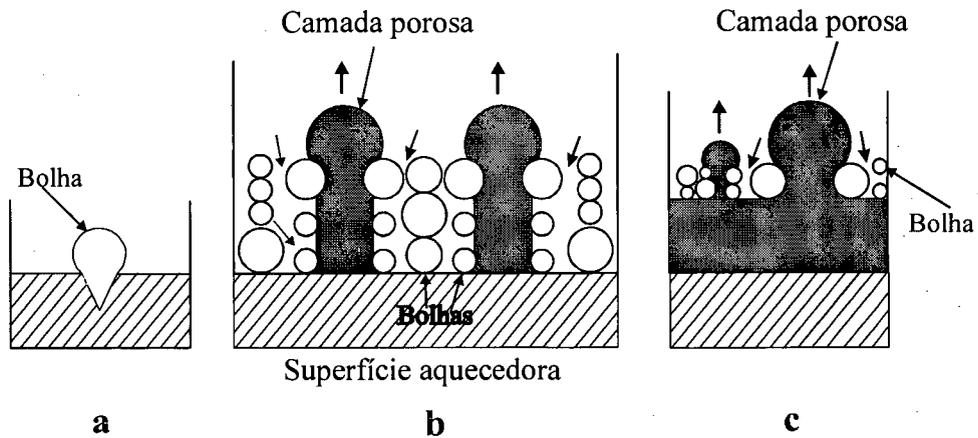


Figura 2.10 – Processos de geração de vapor. Extraída de Thome (1990).

Segundo Gottzmann et al. (1973), a superfície com cobertura porosa High-Flux, quando comparada a superfícies lisa, apresenta um  $\Delta T_{\text{sat}}$  cerca de dez vezes menor, para um mesmo fluxo de calor. A Figura (2.11) mostra estas diferenças quantitativas.

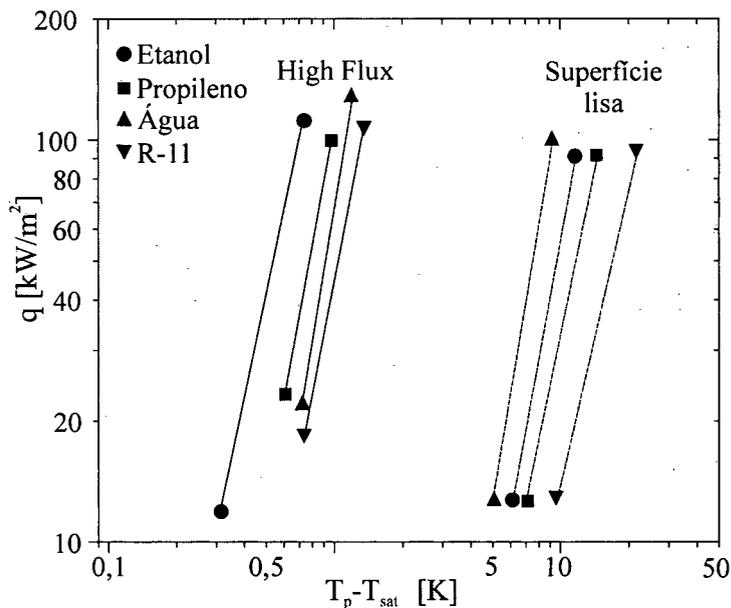


Figura 2.11 – Comparação da superfície High Flux com uma superfície lisa. Extraída de Webb (1994).

Shi e Jang (1990) analisaram, experimentalmente, os mecanismos de transferência de calor em ebulição nucleada saturada até o fluxo de calor crítico em um leito poroso. Foram utilizados a água e o etanol. Os testes foram feitos para camadas de cristais, alumínio e esferas de aço, com alturas variando entre 40 e 130 mm. A Figura (2.12) mostra os resultados de Shi e Jang (1990) sobre o efeito do diâmetro da partícula na transferência de calor no regime de

ebulição nucleada. Observa-se que com o aumento do diâmetro da partícula ocorre o aumento da taxa de transferência de calor, para um mesmo fluxo de calor.

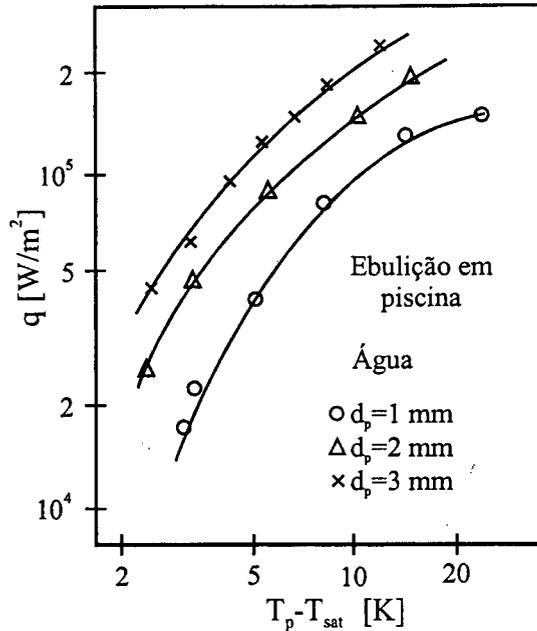


Figura 2.12 – Influência do diâmetro da partícula na transferência de calor. Extraída de Shi e Jang (1990).

Um outro resultado importante, também obtido por Shi e Jang (1990), é o efeito do material da partícula. Pela Figura (2.13) pode-se notar que materiais que apresentam maior condutividade térmica também apresentam maior taxa de transferência de calor. Esta análise foi feita para o mesmo diâmetro de partícula.

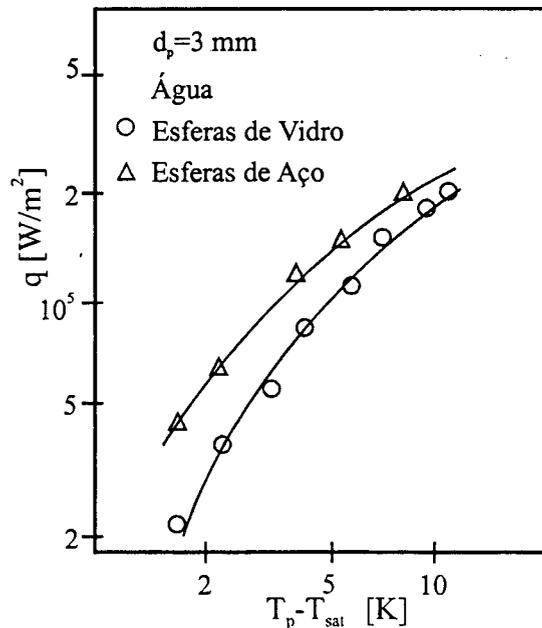


Figura 2.13 – Influência do tipo de material na transferência de calor. Extraída de Shi e Jang (1990).

Nishikawa et al. (1984) fizeram um estudo da transferência de calor no regime de ebulição nucleada, ver Figura (2.14), e demonstraram o efeito da espessura da camada sinterizada de cobre, para diferentes fluxos de calor, sobre o coeficiente de transferência de calor. O fluido de trabalho foi R-113 e as partículas de cobre tinham 0,25 mm de espessura.

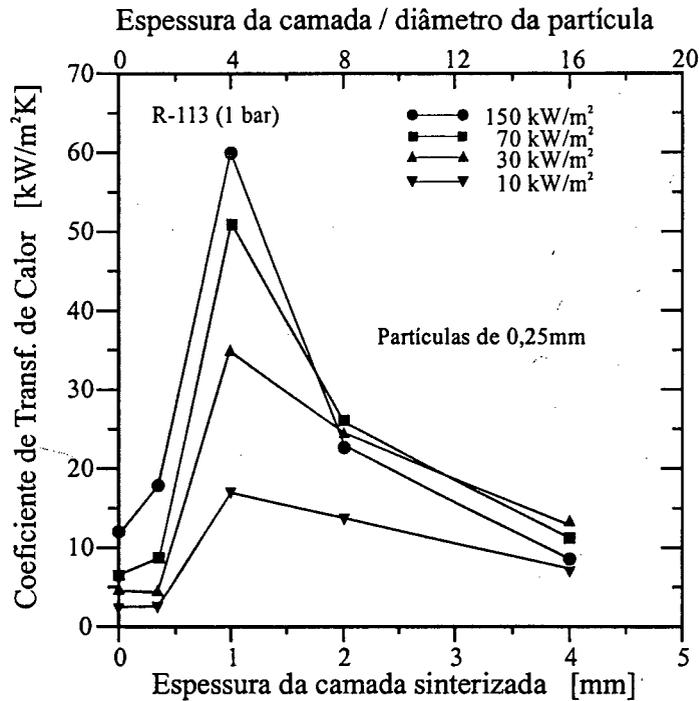


Figura 2.14 – Espessura da camada porosa. Extraída de Nishikawa et al. (1984).

É observado na Figura (2.14), que a melhor espessura da camada sinterizada (definida por Nishikawa et al. (1984)) é igual a 1 mm para partículas de diâmetro igual a 0,25 mm. À medida que se elevou o fluxo de calor de 10 para 150 kW/m<sup>2</sup>, o coeficiente de transferência de calor também apresentou uma elevação, para uma espessura da camada sinterizada variando entre 0 e 1 mm. Quando esta espessura variou de 2 para 4 mm, foi observado que o coeficiente de transferência de calor teve uma diminuição no seu valor absoluto em todas as faixas de fluxo de calor. Para a camada sinterizada variando entre 0 e 0,4 mm e fluxo de calor de até 30 kW/m<sup>2</sup>, não foi observada uma forte intensificação no coeficiente de transferência de calor. Portanto, a fim de obter tal intensificação, neste fluxo de calor, é necessário que se tenha uma espessura de camada sinterizada superior a 0,4 mm.

Chang e You (1996), estudaram a ebulição saturada do FC-72 em superfícies micro-porosas. Nas superfícies aquecedoras foram aplicadas partículas de cobre e alumínio. Eles concluíram que as superfícies micro-porosas apresentaram um coeficiente de transferência de

calor alto, para pequenos superaquecimentos na ebulição nucleada. Isto deveu-se à criação de estruturas micro-porosas na superfície aquecedora, que aumentam significativamente o número de sítios de nucleação ativos.

## 2.5 - Correlações

São apresentadas neste item as correlações mais empregadas na literatura para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor de placas sem deposição cujos resultados serão comparados aos resultados obtidos experimentalmente no presente trabalho. São elas as correlações de Rohsenow (1962), Borishanski (1969), Stephan e Abdelsalam (1980) e Cooper (1984).

### 2.5.1 - Correlação de Rohsenow

A correlação apresentada na equação (2.13) foi desenvolvida por Rohsenow (1962). Esta correlação é função das propriedades térmicas do fluido refrigerante, da diferença entre as temperaturas da superfície aquecedora e a temperatura de saturação do fluido refrigerante na pressão de trabalho.

$$h = \mu_l h_{lv} \left( \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right)^{0.5} \left( \frac{c_{pl}}{C_{sf} h_{lv} Pr^s} \right)^3 (T_p - T_{sat}(P_l))^2 \quad (2.13)$$

Na equação (2.13) o coeficiente  $s$  tem valor 1,7, conforme recomendado por Carey (1992), para os fluidos em geral. No caso da água, Rohsenow recomenda que este valor deve ser 1,0. Para o coeficiente  $C_{sf}$ , Carey recomendou utilizar o valor de 0,013 como primeira aproximação na inexistência de combinação fluido-superfície aquecedora e foi confirmado no trabalho de Pioro (1999), para o R-113 em contato com uma superfície de alumínio.

### 2.5.2 - Correlação de Borishanski

A correlação desenvolvida por Borishanski (1969) foi baseada em dados experimentais. Conforme visto na equação (2.14) ela é função da pressão reduzida do fluido refrigerante,  $p_r$ , do fluxo de calor líquido,  $q$ , e da pressão crítica do fluido refrigerante,  $p_c$ . Nesta equação tem-se o fluxo de calor em  $W/m^2$  e o coeficiente de transferência de calor em  $W/m^2K$ .

$$h = A^* q^{0,7} F(p_r) \quad (2.14)$$

onde,

$$A^* = 0,1011 p_c^{0,69} \quad (2.15)$$

$$F(p_r) = 1,8 p_r^{0,17} + 4 p_r^{1,2} + 10 p_r^{10} \quad (2.16)$$

$$p_r = \frac{p}{p_c} \quad (2.17)$$

$p$  é a pressão do fluido refrigerante no sistema, [bar];  $p_c$  é a pressão crítica do fluido refrigerante, [bar]; e  $p_r$  é a pressão reduzida.

### 2.5.3 - Correlação de Stephan e Abdelsalam

Esta correlação leva em consideração a rugosidade da superfície aquecedora,  $R_p$ , assim como as propriedades térmicas do banho e o diâmetro de partida da bolha,  $d_b$ . O coeficiente de transferência de calor é expresso como segue

$$h = 207 \frac{k_l}{d_b} \left( \frac{q d_b}{k_l T_{sat}} \right)^{0,745} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,581} Pr_l^{0,533} R_p^{0,133} \quad (2.18)$$

$$d_b = 0,0149 \theta \left[ \frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{0,5} \quad (2.19)$$

Segundo Stephan (1992), o ângulo de contato líquido - superfície aquecedora,  $\theta$ , é  $35^\circ$ , para o R-113. O fluxo de calor,  $q$ , de entrada é dado em  $W/m^2$  e o coeficiente de transferência de calor,  $h$ , é obtido em  $W/m^2K$ .

### 2.5.4 – Correlação de Cooper

Cooper (1984) desenvolveu a correlação para o cálculo do coeficiente de transferência de calor,  $h$ , em função da pressão reduzida,  $p_r$ , do fluxo de calor líquido,  $q$ , do peso molecular,  $M$  e da rugosidade superficial,  $R_p$ .

$$h = 55 p_r^a [-\log p_r]^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,67} \quad (2.20)$$

onde,

$$p_r = \frac{p}{p_c} \quad (2.21)$$

$$a = 0,12 - 0,2 R_p \quad (2.22)$$

e  $p$  é a pressão do fluido refrigerante no sistema, [bar];  $p_c$  é a pressão crítica do fluido refrigerante, [bar];  $p_r$  é a pressão reduzida;  $M$  é o peso molecular do fluido refrigerante, [kg/kmol]; e  $R_p$  é a profundidade da alisamento, conforme norma DIN 4762, [ $\mu\text{m}$ ], (ver Apêndice A).

## 2.6 – Resumo

Neste capítulo foram descritos os principais regimes que caracterizam a curva de ebulição e as condições requeridas para a ocorrência da nucleação. Em seguida, analisou-se a transferência de calor por ebulição em superfícies lisas e intensificadoras como, por exemplo, as superfícies rugosas e com cobertura porosa. Além disso, foram apresentadas as correlações que serão empregadas no Capítulo 6. Foi apresentado, também, o efeito da orientação da superfície aquecedora em relação ao vetor aceleração da gravidade.

As equações e correlações apresentadas nesta Revisão Bibliográfica mostram que a transferência de calor por ebulição, no regime de ebulição nucleada, pode ser intensificada em superfícies com características porosa e/ou rugosa.

## Capítulo 3

### Experimento

#### 3.1 - Introdução

Neste capítulo são apresentados o aparato experimental e a metodologia de execução dos testes. No primeiro são detalhadas a bancada experimental e as seções de teste enquanto no segundo são descritos todos os procedimentos experimentais, as condições de teste e a forma como foram calculadas as temperaturas da superfície aquecedora e do banho.

#### 3.2 - Aparato experimental

Os testes foram realizados em um banho de R-113, no interior de uma cuba de vidro transparente, ver Figura (3.1).

O aparato experimental utilizado neste trabalho é basicamente o mesmo utilizado por Reinaldo (1999). Este é constituído de uma cuba de vidro de diâmetro externo e alturas iguais a 230 e 270 mm, respectivamente, que é montada entre dois discos de aço inoxidável mantidos pressionados sobre o fundo e a borda da face superior por meio de quatro barras rosqueadas e com o auxílio de porcas a fim de permitir o seu fechamento. De forma a impedir o contato direto entre o vidro e o metal, juntas de borracha nitrílica de 1,5 mm de espessura são colocadas entre a cuba e os discos de aço inoxidável. O disco superior da cuba é dotado de passagens destinadas aos fios dos termopares, fluxímetro e condutores de alimentação elétrica, além de saída de vapor e retorno de condensado. Para controlar a temperatura do banho é utilizada uma serpentina construída em mangueira flexível de 9,5 mm. Nesta serpentina circula água e sua temperatura é controlada entre 5 e 75 °C por um criostato.

No detalhe apresentado na Figura (3.1), são mostrados o suporte da placa que constitui a seção de teste, juntamente com os diferentes fios dos termopares, do fluxímetro de calor e da resistência elétrica. Os fios identificados por 6 são os termopares que saem da parte inferior da placa de aço inoxidável. Os condutores de alimentação para a resistência elétrica e de medição de sinal do fluxímetro de calor são um total de quatro e estão identificados com os números 4 e 5, respectivamente. Os termopares de número 7 são utilizados para medir a temperatura do banho. Dois destes termopares estão posicionados logo abaixo da base de sustentação da seção

de teste e um acima da seção de teste, próximo à superfície aquecedora. As posições, onde os termopares da placa de aço inoxidável foram fixados, estão descritas no item 3.1.2.

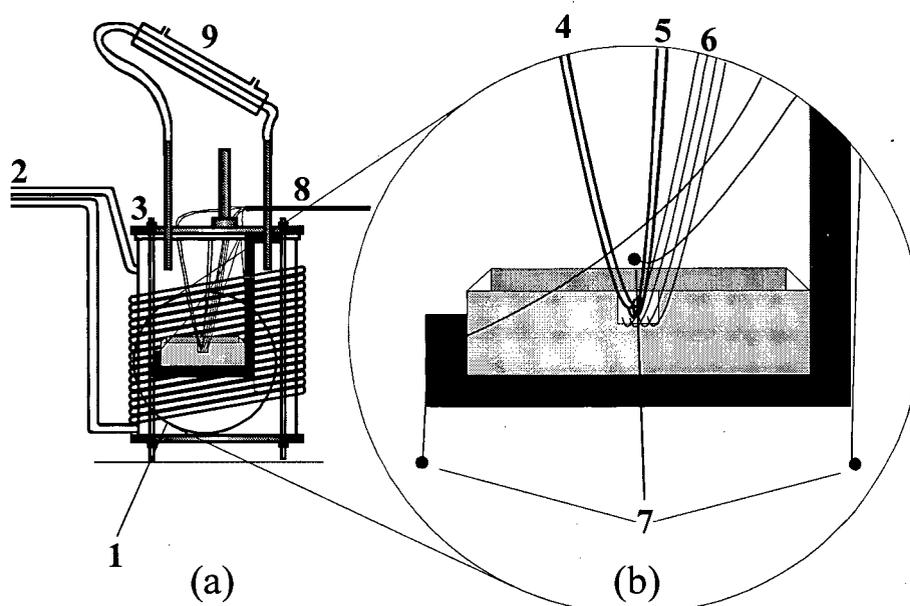


Figura 3.1 - Aparato experimental.

O equipamento, conforme a Figura (3.1) é constituído dos seguintes componentes:

1. Seção de teste; 2. Serpentina de água; 3. Disco de aço inoxidável; 4. Cabos de alimentação elétrica; 5. Cabos de saída do fluxímetro de calor; 6. Termopares da placa; 7. Termopares do banho; 8. Cabos conectados ao sistema de aquisição; 9. Condensador.

A Figura (3.2) apresenta uma imagem tridimensional da seção de teste apresentada na Figura (3.1.b).

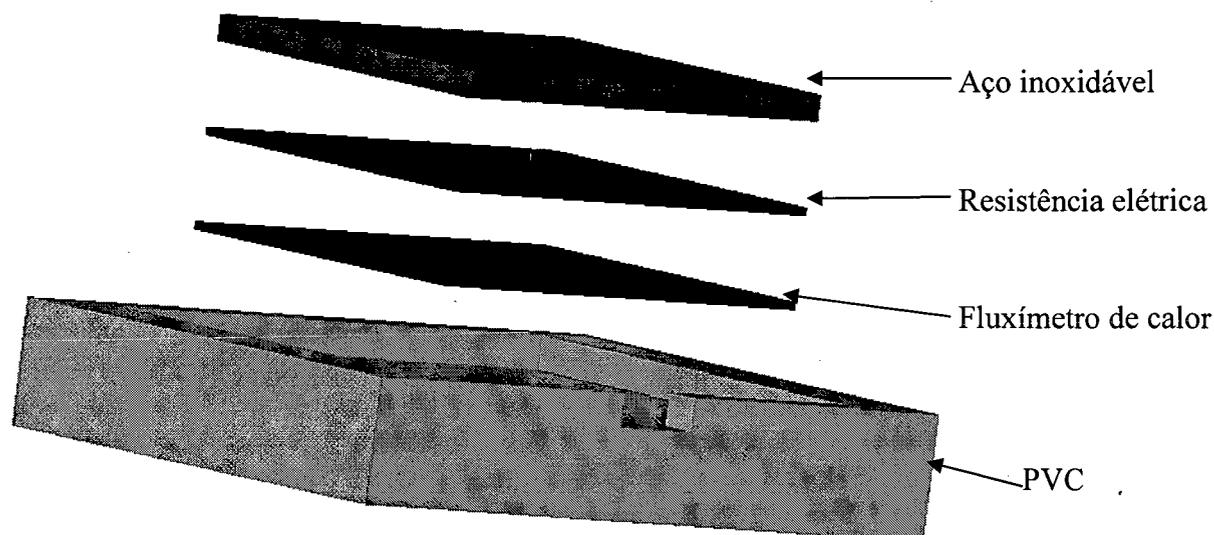


Figura 3.2 - Disposição dos componentes da seção de teste.

A seqüência dos componentes da Figura (3.2) é dada pela base em PVC, pela resistência elétrica, pelo fluxímetro de calor e pela chapa de aço inoxidável sem deposição de alumínio, montados no sentido vertical de baixo para cima, respectivamente.

As seções de teste estudadas neste trabalho são duas chapas de aço inoxidável AISI 1040, a primeira com deposição de alumínio (que está descrita logo abaixo) e a segunda sem esta deposição. As dimensões nominais das placas são (50 x 50 x 3,2) mm de espessura.

No caso da placa com deposição de uma camada de alumínio de 900  $\mu\text{m}$  de espessura foi utilizado o processo de aspensão térmica com alumínio em pó. Esta técnica foi desenvolvida na Universidade Federal de Santa Catarina, sob a orientação do professor Augusto Buschinelli (conforme Cortés (1997) e Bellicanta (1998)). Originariamente, a técnica de aspensão térmica do alumínio foi aplicada para proteger a superfície externa de tubos de aço inoxidável, utilizadas no fundo do mar, em plataformas OFFSHORE, em projetos de interesse da Petrobrás. Neste caso o objetivo da técnica era o de promover coberturas com porosidade tendendo a zero para impedir a penetração de água salgada impossibilitando, assim, atingir a superfície do tubo de aço inoxidável. No presente estudo, o processo de aspensão térmica buscou atingir a porosidade máxima compatível a ele. Entende-se por porosidade como sendo a razão entre o volume vazio e o volume total. Com esta técnica é possível obter várias porosidades que dependem dos seguintes fatores: distância da pistola para a seção de teste, pressão de ar primário e secundário, tensão, corrente e limpeza do substrato. Entretanto, este processo não se mostrou adequado para se produzir camadas depositadas com porosidade entre 50 e 65%, valor indicado por Webb (1994), para o qual ocorre intensificação da ebulição em um meio poroso.

### **3.2.1 - Características das placas com deposição de alumínio**

Nas Figuras (3.3) e (3.4) pode-se visualizar a estrutura da deposição de alumínio. Esta visualização foi efetuada no microscópio eletrônico, marca JVC e modelo OLYMPUS PME3-CVT no LMPT/UFSC. Pode-se observar que os poros existentes no interior da cobertura de alumínio não são percolantes, ou seja, não apresentam conexão uns com os outros e nem com o meio externo, embora não se tenha uma visão de profundidade desta estrutura. Desta forma estes poros não influenciam no processo de ebulição. As regiões escuras na partes superiores destas figuras representam as regiões a serem ocupadas pelo fluido refrigerante que está em contato com as superfícies do alumínio.

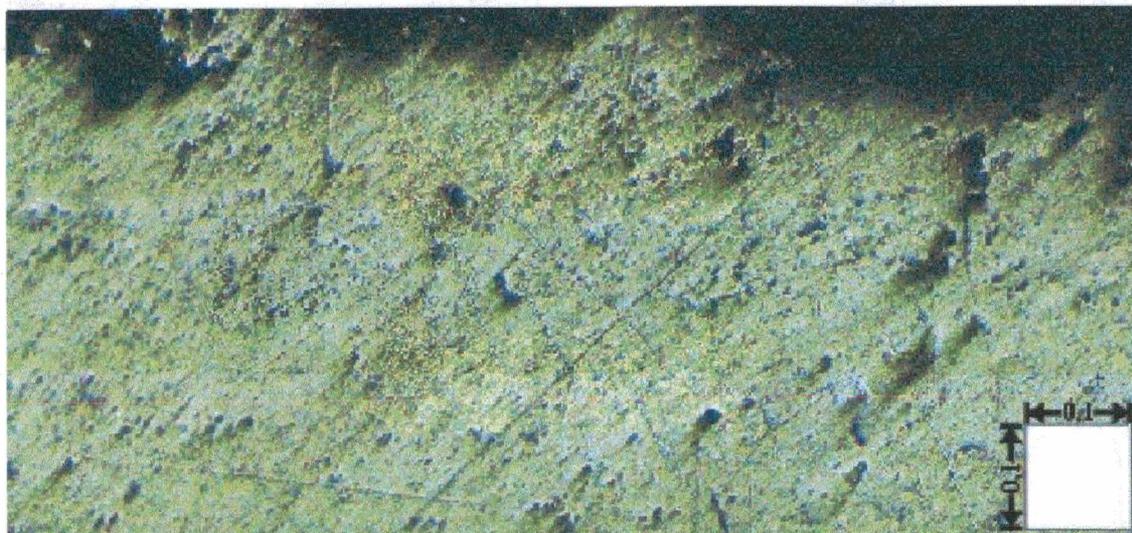


Figura 3.3 – Estrutura porosa da deposição de alumínio. Medidas em milímetros.

Os quadrados mostrados no canto inferior direito das Figuras (3.3) e (3.4) apresentam as dimensões da superfície depositada de alumínio. Cada lado dos quadrados corresponde a 0,1 mm de espessura da deposição de alumínio.

O objetivo inicial da análise de imagem era medir a porosidade total em toda a placa com deposição. No entanto, como pode ser observado na Figura (3.3), os poros internos desta camada não apresentaram conexão tanto entre si como também com a interface do fluido-alumínio. Portanto, a camada depositada interna não se constitui em um meio percolante e, como consequência, a determinação de sua porosidade não apresenta interesse para este estudo. Por outro lado, a camada superficial que está em contato com o fluido refrigerante apresenta regiões onde fica evidente a existência de um grande número de sítios de nucleação.

Neste estágio de discussões o único agente intensificador da ebulição é o contorno da camada em contato com o fluido refrigerante. Conforme mencionado, anteriormente, a camada de alumínio interna não é de interesse ao estudo de ebulição, no presente trabalho. Esta camada por sua vez, tem uma espessura aproximada de 800  $\mu\text{m}$ . Portanto, como a espessura total da camada de alumínio é de 900  $\mu\text{m}$ , apenas cerca de 100  $\mu\text{m}$  desta camada poderá influenciar na intensificação da ebulição.

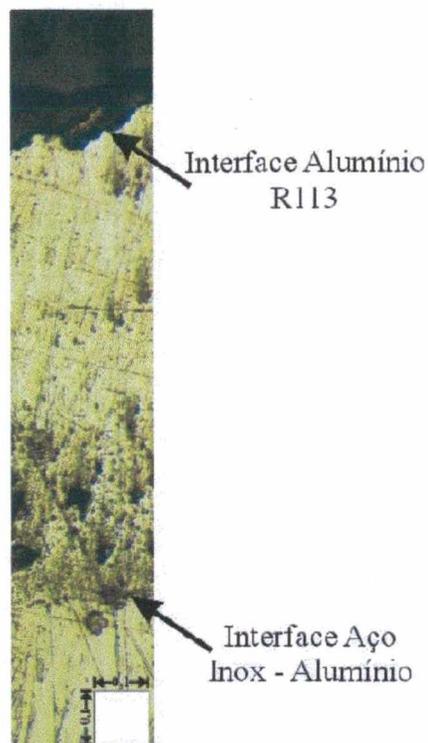


Figura 3.4 – Forma da superfície da deposição de alumínio. Medidas em milímetros.

Nas Figuras (3.5) e (3.6) tem-se duas fotos da vista superior da placa de aço inoxidável com deposição de alumínio, utilizada no presente trabalho. Estas fotos foram obtidas por meio de um microscópio eletrônico, de marca Philipps, no Laboratório de Materiais da UFSC. As ampliações foram de 30 e 250 vezes, respectivamente.

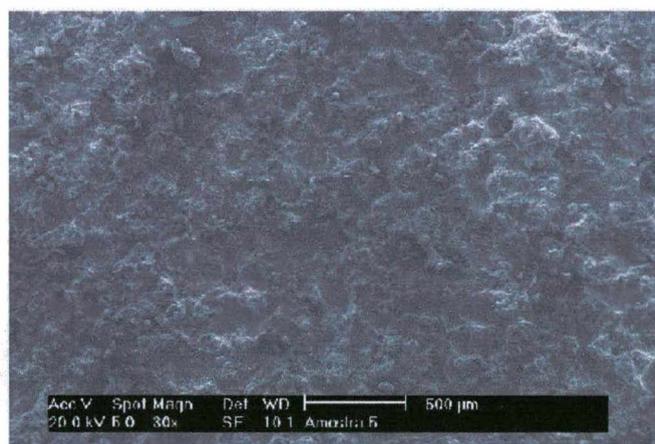


Figura 3.5 – Vista superior da camada de alumínio ampliada de 30 vezes.

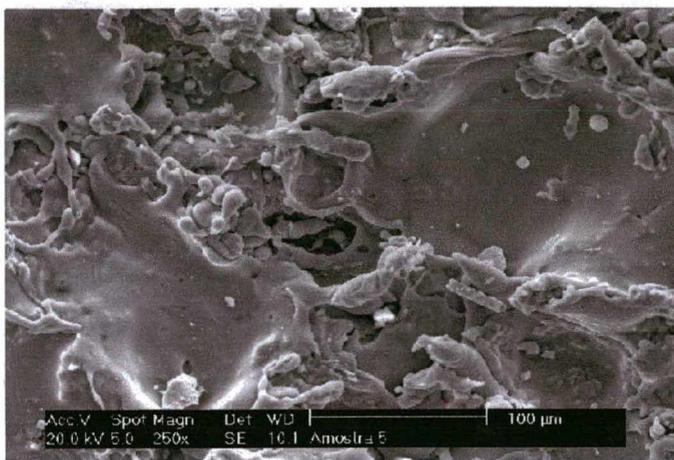


Figura 3.6 - Vista superior da camada de alumínio ampliada de 250 vezes.

Na Figura (3.6) é apresentada uma fotografia da deposição de alumínio que representa, de forma bem distribuída, a topografia de toda camada depositada sobre a placa de aço inoxidável testada no presente trabalho. Como pode ser observado nesta figura a superfície com deposição de alumínio é bastante irregular, apresentando um grande número de cavidades que possibilitariam a intensificação da ebulição e grandes vales com rugosidades pequenas. Esta irregularidade demonstra que a camada superficial de alumínio apresenta características porosa e rugosa. Fica evidenciado, nesta figura, que a camada superficial de alumínio apresenta regiões de baixa rugosidade e regiões com poros bem definidos que proporcionam um grande número de sítios de nucleação. A rugosidade da superfície da camada depositada foi medida com um rugosímetro mecânico da marca Perthen e modelo Perthometer S8P 4.51, no GRUCON/UFSC. O valor da profundidade de alisamento médio,  $R_p$ , é de  $75,4 \mu\text{m}$ , conforme a norma DIN 4762. Este parâmetro de rugosidade está definido no Apêndice A. Posteriormente, chegou-se a conclusão de que esta rugosidade macroscópica mascarava os mecanismos microscópicos de transferência de calor, conforme mencionados nos parágrafos anteriores.

### 3.2.2 - Características das placas sem deposição de alumínio

A placa lisa apresentou uma rugosidade  $R_p$  média de  $2,0 \mu\text{m}$ , sendo medida através de um rugosímetro de marca MITUTOYO e modelo SURFEST-III, de acordo com a norma DIN 4762. A definição desta rugosidade está apresentada no Apêndice A. Na Figura (3.7), cada quadrado de menor dimensão, corresponde a  $0,5 \mu\text{m}$ .

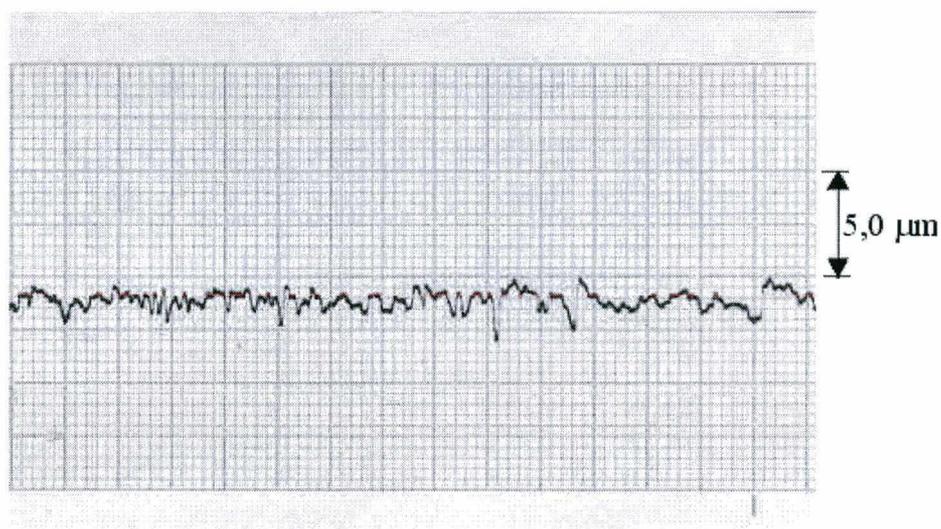


Figura 3.7 – Perfil da rugosidade da superfície da placa sem deposição de alumínio.

### 3.2.3 - Seção de teste

Na Figura (3.8) são apresentadas as posições dos termopares na placa de aço inoxidável sem deposição de alumínio. Foram feitos quatro furos cegos de diâmetros e profundidades iguais a 1,0 mm, nas posições indicadas por  $T_{p1}$ ,  $T_{p2}$ ,  $T_{p3}$  e  $T_{p4}$ .

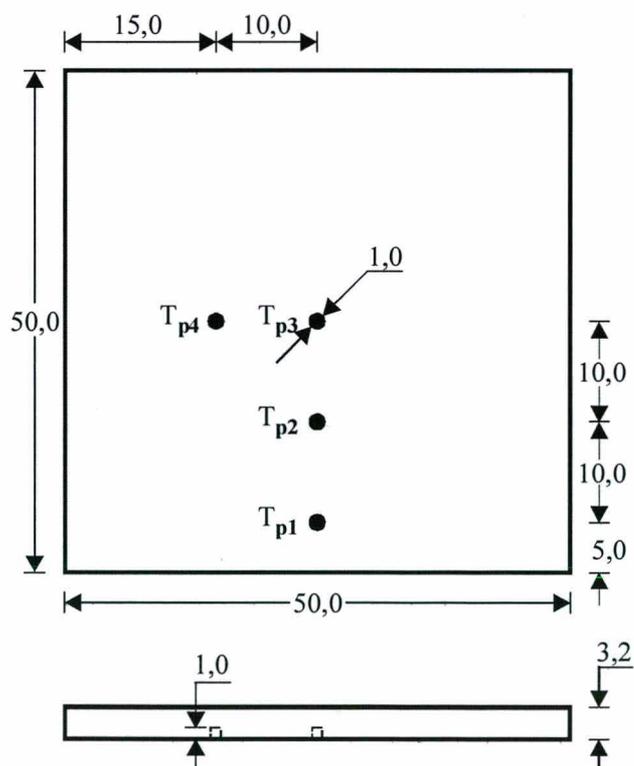


Figura 3.8 – Posicionamento dos termopares na placa sem deposição. Medidas em milímetros.

A placa foi instrumentada com quatro termopares do tipo E (Chromel-Constantan) os quais foram fixados nos furos da parede de aço inoxidável com resina epóxi, da marca Araldite e secagem de 10 min., e pasta térmica. Inicialmente, colocou-se uma quantidade de pasta térmica correspondente a 50 % do volume dos furos. Em seguida, posicionou-se as pontas dos termopares no fundo dos furos. Por fim, completou-se o preenchimento dos furos com resina epóxi.

A placa com deposição de alumínio apresenta as mesmas disposições dos termopares e dimensões dos furos apresentadas na Figura (3.8), com exceção de que o furo cego tem profundidade de 0,8 mm. A diferença entre as profundidades do furo das duas seções de teste é devido a um erro no processo de furação. No entanto, esta diferença não interferiu no processo de ebulição.

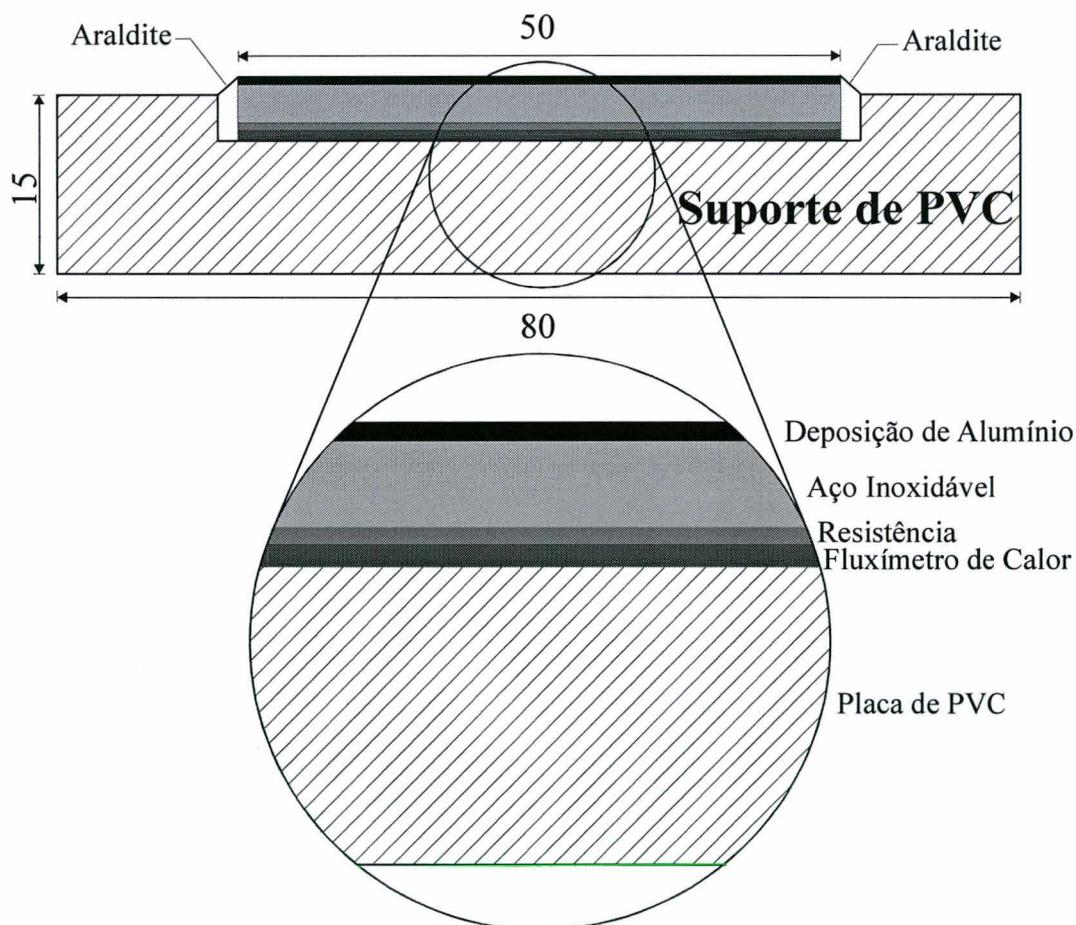


Figura 3.9 – Componentes da seção de teste montadas no suporte de PVC. Medidas em milímetros.

Na Figura (3.9) pode-se observar a seção transversal da seção de testes com placa de aço inoxidável depositada por alumínio. Na ampliação apresentada é bem clara a disposição dos

componentes desta seção. A região hachurada representa a placa de PVC, com espessura de 15 mm, sobre a qual está montada cada placa de aço e demais componentes da seção de teste. A fim de impedir que o fluido refrigerante penetre nos encaixes entre a placa e o suporte de PVC, todas as passagens foram preenchidas com Araldite cuja secagem ocorre em 24h.

O aquecimento é obtido por meio de resistências do tipo “Skin Heater” de  $11,3 \Omega$  (para a placa com deposição) e de  $11,2 \Omega$  (para a placa sem deposição), fabricadas no LMPT / UFSC e coladas na parte inferior da placa com a mesma resina epóxi utilizada entre a placa e o suporte de PVC.

A fim de medir o calor perdido para o fluido através do suporte de PVC, um fluxímetro de calor, fabricado no LMPT/UFSC, foi montado sob a resistência elétrica. Todo este conjunto é montado sobre a placa de PVC, conforme Figura (3.9).

Na Figura (3.10) são mostrados um corpo de prova, um fluxímetro de calor e uma resistência da esquerda para a direita, respectivamente.

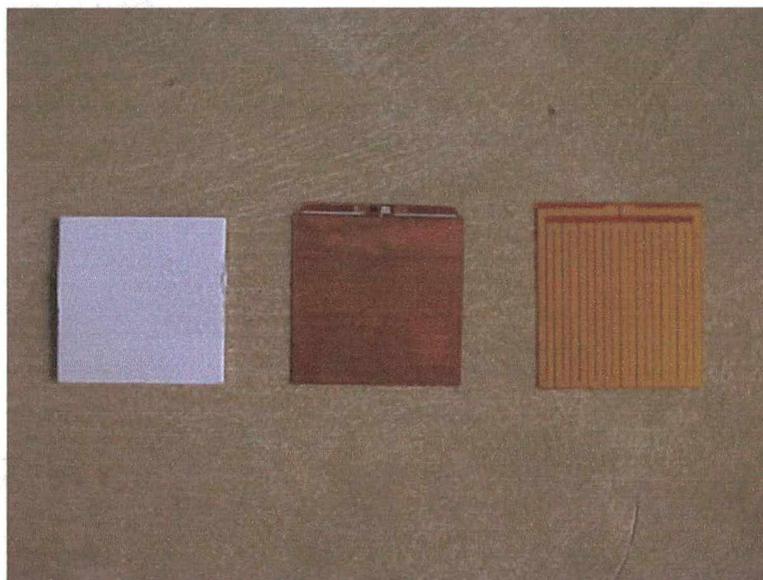


Figura 3.10 – Corpo de prova, fluxímetro de calor e resistência elétrica.

### 3.2.4 – Calibração do fluxímetro de calor

O fluxímetro de calor foi calibrado através do método do fluxímetro auxiliar, ver GÜTHS (1994), o qual utiliza uma placa isotérmica, como fonte de temperatura fria, uma resistência elétrica de constantan e um fluxímetro auxiliar pré-calibrado, conforme mostrado na Figura (3.11). O calor medido por este tipo de fluxímetro de calor é diretamente proporcional ao sinal de voltagem emitida. A equação que define o calor medido pelo fluxímetro é dada por

$Q=CV$ , onde  $C$  é uma constante, em  $W/V$ , determinada pelo processo de calibração, e  $V$  é o sinal elétrico gerado, em milivolts. O valor de  $C$  é igual a  $1190 W/mV$ .



Figura 3.11 – Montagem para calibração do fluxímetro de calor. Extraída de Güths (1994).

O calor dissipado pela resistência é dado por  $Q= Ri^2$ , onde  $R$  é o valor da resistência elétrica, em  $\Omega$ , e  $i$  é a corrente elétrica que atravessa o circuito da resistência, em ampere. De acordo com o esquema da montagem de calibração do fluxímetro de calor, Figura (3.11), uma parcela do calor vai para o isolamento térmico e a outra parcela vai para a placa fria. Güths (1994) recomenda, de acordo com resultados obtidos em laboratório, que no início da calibração seja arbitrado que  $Q_1$  corresponda a 5% do calor total dissipado pela resistência com o objetivo de se calcular  $C_2$ . Desta forma, pode-se dizer que:

$$Q = Ri^2 = Q_1 + Q_2 = C_1V_1 + C_2V_2 \quad (3.1)$$

Após a determinação de  $C_2$ , inverte-se os fluxímetros de calor e determina-se  $C_1$  a partir da seguinte expressão:

$$C_1 = \frac{Ri^2 - C_2V_2}{V_1} \quad (3.2)$$

Como os valores do segundo membro são medidos através de um multímetro (com exceção de  $C_2$  que já é pré-determinado), a constante  $C_1$  é facilmente determinada.

### 3.2.5 – Acessórios

São apresentados neste tópico os principais acessórios que permitiram a aquisição dos dados a fim de se chegar aos resultados obtidos no presente trabalho.

### a) Sistema de aquisição de dados

A aquisição dos sinais dos termopares, de tensão elétrica nos bornes da resistência elétrica e nos bornes do fluxímetro de calor foi realizada através de uma unidade de aquisição de dados da marca HP, modelo 3497A.

### b) Fonte de alimentação elétrica

A alimentação da seção de teste foi obtida através de uma fonte de potência digital HP6030 e controlada por um microcomputador Pentium III por meio de uma interface GPIB, através de um programa em linguagem C, ver Ferreira (1997). A faixa de operação desta fonte é de 0 a 17 A e de 0 a 200 V.

### c) Criostato

O controle da temperatura do banho de R-113 foi obtido através de uma serpentina que envolve a cuba de vidro. Dentro desta serpentina há a circulação de água a qual, por sua vez, tem sua temperatura controlada por um criostato da marca LAUDA, modelo RK8 KP. A faixa de regulação da temperatura da água que circula na serpentina variou entre 5 e 75°C, conforme mencionado no item 3.1.

### d) Computador

O tratamento dos dados obtidos pelo sistema de aquisição foi efetuado por meio de um computador PENTIUM III, 128 MB de memória RAM e velocidade de processamento de 450 MHz.

## 3.3 - Propriedades do fluido refrigerante (R-113)

As propriedades termofísicas do fluido refrigerante R-113, à pressão atmosférica estão relacionadas abaixo. Elas foram extraídas da ASHRAE (1997).

$T_{\text{sat}} = 47,56 \text{ }^\circ\text{C}$ ; Temperatura de saturação à pressão atmosférica.

$p_{\text{crit}} = 3,41 \text{ MPa}$ ; Pressão crítica.

$\rho_l = 1507,3 \text{ kg/m}^3$ ; Densidade do líquido.

$\rho_v = 7,46 \text{ kg/m}^3$ ; Densidade do vapor.

$h_{lv} = 143,85 \text{ kJ/kg}$ ; Calor latente de vaporização.

$c_{pl} = 984 \text{ J/(kg K)}$ ; Calor específico do líquido à pressão constante.

$\sigma = 0,017 \text{ N/m}$ ; Tensão superficial.

$\mu_l = 516 \times 10^{-6} \text{ Pa.s}$ ; Viscosidade do líquido.

$k_1 = 0,0705 \text{ W/(mK)}$ ; Condutividade térmica do líquido.

$M = 187,4 \text{ kg/kmol}$ ; Peso molecular.

### **3.4 – Procedimento experimental**

O procedimento experimental, que está explanado nos próximos sub-itens, enfoca como as seções de teste foram preparadas, os tipos de configurações testadas e a forma como o aquecimento foi aplicado. Complementando, é apresentado como se obtém os valores das temperaturas médias medidas.

#### **3.4.1 – Metodologia experimental**

Todas as peças em contato com o R-113 passaram por um processo de limpeza com imersão em acetona em um banho de ultra-som da marca Elma, modelo Ultrasonic TP 1000/H, instalado nas dependências do LABSOLAR/ NCTS. Após isso, as peças de suporte da seção de teste foram instaladas na cuba.

Para a fixação dos termopares na seção de teste, propriamente dita, foram tomados todos os cuidados a fim de que a junção de medida tocasse no fundo do furo cego, a fim de medir a temperatura de parede da placa de aço inoxidável, ver Figuras (4.2) e (4.3) do Capítulo 4.

Com a colagem dos termopares pronta, iniciou-se o processo de colagem da resistência na placa de aço inoxidável. Foram feitos quatro furos na base de kapton da resistência a fim de permitir a passagem dos fios dos termopares. Em seguida, foi aplicada resina epóxi da marca Araldite na placa inoxidável e concluída a colagem da resistência à placa. Esta colagem apresentou-se como um processo muito cuidadoso, pois foi necessário pressionar as duas superfícies de modo a garantir um bom contato entre ambas para que o fluxo de calor dissipado pela resistência tivesse uma distribuição uniforme em toda a placa.

Ao mesmo tempo ocorreu a colagem do fluxímetro de calor no fundo do suporte de PVC e da vedação das laterais entre a placa de aço inoxidável e o suporte de PVC. Quando ambas as colagens estavam prontas, 24 horas depois da aplicação, iniciou-se o fechamento da seção de teste. Este fechamento constituía em colar o fundo da resistência na parte superior do fluxímetro. Neste fechamento foram necessárias mais 24 horas de secagem e, também, foi necessária a pressão na parte superior da placa de aço inoxidável para não incorrer numa resistência térmica adicional.

Após a preparação da seção de teste, partiu-se para o posicionamento desta na base de sustentação, ver ampliação da Figura (3.1). Esta base é uma barra chata de alumínio de (19,0x 3,2) mm dobrada em forma de U de forma a abraçar a face inferior do suporte de PVC. Teve-se o cuidado, neste procedimento, de nivelar a placa de aço inoxidável com um nível para obter a inclinação desejada.

Com a seção de teste posicionada, foram passados todos os fios dos termopares, assim como os condutores de alimentação da resistência elétrica e de saída dos sinais do fluxímetro de calor, pelos orifícios do disco de aço inoxidável superior. Em seguida, a cuba recebeu um volume de R-113, em torno de 4 litros. Concluídas estas etapas, foram feitas as ligações para a fonte de alimentação e para o sistema de aquisição de dados. Neste momento já foi possível fazer os testes desejados ao estudo da ebulição.

Estes procedimentos foram tomados como padrão e respeitados para as placas com ou sem deposição de alumínio.

### 3.4.2 – Condições de teste

A metodologia experimental que foi adotada nesta pesquisa seguiu os seguintes passos:

- i) Os testes foram realizados na faixa de fluxo de calor entre 0 e 45 kW/m<sup>2</sup> permitindo estabilizar o processo, sucessivamente, nos regimes de convecção natural e de ebulição nucleada.
- ii) Os testes foram realizados com temperaturas de banho próximas às temperaturas de 20,0, 30,0 e 47,6 °C e analisados em quatro configurações:
  - com a placa na posição vertical;
  - com a placa na posição horizontal e superfície aquecedora voltada para cima;
  - com a placa na posição horizontal e superfície aquecedora voltada para baixo;
  - com a placa inclinada a 60° com o plano horizontal.

Na Figura (3.12), são apresentados os esquemas correspondentes às quatro configurações supracitadas.

Para uma determinada configuração da placa e para cada temperatura do banho de R-113, foram feitos doze testes, cada um com duração de 360 s. No total foram feitos 148 testes para cada seção de teste, sendo que quatro destes testes foram feitos para um fluxo de calor zero, a fim de observar o comportamento dos termopares e do sistema de aquisição.

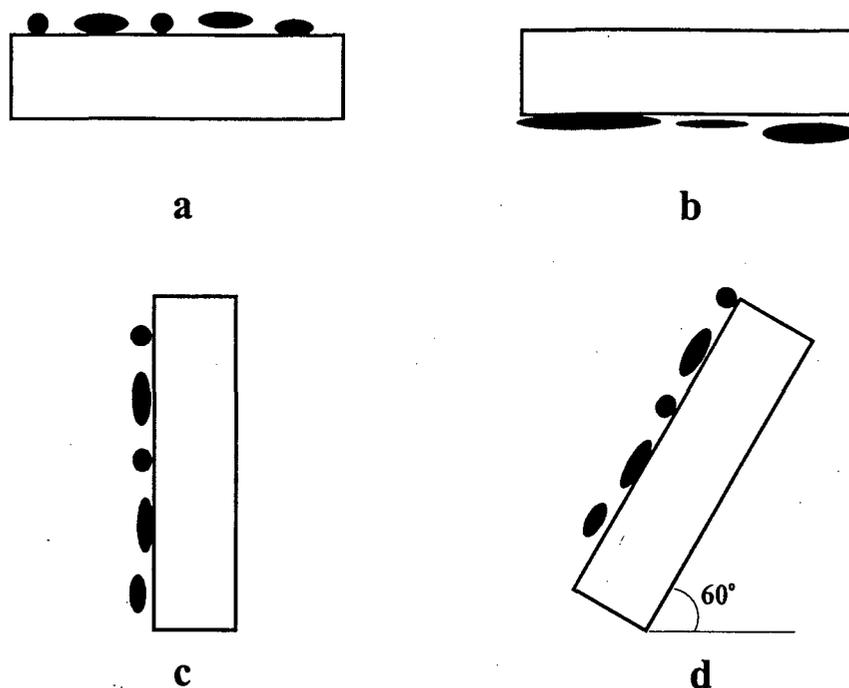


Figura 3.12 – Orientações testadas.

Na Tabela (3.1) é apresentada a seqüência de testes realizados para cada combinação de orientação da superfície aquecedora e temperatura do fluido refrigerante.

Tabela 3.1 – Conjunto de testes para uma configuração e uma temperatura de banho.

Testes	Potências
0	0 W
1	5 a 10 W
2	15 a 20 W
3	25 a 30 W
4	35 a 40 W
5	45 a 50 W
6	55 a 60 W
7	65 a 70 W
8	75 a 80 W
9	85 a 90 W
10	95 a 100 W
11	105 a 110 W
12	115 a 120 W

A fim de manter inalterada a temperatura do banho, cada teste teve duração máxima de 260 s e foi mantido um intervalo mínimo de 5 min entre dois testes sucessivos. Desta forma, quando o teste 1 da Tabela (3.1) foi executado, houve um intervalo de tempo até que a temperatura do fluido voltasse ao seu valor inicial e se iniciasse o teste 2. Normalmente, o aquecimento do fluido refrigerante, fora da temperatura em estudo, foi observado quando a potência dissipada pela resistência atingia valores entre 80 e 120 W (equivalente a fluxos de calor entre 32 e 40 kW/m<sup>2</sup>).

Quando os testes começavam a ser executados, dava-se início à aquisição dos dados. Esta aquisição foi efetuada a cada 1,3 seg. Desta forma, foram coletados, para cada teste, 279 aquisições para cada sinal de temperatura, de fluxímetro de calor e de resistência elétrica.

Nas Figuras (3.13), (3.14) e (3.15) são apresentados os gráficos das temperaturas da parede e do fluido refrigerante, da tensão aplicada à resistência elétrica e dos sinais do fluxímetro de calor, respectivamente. Estes resultados foram obtidos para o teste 6, conforme Tabela (3.1), com a placa com deposição de alumínio, superfície aquecedora voltada para cima e temperatura do fluido igual a 22,7 °C.

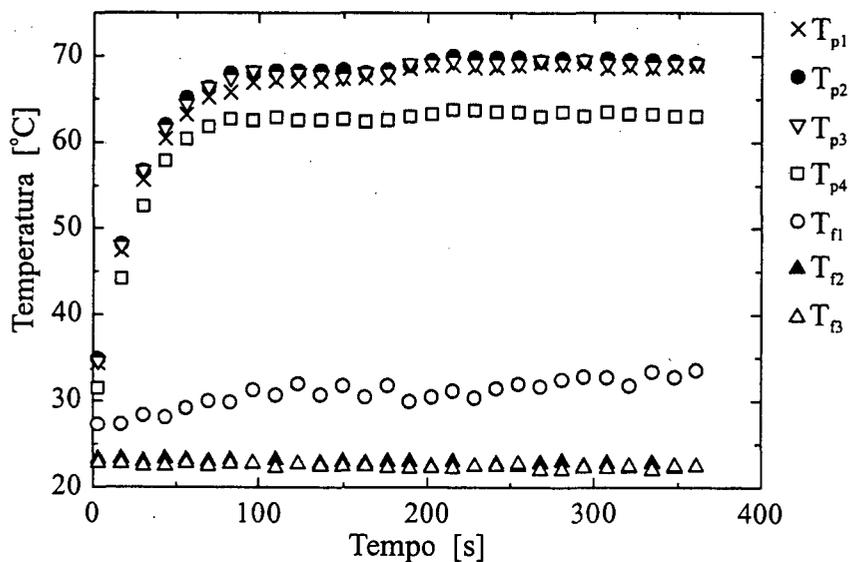


Figura 3.13 – Temperaturas da parede da superfície aquecedora e do banho.

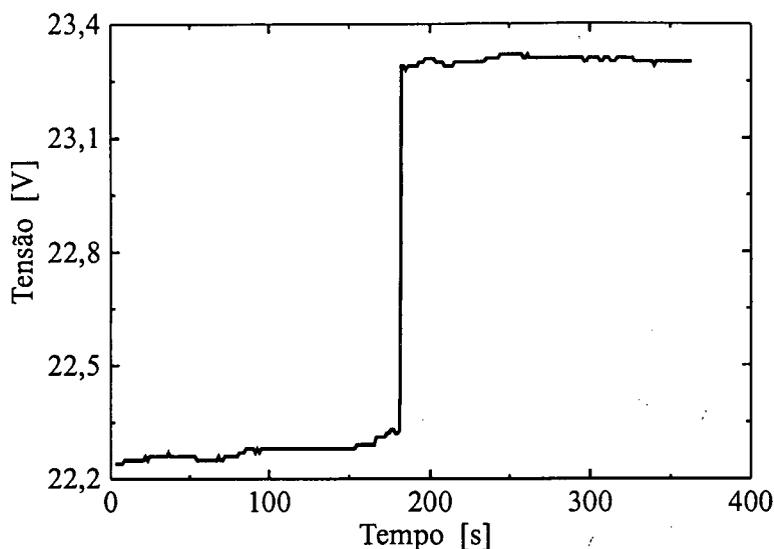


Figura 3.14 – Tensão elétrica aplicada nos bornes da resistência elétrica.

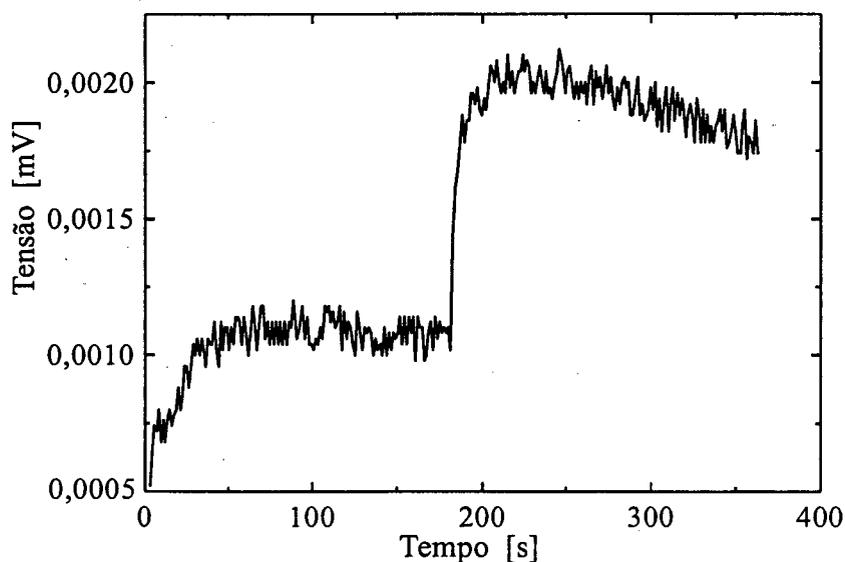


Figura 3.15 – Tensão nos bornes do fluxímetro de calor.

Na Figura (3.13) observa-se que  $T_{fl}$  oscila fortemente. O termopar que faz esta medição está localizado na face superior da placa com deposição, conforme mostrado na Figura (3.1). Para  $T_{fl} < T_{sat}$ , ocorre o movimento de correntes aquecidas de convecção natural. Para  $T_{fl} > T_{sat}$ , ocorre a formação de bolhas que se desprendem da superfície aquecedora e explodem quando tocam no termopar. Neste instante há uma elevação de temperatura e, em seguida, um resfriamento devido ao contato do termopar com o líquido sub-resfriado.

As Figuras (3.13) e (3.14) permitem observar que assim que se aplica a tensão elétrica nos bornes da resistência ocorre um aquecimento rápido da placa, entre 0 s e 100 s, tendendo a

um regime permanente entre 100 s e 180 s. No tempo de  $t=180$  s ocorre um aumento da tensão elétrica aplicada acompanhado de novo aquecimento da placa que tende a estabilizar-se, a partir de 300 s.

Na Figura (3.15) é apresentado o sinal de tensão elétrica medida nos bornes do fluxímetro de calor, em mV, em função do tempo. O produto desta tensão pela constante do fluxímetro fornece o calor perdido ( $Q_p$ ), entre a placa de PVC e o fluido refrigerante, ver item 3.1.2.1 deste capítulo.

Os dados utilizados para a confecção dos gráficos no presente estudo foram os últimos quinze pontos de cada regime permanente. Desta forma, da Figura (3.13), foram obtidos dois pontos para a formação da curva de ebulição. Os demais pontos foram obtidos quando se fez os testes subseqüentes mostrados na Tabela (3.1).

### 3.5 - Cálculo das temperaturas de placa

De acordo com a Figura (4.1) do Capítulo 4 e os valores de  $Q_p$ , obteve-se, por extrapolação, empregando a lei de Fourier na direção normal à placa, o valor da temperatura da superfície da placa de aço inoxidável sem deposição ( $T_2$ , no caso do aço inoxidável em contato com o R-113) e da temperatura da placa de aço inoxidável com deposição ( $T_1$ , no caso do alumínio em contato com o R-113). Este procedimento de cálculo está detalhado no Capítulo 4.

A temperatura média da placa de aço inoxidável foi obtida através da média aritmética das temperaturas supracitadas as quais foram originadas dos sinais fornecidos pelos termopares  $T_{p1}$ ,  $T_{p2}$ ,  $T_{p3}$  e  $T_{p4}$ , conforme mostrado nas Figuras (3.8) e (3.13). Assim sendo, tem-se:

$$T_p = \frac{T_{p1} + T_{p2} + T_{p3} + T_{p4}}{4} \quad (3.3)$$

A temperatura do fluido refrigerante foi determinada pela média das temperaturas  $T_{f2}$  e  $T_{f3}$ , ou seja:

$$T_f = \frac{T_{f2} + T_{f3}}{2} \quad (3.4)$$

Observando-se a Figura (3.13) pode-se deduzir que o termopar  $T_{p4}$  apresentou valores de medição muito diferentes em relação às medições efetuadas pelos termopares da superfície aquecedora. Com isso, para o cálculo da temperatura média da superfície aquecedora, foram utilizadas apenas as temperaturas medidas pelos termopares  $T_{p1}$ ,  $T_{p2}$  e  $T_{p3}$ .

A temperatura  $T_{f1}$  não foi utilizada para o cálculo de  $T_f$ , pois, para potências elevadas, em virtude de o termopar estar posicionado bem próximo da superfície aquecedora, seus valores apresentavam-se bem superiores à  $T_{f2}$  e  $T_{f3}$ .

### **3.6 – Resumo**

Neste capítulo foram apresentadas as descrições detalhadas do aparato experimental bem como da metodologia experimental.

Foram descritos, também, os principais passos seguidos para a determinação dos testes experimentais.

No capítulo seguinte serão apresentados e analisados os principais resultados obtidos na presente pesquisa. No Capítulo 6 será feita a comparação com resultados da literatura.

## Capítulo 4

### Determinação de $Q_p$ , $T_1$ , $T_2$ , $q$ e $h_s$

#### 4.1 – Introdução

Neste capítulo são apresentados os passos para o cálculo de  $Q_p$  e da temperatura da superfície em contato com o R-113,  $T_p$ , bem como os valores do coeficiente de transferência de calor, que aparecem nas figuras representativas da Curva de Ebulição e que são apresentados nos Capítulos 5 e 6.

As seções de teste com e sem deposição de alumínio foram montadas utilizando-se fluxímetros de calor para medir o calor perdido para o R-113. No entanto, o fluxímetro da seção de teste com placa de aço inoxidável sem deposição de alumínio não funcionou corretamente. Assim, foi desenvolvido um procedimento de cálculo e cuja validação ficou demonstrada tomando-se como referência os valores de  $Q_p$  determinados com o auxílio do fluxímetro de calor instalado na seção com deposição de alumínio. Uma vez validado o procedimento, o mesmo foi estendido a todos os casos do presente estudo.

#### 4.2 – Seqüência de cálculos

A parcela de calor perdido foi calculada considerando-se as resistências térmicas existentes entre a fonte aquecedora e o fluido, ver Figura (4.1). Neste modelo de trabalho não foram consideradas as resistências de contato, pois as suas grandezas são bem inferiores em relação às grandezas térmicas.

A disposição dos componentes da seção de testes é a mesma apresentada na Figura (3.7).

O programa foi desenvolvido na linguagem FORTRAN 90 com o objetivo de atender todos os passos para o cálculo do calor cedido para o fluxímetro de calor.

Os dados de entrada para que o programa fosse compilado foram a temperatura de parede medida ( $T_p$ ), a temperatura do fluido medida ( $T_f$ ), a voltagem entre os bornes da resistência ( $V$ ), o fluxo de calor líquido ( $q$ ), inicialmente arbitrado, e o coeficiente de transferência de calor por convecção natural,  $h_i$ , entre o fluido refrigerante e a placa de PVC, conforme Figura (4.1).

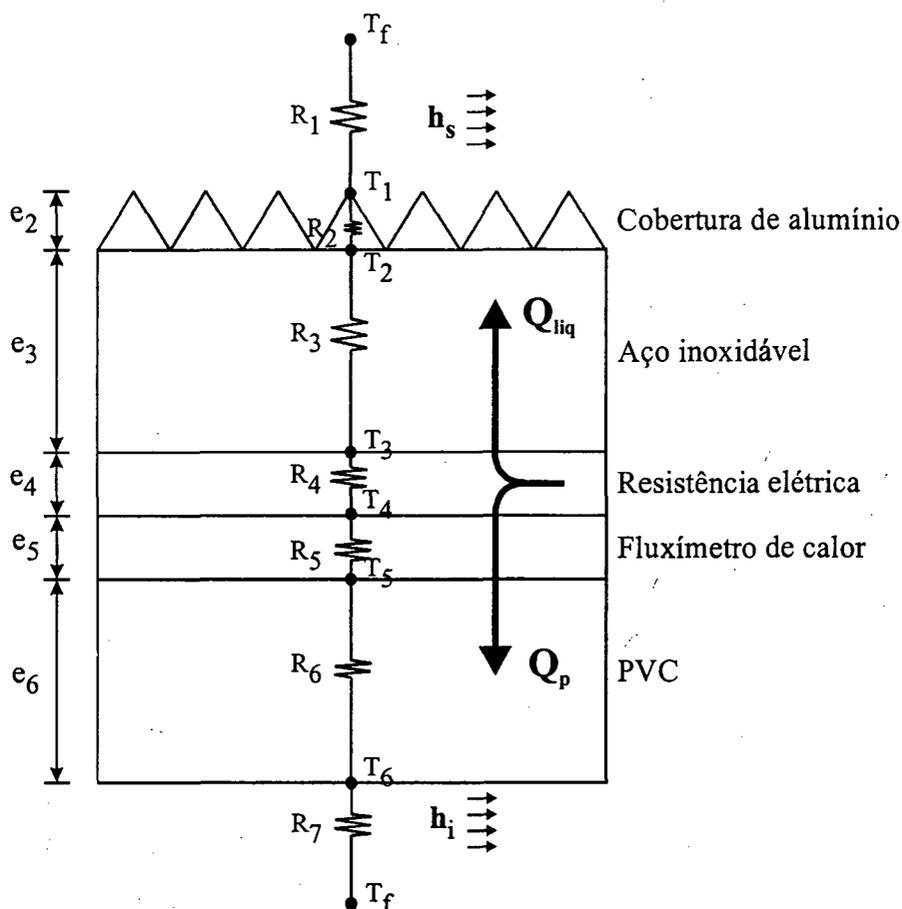


Figura 4.1 – Seção de teste e circuito térmico de resistências.

O fluxo de calor líquido é inicialmente arbitrado considerando-se que  $Q_p = 0,03Q_t$ . Como  $q = (Q_t - Q_p) \cdot A^{-1}$  tem-se que  $q = 0,97 \cdot Q_t \cdot A^{-1}$ . Com o processo iterativo  $Q_p$  variou de 5 a 1% do total de calor dissipado pela resistência,  $Q_t$ , à medida que se aumentou o fluxo de calor na placa. O valor de  $h_i$  é arbitrado inicialmente com o valor de  $120 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ .

Na Tabela (4.1) pode-se verificar as espessuras ( $e$ ) e condutividades térmicas ( $k$ ) dos diferentes materiais presentes na seção de teste cujos valores foram extraídos de Incropera e DeWitt (1992). Estes valores também são dados de entrada para os cálculos.

Tabela 4.1- Espessuras e condutividades térmicas.

Material	Condutividade Térmica (W/mK)	Espessura (mm)
Alumínio	180,0	0,9
Aço inoxidável	15,1	3,2
Transdutor de calor	0,60	0,3
Placa PVC	0,15	11,0

Fornecidos os dados de entrada, o programa permitiu a seguinte seqüência de cálculos:

#### 4.2.1 – Cálculo das resistências $R_1$ a $R_7$

$$\begin{aligned} R_1 &= \frac{1}{h_s A}, & R_2 &= \frac{e_2}{k_2 A}, & R_3 &= \frac{e_3}{k_3 A}, \\ R_4 &= \frac{e_4}{k_4 A}, & R_5 &= \frac{e_5}{k_5 A}, & R_6 &= \frac{e_6}{k_6 A}, & R_7 &= \frac{1}{h_i A} \end{aligned} \quad (4.1)$$

onde,

$R_1$  é a resistência por ebulição entre a chapa de aço inoxidável e o R-113, [k/W];

$R_2$  é a resistência por condução da deposição de alumínio, [K/W];

$R_3$  é a resistência por condução da chapa de aço inoxidável, [K/W];

$R_4$  é a resistência por condução da resistência elétrica, [K/W];

$R_5$  é a resistência por condução do fluxímetro de calor, [K/W];

$R_6$  é a resistência por condução da placa de PVC, [K/W];

$R_7$  é a resistência por convecção natural entre a placa de PVC e o R-113, [K/W];

#### 4.2.2 – Cálculo das temperaturas de parede extrapoladas do ponto P para os pontos 1, 2 e 3

As extrapolações das temperaturas da parede da superfície aquecedora são efetuadas por aproximações através da lei de Fourier, na direção normal à placa, tomando-se como referência o ponto de medição de temperatura da parede, como segue nas equações (4.2), (4.3) e (4.4) e Figuras (4.2.a) e (4.2.b). Nestas figuras, P representa o ponto onde estão fixados os termopares em cada tipo de placa.

$$T_3 = T_p + q \frac{\Delta y_3}{k_3} \quad (4.2)$$

$$T_2 = T_p - q \frac{\Delta y_2}{k_3} \quad (4.3)$$

$$T_1 = T_2 - Q_{liq} R_2 \quad (4.4)$$

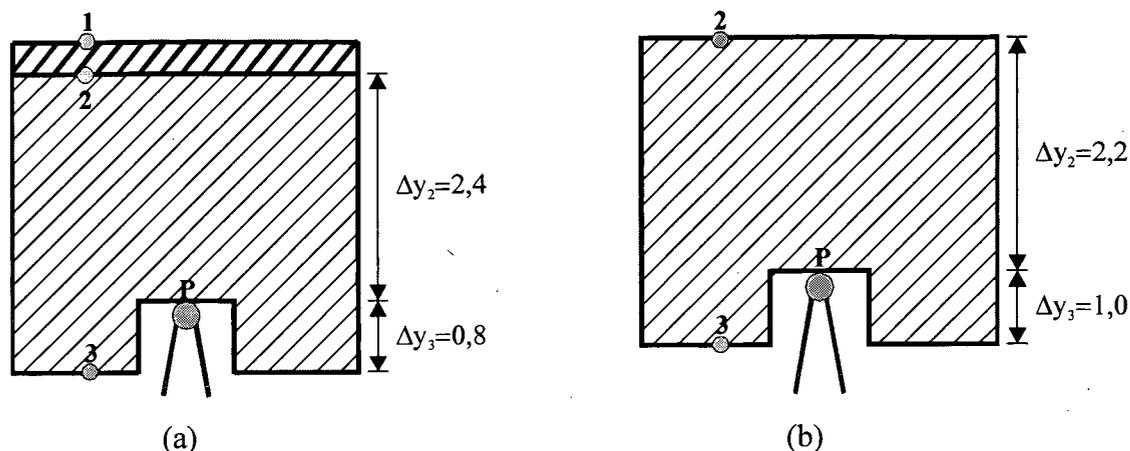


Figura 4.2 – Seção transversal da placa. (a) – Seção com deposição; (b) – Seção sem deposição. Figuras fora de escala e medidas em milímetros.

Os pontos 1, 2 e 3 nas Figuras (4.2.a) e (4.2.b) estão em conformidade com as indicações das temperaturas  $T_1$ ,  $T_2$  e  $T_3$  da Figuras (4.1).

#### 4.2.3 – Cálculo do calor, $Q_{p1}$ , que passa através do fluxímetro de calor

Na resistência elétrica, considera-se que a temperatura ao longo de sua seção transversal é igual em todos os pontos e, portanto, sua resistência térmica é nula. Logo,  $T_3 = T_4$  e  $R_4 = 0$ .

Na equação (4.5) pode-se observar que o calor perdido e que passa através do fluxímetro é diretamente proporcional à  $T_4$  e, portanto, à  $T_3$ . Esta, por sua vez, é inversamente proporcional à condutividade térmica do aço inoxidável e diretamente proporcional à profundidade na qual se faz a medição de temperatura local de parede, por meio dos termopares.

$$Q_{p1} = \frac{T_4 - T_f}{R_5 + R_6 + R_7} \quad (4.5)$$

#### 4.2.4 – Cálculo das temperaturas $T_5$ e $T_6$

Com o valor de  $Q_{p1}$  calculado no item 4.2.3, pode-se calcular a temperatura na parte inferior da placa de PVC ( $T_6$ ), utilizando as equações (4.6) e (4.7).

$$T_5 = T_4 - Q_{p1}R_5 \quad (4.6)$$

$$T_6 = T_5 - Q_{p1}R_6 \quad (4.7)$$

#### 4.2.5 – Cálculo da temperatura de película média ( $T_{pel}$ )

A temperatura de película média na face inferior da placa de PVC é definida como mostra a equação (4.8).

$$T_{pel} \equiv \frac{T_f + T_6}{2} \quad (4.8)$$

#### 4.2.6 – Cálculo de $\mu$ , $k$ , $\rho$ e $c_p$ para a temperatura de película do item 4.2.5

Com as temperaturas  $T_6$ (calculada) e  $T_f$ (medida), são feitas as interpolações para o cálculo das propriedades térmicas  $k$ ,  $c_p$ ,  $\mu$  e  $\rho$ . Estas propriedades são calculadas através de interpolação linear para a temperatura de película média definida no item anterior.

onde  $k$  é a condutividade térmica do fluido, [W/mK];  $\rho$  é a massa específica do fluido, [kg/m<sup>3</sup>];  $c_p$  é o calor específico à pressão constante, [kJ/(kgK)];  $\mu$  é a viscosidade do fluido refrigerante, [Pa.s];

#### 4.2.7 – Cálculo de $\alpha$ , $\beta$ , $\nu$ e $L_a$

O cálculo das propriedades apresentadas no item 4.2.6 foi executado para atender à determinação de  $\alpha$ ,  $\nu$  e  $\beta$ , as quais são definidas como sendo:

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad (4.9)$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (4.10)$$

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \frac{(\rho_f - \rho)}{(T_f - T)} \quad (4.11)$$

$$L_a \equiv \frac{A}{P} \quad (4.12)$$

Onde  $\rho_f$  é a massa específica do fluido na temperatura do fluido refrigerante, [kg/m<sup>3</sup>];  $\rho$  é a massa específica do fluido na temperatura de película média, [kg/m<sup>3</sup>];  $T_f$  é a temperatura do fluido refrigerante, [°C];  $T$  é a temperatura do fluido refrigerante na temperatura de película média, [°C];  $\alpha$  é a difusividade térmica na temperatura de película média, [m<sup>2</sup>/s];  $\nu$  é a viscosidade cinemática na temperatura de película média, [m<sup>2</sup>/s];  $\beta$  é o coeficiente de expansão térmica na temperatura de película média, [1/K];  $L_a$  é definido como a razão da área ( $A=0,0025\text{m}^2$ ) pelo perímetro ( $P=4 \times 0,05=0,20$  m) da seção em análise e recebe o nome de comprimento característico, [m].

#### 4.2.8 – Cálculo dos números de Rayleigh e de Nusselt

Os números de Rayleigh e Nusselt foram calculados utilizando-se correlações existentes para Convecção Natural, conforme Incropera e DeWitt (1992).

O número de Rayleigh é dado por:

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_6 - T_f)L_a^3}{\nu\alpha} \quad (4.13)$$

Para a placa de aço inoxidável na posição horizontal e superfície aquecedora voltada para cima, tem-se que a face do PVC está voltada para baixo e, portanto, o cálculo de Nusselt tem a seguinte expressão sugerida por McAdams (1954):

$$Nu_L = 0,27Ra_L^{1/4} \quad 10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10} \quad (4.14)$$

Quando se gira a seção de testes em  $180^\circ$ , tem-se a superfície aquecedora voltada para baixo e a face do PVC voltada para cima. As seguintes correlações sugeridas, também, por McAdams (1954):

$$Nu_L = 0,54Ra_L^{1/4} \quad 10^4 \leq Ra_L \leq 10^7 \quad (4.15)$$

$$Nu_L = 0,15Ra_L^{1/3} \quad 10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11} \quad (4.16)$$

Posicionando-se a placa na posição vertical tem-se a seguinte correlação recomendada por Churchill e Chu (1975):

$$\bar{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,67Ra_L^{1/4}}{\left(1 + (0,492 / Pr)^{9/16}\right)^{4/9}} \quad 0 \leq Ra_L \leq 10^9 \quad (4.17)$$

onde Pr é definido como número de Prandtl,  $\left(Pr \equiv \frac{\nu}{\alpha}\right)$ ;  $\nu$  é a viscosidade cinemática,  $[m^2/s]$ ;  $\alpha$  é a difusividade térmica,  $[m^2/s]$ .

No caso da placa na posição inclinada, a correlação para o cálculo do número de Nusselt foi a mesma para o cálculo da posição vertical. A única diferença foi o cálculo no número de Rayleigh, onde a aceleração gravitacional  $g$  foi substituída por  $g\cos(\Omega)$ . Neste contexto,  $\Omega$  é o

ângulo formado entre o cruzamento do eixo gravitacional e o plano longitudinal da superfície aquecedora.

#### 4.2.9 – Cálculo de $h$ entre o fluido refrigerante e a placa de PVC

O cálculo do coeficiente de transferência de calor, em convecção natural, do lado externo da placa de PVC, é dado pela expressão:

$$h_{i1} = \frac{k}{L_a} Nu_L \quad (4.18)$$

onde  $L_a$  representa o comprimento característico, definido em 4.2.7.

#### 4.2.10 – Cálculo do calor perdido ( $Q_{p2}$ )

O calor perdido por convecção natural é dado por:

$$Q_{p2} = h_{i1} A (T_6 - T_f) \quad (4.19)$$

Esta é a nova equação para o cálculo de  $Q_p$ . Ela leva em consideração o valor do coeficiente de transferência de calor  $h_{i1}$ , em convecção natural, previsto pelas correlações empíricas que foram indicadas no item 4.2.8.

#### 4.2.11 – Cálculo do calor total, $Q_t$ , fornecido pela resistência elétrica

O cálculo do calor total dissipado pela resistência elétrica é dado por:

$$Q_t = \frac{V^2}{R} \quad (4.20)$$

onde  $V$  é a tensão entre os terminais da resistência, [V];  $R$  é o valor da resistência elétrica, [ $\Omega$ ].

#### 4.2.12 – Cálculo do fluxo de calor líquido ( $q$ )

O fluxo de calor líquido é o calor real, por unidade de área, que vai para a placa de aço inoxidável. É dado por:

$$q = \frac{(Q_t - Q_{p2})}{A} \quad (4.21)$$

#### 4.2.13 – Verificação da convergência

Foi estabelecido um erro máximo de  $0,1 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  para o cálculo do coeficiente de transferência de calor. Se o erro for maior que o estabelecido os cálculos passam para o item 4.2.14. Quando se obtém o erro menor ou igual ao estabelecido, parte-se para o item 4.2.15.

#### 4.2.14 – Admitir que $h_i=h_{i1}$

Neste passo faz-se  $h_i=h_{i1}$  e a seqüência dos cálculos voltam para o item 4.2.1 com o objetivo de iniciar o processo de convergência do programa.

#### 4.2.15 – Cálculo do coeficiente de transferência de calor ( $h_s$ )

Neste passo calcula-se o coeficiente de transferência de calor entre a placa de aço inoxidável e o fluido refrigerante através da expressão:

$$h_s = \frac{q}{(T_1 - T_{sat})} \quad (4.22)$$

ou,

$$h_s = \frac{q}{(T_2 - T_{sat})} \quad (4.23)$$

onde  $q$  é o fluxo de calor líquido, [ $\text{kW/m}^2$ ];  $T_1$  é a temperatura de parede da placa de aço inoxidável extrapolada para o ponto 1, [K], (ver Figura 4.2.a);  $T_2$  é a temperatura de parede da placa de aço inoxidável extrapolada para o ponto 2, [K], (ver Figura 4.2.b);  $T_{sat}$  é a temperatura de saturação do R-113 à pressão atmosférica, [K].

A equação (4.22) representa o coeficiente de transferência de calor para a placa com deposição no regime de ebulição nucleada. Neste caso  $T_1$  é a temperatura superficial da deposição de alumínio da superfície aquecedora que está em contato com o fluido refrigerante. Da mesma forma, a equação (4.23) representa o coeficiente de transferência de calor para a placa sem deposição e, portanto,  $T_2$  é a temperatura superficial da placa de aço inoxidável.

Quando é verificada a convergência do processo iterativo, o calor perdido para o fluido refrigerante através da placa de PVC,  $Q_p$ , e o fluxo de calor líquido,  $q$ , são os valores calculados através deste último processo. Portanto,  $Q_p$  e  $q$  são os valores obtidos pelos últimos cálculos efetuados pelas equações (4.19) e (4.21), respectivamente. Neste caso  $Q_p$  assume o valor calculado de  $Q_{p2}$ .

As temperaturas  $T_1$  e  $T_2$  apresentadas nas equações (4.22) e (4.23) são obtidas através das equações (4.4) e (4.3), respectivamente. Os valores dos fluxos de calor utilizados nestas equações são os valores apresentados no parágrafo anterior.

### 4.3 – Fluxograma de cálculo

A Figura (4.3) apresenta, de forma simplificada, o fluxograma do programa de cálculo implementado neste trabalho.

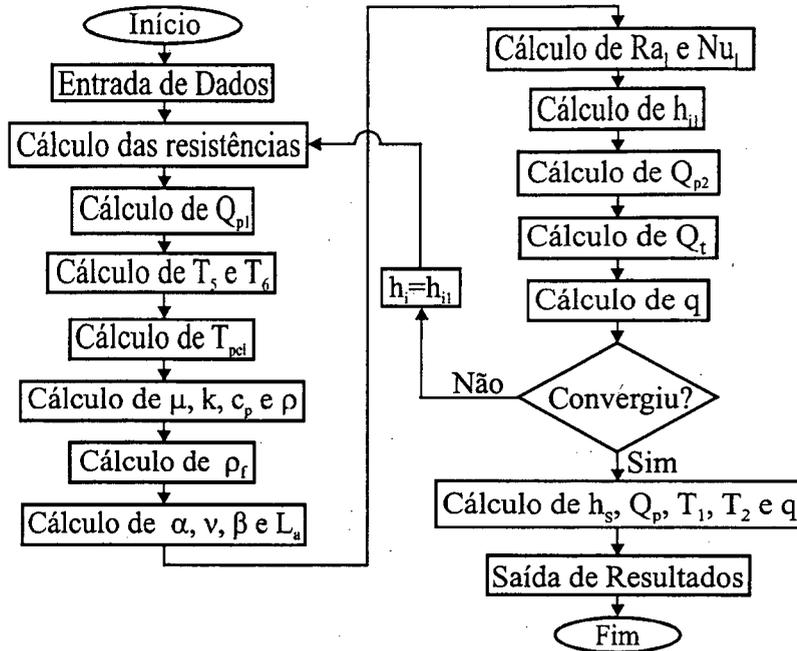


Figura 4.3 – Fluxograma do programa computacional.

### 4.4 – Verificação dos Resultados

Na Figura (4.4) tem-se o gráfico do calor perdido para o fluido refrigerante através da placa de PVC. Estes resultados foram obtidos para o regime de convecção natural para a placa com deposição de alumínio na orientação horizontal com superfície aquecedora voltada para cima.

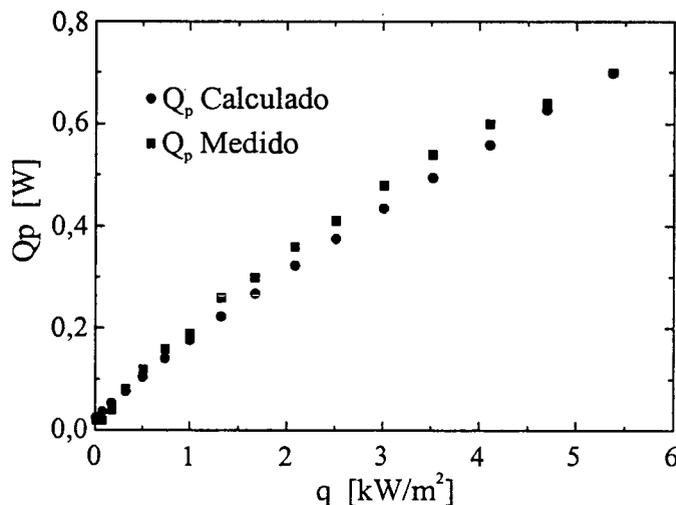


Figura 4.4 – Calor perdido em função do fluxo de calor líquido.

Na Figura (4.4) tem-se a comparação entre o calor perdido que foi medido pelo fluxímetro de calor e o calor perdido que foi calculado pelo programa apresentado no item 4.2. Os resultados apresentados de  $Q_p$  calculado são bem próximos aos medidos pelo fluxímetro de calor o que comprova que o programa se apresenta em condições de determinar o fluxo de calor líquido ( $q$ ), o coeficiente de transferência de calor ( $h$ ) e as temperaturas da parede da superfície aquecedora ( $T_1$  e  $T_2$ ).

Todos os resultados apresentados nos Capítulos 5 e 6 foram originados dos dados de entrada aplicados no programa apresentado neste capítulo.

## 4.5 – Resultados

Na Tabela (4.2) é apresentado um resumo dos resultados obtidos para a chapa com deposição na posição horizontal com a superfície aquecedora voltada para cima.

Tabela 4.2 – Dados de transferência de calor.

$Q_{t\_calc}(W)$	$Q_{p\_calc}(W)$	$Q_p/Q_t(\%)$	$q_{calc}(kW/m^2)$	$T_{2\_calc}(^{\circ}C)$	$T_{1\_calc}(^{\circ}C)$
4,27	0,21	4,92	1,62	29,49	29,46
12,83	0,50	3,92	4,93	37,53	37,46
21,51	0,83	3,84	8,27	48,08	47,95
30,29	1,13	3,74	11,67	58,29	58,12
39,06	1,26	3,23	15,12	63,24	63,02
48,06	1,34	2,78	18,69	65,24	64,96
56,88	1,41	2,47	22,19	67,15	66,82
65,67	1,45	2,21	25,69	68,86	68,48
69,97	1,48	2,12	27,40	69,79	69,38
74,30	1,49	2,00	29,12	70,43	69,99
78,92	1,53	1,93	30,96	71,61	71,15
83,17	1,58	1,90	32,63	71,47	70,98
87,76	1,65	1,88	34,44	72,97	72,45
96,65	1,73	1,79	37,97	75,08	74,51
101,15	1,75	1,73	39,76	76,00	75,41
105,45	1,77	1,68	41,47	77,04	76,42

Da Tabela (4.2) pode-se observar que a percentagem de perda de calor diminui de 4,92% para 1,68% com o aumento do fluxo de calor líquido.

## 4.6 – Conclusões

Neste capítulo foi apresentado uma seqüência de cálculos utilizados para a determinação de  $Q_p$  e da temperatura da superfície em contato com o R-113,  $T_p$ . Foi apresentado também o procedimento de cálculo para a determinação do fluxo líquido de calor,  $q$ , bem como os valores do coeficiente de transferência de calor,  $h$ , que aparecem nas figuras representativas da Curva de Ebulição e que são apresentadas nos capítulos 5 e 6.

## Capítulo 5

### Resultados Experimentais

#### 5.1 - Introdução

O objetivo deste capítulo é apresentar e discutir os resultados obtidos no presente estudo. Inicialmente, são apresentados gráficos do sub-resfriamento da superfície aquecedora durante o processo de nucleação. Em seguida é apresentado o efeito da temperatura do banho na curva de ebulição, o efeito do tipo de superfície em estudo e, finalmente, o efeito da orientação da placa em relação ao vetor aceleração da gravidade.

Nos gráficos que são apresentados neste capítulo, a temperatura de parede representa o valor aproximado à interface de contato entre o aço inoxidável da superfície aquecedora e o R-113 ( $T_2$ , no caso da placa sem deposição de alumínio) ou à interface entre o alumínio e o R-113 ( $T_1$ , no caso da placa com deposição de alumínio), conforme apresentado no tópico 4.2.2 do Capítulo 4. Esta aproximação é efetuada a partir dos valores medidos no interior da placa de aço inoxidável através da aplicação da lei de Fourier, na direção normal à placa.

O fluxo de calor líquido,  $q$ , é o resultado da diferença entre o calor dissipado pela resistência,  $Q_t$ , e o calor perdido,  $Q_p$ , dividido pela área da placa,  $A$ , ver equação (5.1).

$$q = \frac{Q_t - Q_p}{A} \quad (5.1)$$

O detalhamento dos cálculos de  $Q_p$  está apresentado no Capítulo 4.

#### 5.2 – Início da ebulição

O início da ebulição ou fenômeno de nucleação é analisado a seguir.

##### 5.2.1 – Placa horizontal para cima com deposição de alumínio

Na Figura (5.1) são apresentados resultados obtidos com o banho à temperatura de 30,4 °C. Pode-se visualizar um leve resfriamento da superfície da camada de alumínio. Após esta queda da temperatura de parede, que teve início com  $t=80$  seg. e término em  $t=110$  seg., o sistema entrou em regime permanente. A temperatura média da parede da chapa de aço

inoxidável variou de 67,3 °C para 66,2 °C. O início da ebulição é observado para um fluxo de calor de 15,5 kW/m<sup>2</sup>.

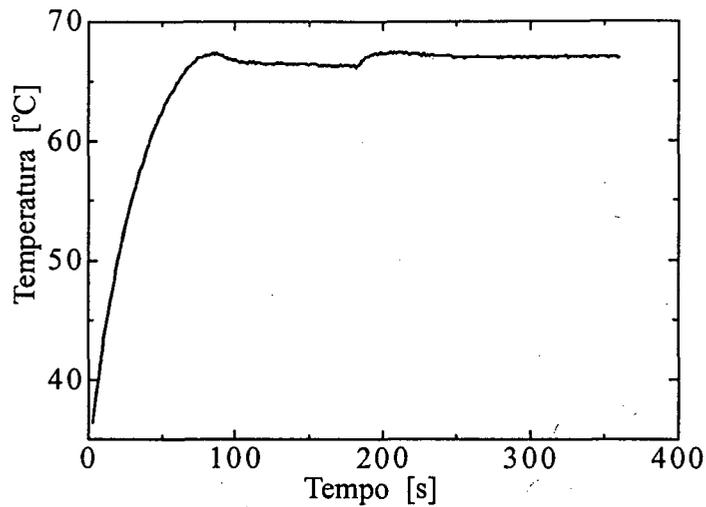


Figura 5.1 - Temperatura de parede em função do tempo para a placa com deposição, na posição horizontal e voltada para cima.  $T_f = 30,4$  °C.

Na Figura (5.2) é plotado o fluxo de calor líquido em função do tempo. A linha que se apresenta na vertical é resultante de um salto de potência e é acompanhado de um pequeno aumento da temperatura da superfície aquecida, rapidamente estabilizado.

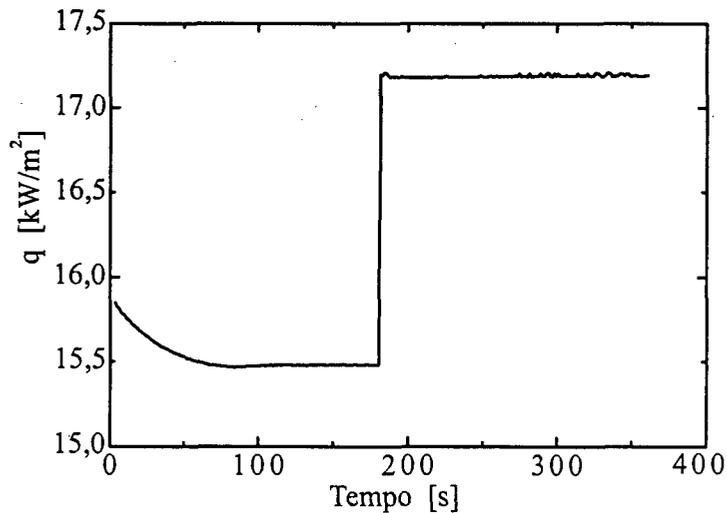


Figura 5.2 - Fluxo de calor em função do tempo para a placa com deposição, na posição horizontal e voltada para cima.  $T_f = 30,4$  °C.

## 5.2.2 - Placa horizontal para cima sem deposição de alumínio

Na Figura (5.3) fica evidente que a temperatura de parede da placa de aço inoxidável teve uma queda de  $66,3\text{ }^{\circ}\text{C}$  para  $63,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ . A temperatura do banho é de  $22,8\text{ }^{\circ}\text{C}$  e o fluxo de calor para o início da ebulição é igual a  $15,5\text{ kW/m}^2$ , conforme Figura (5.4).

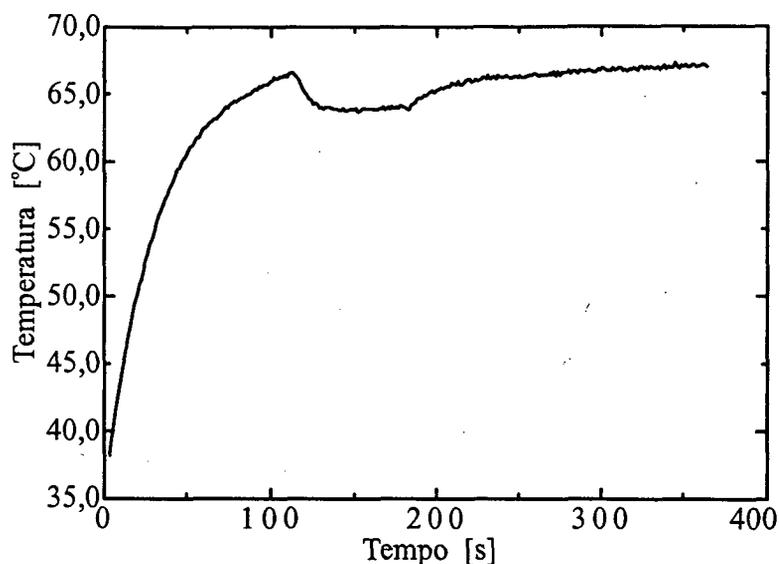


Figura 5.3 - Temperatura de parede em função do tempo para a placa sem deposição, na posição horizontal e voltada para cima.  $T_f = 22,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

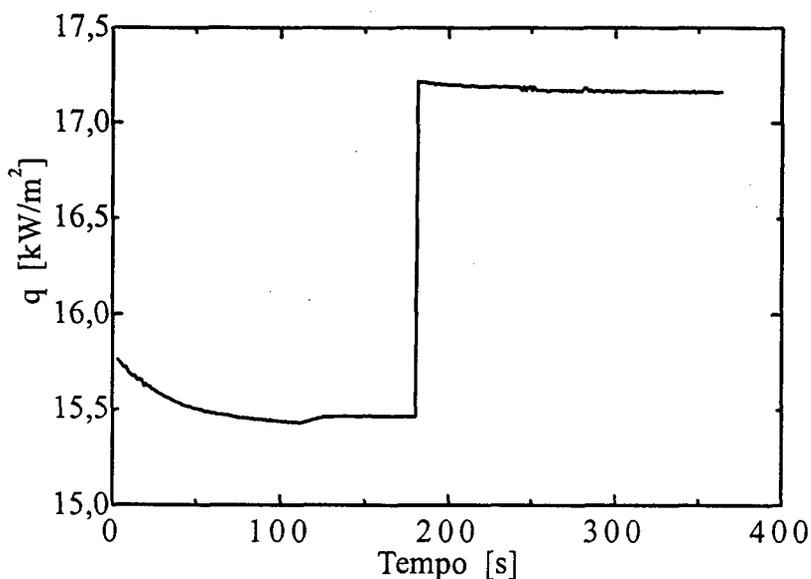


Figura 5.4 - Fluxo de calor em função do tempo para a placa sem deposição, na posição horizontal e voltada para cima.  $T_f = 22,8\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

### 5.2.3 - Placa horizontal para baixo com deposição de alumínio

Na Figura (5.5) fica evidente que a temperatura de parede da placa de aço inoxidável teve uma queda brusca de 60,4 °C para 50,9 °C. A temperatura do fluido refrigerante corresponde a 30,3 °C. O fluxo de calor para o início da ebulição é 12,0 kW/m<sup>2</sup>, conforme Figura (5.6).

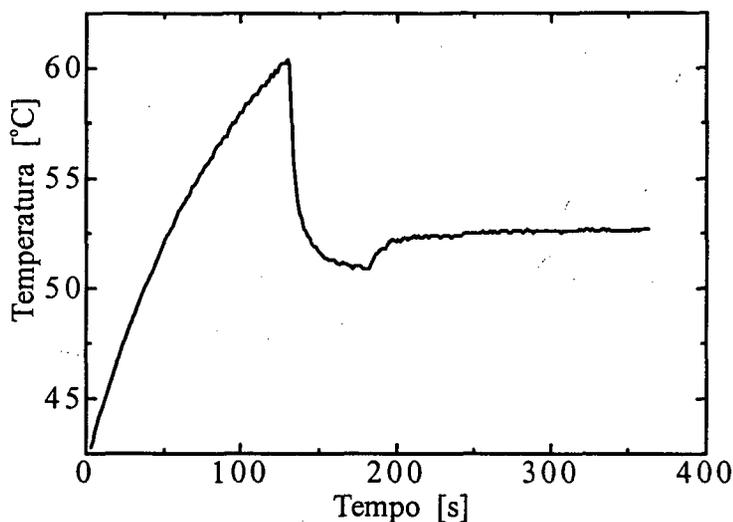


Figura 5.5 - Temperatura de parede em função do tempo para a placa com deposição, na posição horizontal e voltada para baixo.  $T_f = 30,3$  °C.

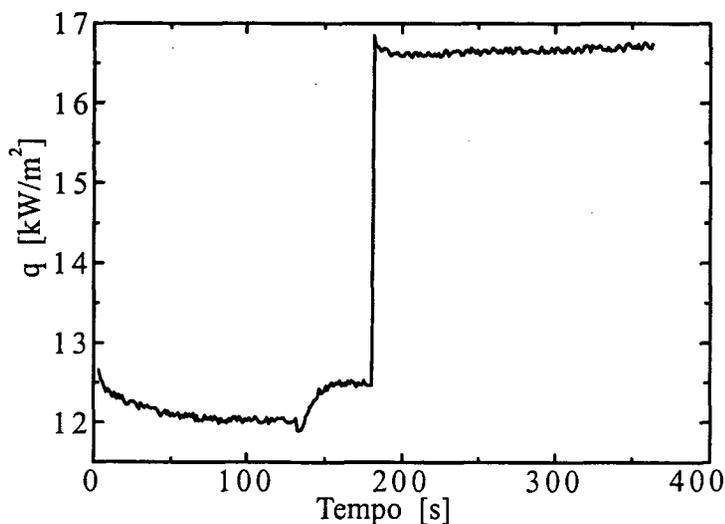


Figura 5.6 - Fluxo de calor em função do tempo para a placa com deposição, na posição horizontal e voltada para baixo.  $T_f = 30,3$  °C.

### 5.2.4 - Placa horizontal para baixo sem deposição de alumínio

Na Figura (5.7), a temperatura do banho é de 21,8 °C. A temperatura de parede da placa de aço inoxidável teve uma diminuição de 0,7 °C, com uma leve queda de 55,6 °C para 54,9 °C,

no intervalo de tempo compreendido entre 149 e 158 seg. Após isto o sistema entrou em regime permanente até  $t=172$  seg. Neste instante, a potência foi aumentada provocando o aumento da temperatura da placa e, em seguida, um novo resfriamento. Este resfriamento foi bem mais brusco, se comparado ao anterior. A nova queda da temperatura de parede foi de  $58,5$  °C para  $52,6$  °C.

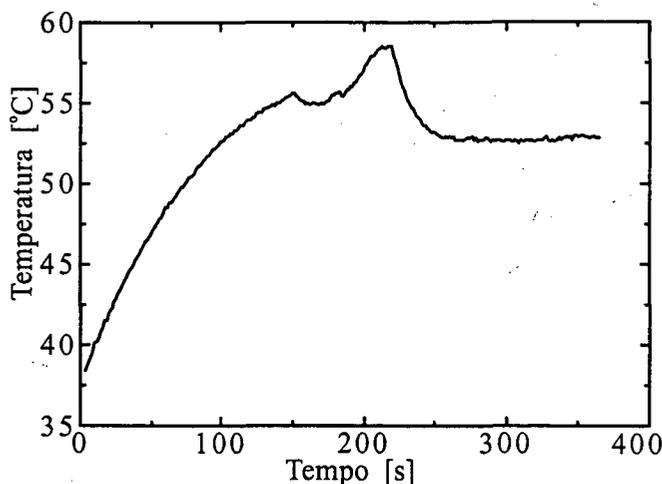


Figura 5.7 - Temperatura de parede em função do tempo para a placa sem deposição, na posição horizontal e voltada para baixo.  $T_f = 21,8$  °C.

A primeira queda provavelmente foi causada por uma tendência de nucleação quando a parede atingiu  $55,6$  °C. Neste instante o fluxo de calor, para o início da ebulição, é  $4,9$  kW/m<sup>2</sup>, conforme Figura (5.8). A segunda queda da temperatura ocorreu no intervalo de tempo compreendido entre 220 e 260 seg. Durante este intervalo de tempo o fluxo de calor líquido atingiu  $6,6$  kW/m<sup>2</sup>.

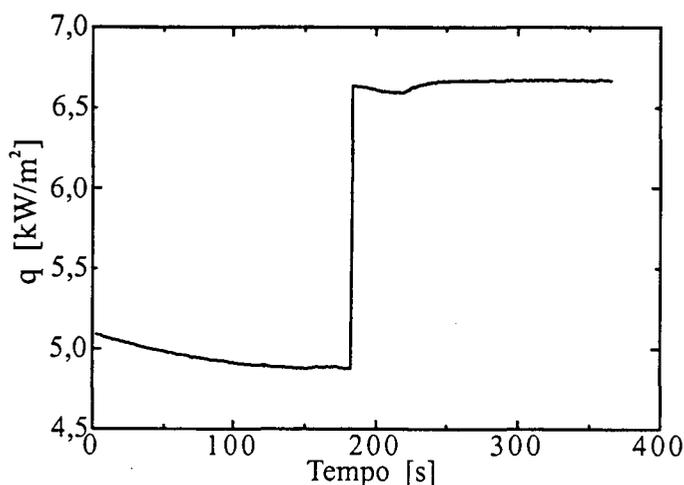


Figura 5.8 - Fluxo de calor em função do tempo para a placa sem deposição, na posição horizontal e voltada para baixo.  $T_f = 21,8$  °C.

### 5.2.5 - Placa inclinada com deposição de alumínio

Na Figura (5.9) a temperatura de parede da placa de aço inoxidável teve uma queda de 62,5 °C para 59,5 °C. A temperatura do fluido refrigerante corresponde a 44,8 °C. O fluxo de calor para o início da ebulição é 4,9 kW/m<sup>2</sup>, conforme Figura (5.10).

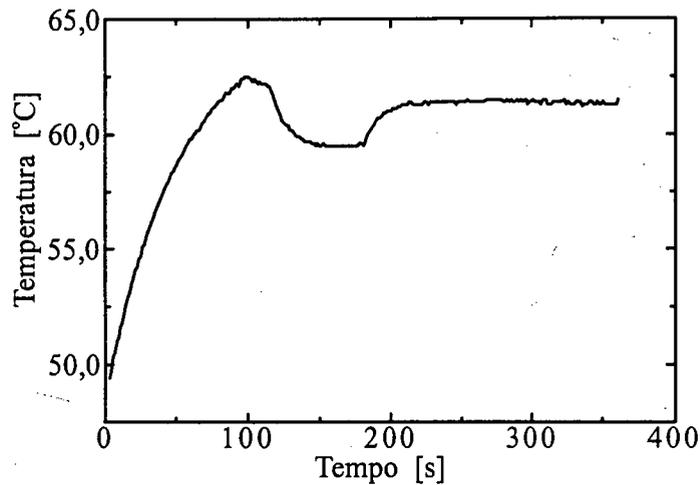


Figura 5.9 - Temperatura de parede em função do tempo para a placa com deposição e inclinada de 60°.  $T_f = 44,8$  °C.

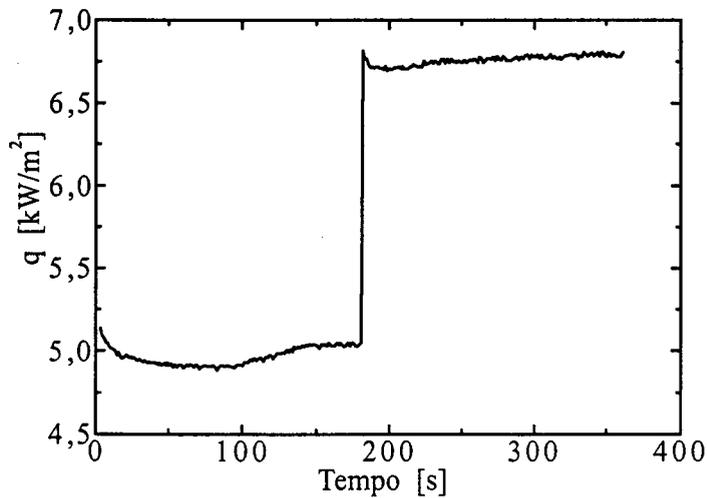


Figura 5.10 - Fluxo de calor em função do tempo para a placa com deposição e inclinada de 60°.  $T_f = 44,8$  °C.

### 5.2.6 - Placa inclinada sem deposição de alumínio

Na Figura (5.11) fica evidente que a temperatura de parede da placa de aço inoxidável teve uma queda brusca de 66,1 °C para 58,7 °C. A temperatura do fluido refrigerante é 21,2 °C. O início da ebulição é observado para um fluxo de calor de 20,8 kW/m<sup>2</sup>, conforme Figura (5.12).

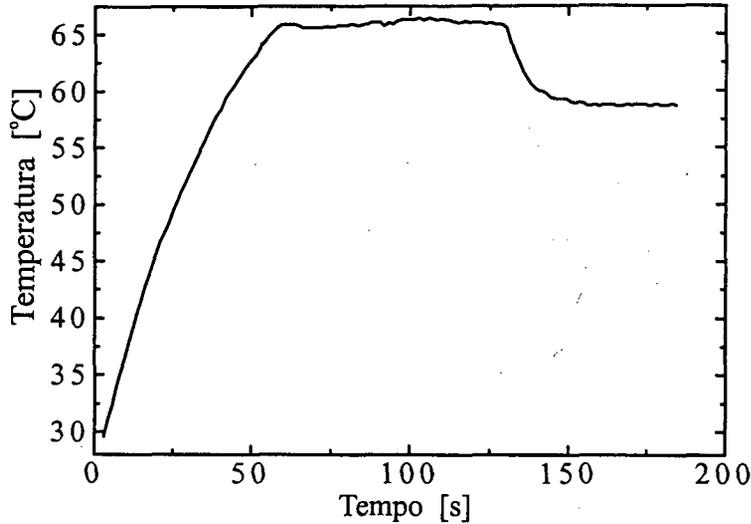


Figura 5.11 - Temperatura de parede em função do tempo para a placa sem deposição e inclinada de 60°.  $T_f = 21,2$  °C.

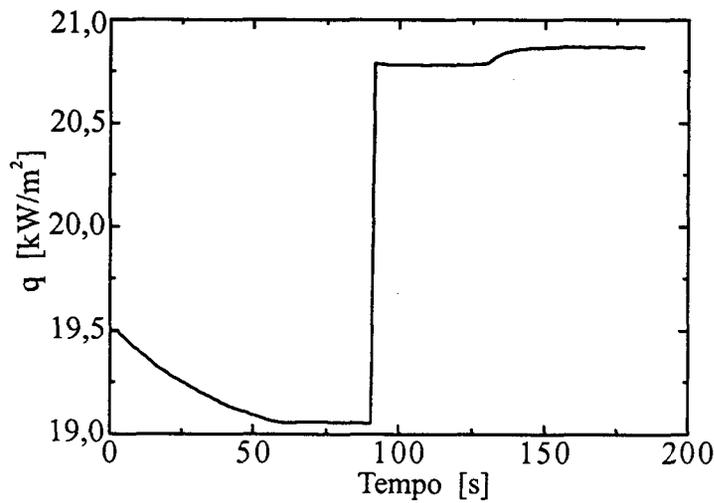


Figura 5.12 - Fluxo de calor em função do tempo para a placa sem deposição e inclinada de 60°.  $T_f = 21,2$  °C.

### 5.2.7 - Placa vertical com deposição de alumínio

Na Figura (5.13) fica evidente que a temperatura de parede da placa de aço inoxidável teve uma queda brusca de 67,6 °C para 61,0 °C. A temperatura do fluido refrigerante corresponde a 31,2 °C. O fluxo de calor para o início da ebulição é 17,2 kW/m<sup>2</sup>, conforme Figura (5.14).

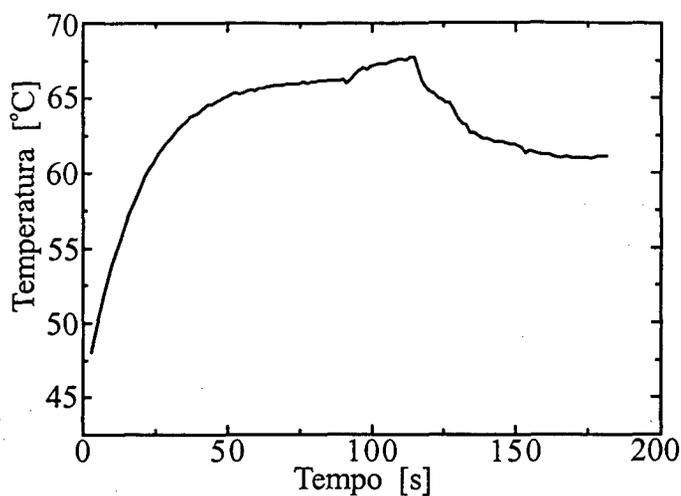


Figura 5.13 - Temperatura de parede em função do tempo para a placa com deposição na posição vertical.  $T_f = 31,2 \text{ }^\circ\text{C}$ .

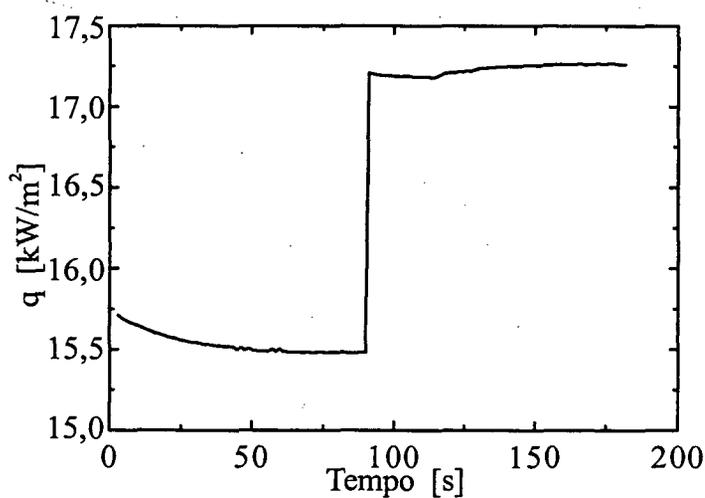


Figura 5.14 - Fluxo de calor em função do tempo para a placa com deposição na posição vertical.  $T_f = 31,2 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### 5.2.8 - Placa vertical sem deposição de alumínio

Na Figura (5.15) fica evidente que a temperatura de parede da placa de aço inoxidável teve uma queda brusca de  $66,5 \text{ }^\circ\text{C}$  para  $58,7 \text{ }^\circ\text{C}$ . A temperatura do fluido refrigerante corresponde a  $29,5 \text{ }^\circ\text{C}$ . O início da ebulição é observado para um fluxo de calor de  $13,8 \text{ kW/m}^2$ , conforme Figura (5.16).

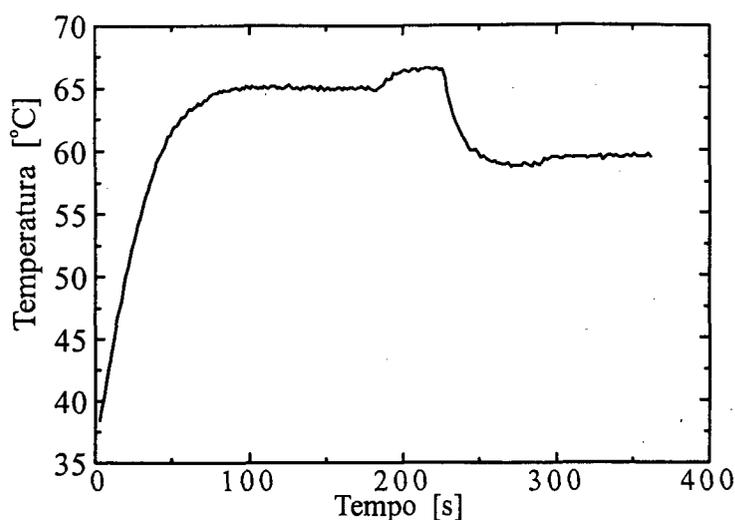


Figura 5.15 - Temperatura de parede em função do tempo para a placa sem deposição na posição vertical.  $T_f = 29,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

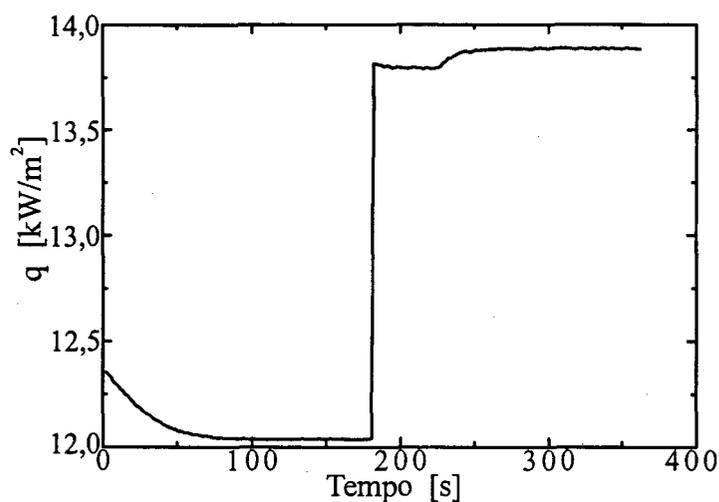


Figura 5.16 - Fluxo de calor em função do tempo para a placa sem deposição na posição vertical.  $T_f = 29,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### 5.2.9 – Análise dos resultados

Como se pode observar em todas as figuras que foram apresentadas neste capítulo, a elevação da temperatura da superfície aquecedora,  $T_p$ , proporcionou a diminuição do fluxo de calor líquido,  $q$ . De acordo com a equação (5.1), o fluxo de calor líquido é uma função do calor dissipado pela resistência elétrica,  $Q_t$ , do calor perdido pelo PVC,  $Q_p$ , e da área da superfície aquecedora,  $A$ . Como  $Q_t$  é prescrito e  $A$  é constante, conclui-se que a variação observada em  $q$  é derivada exclusivamente de  $Q_p$ . Desta forma, quando  $Q_p$  aumenta,  $q$  diminui.

Também é sabido que  $Q_p$  é diretamente proporcional à temperatura do PVC. Esta, por sua vez, é diretamente proporcional à temperatura da superfície aquecedora,  $T_p$ . Portanto, quando se

eleva  $T_p$ , eleva-se  $Q_p$  e, como visto no parágrafo anterior, diminui-se  $q$ . Sendo assim, a relação observada entre a temperatura da superfície aquecedora e o fluxo de calor líquido, apresentados nos gráficos da seção 5.2, são coerentes.

Na Tabela (5.1) são resumidos os principais resultados obtidos nos gráficos já apresentados neste capítulo. Pode-se concluir que, tanto a placa lisa como a placa com deposição, apresentam um fluxo de calor líquido,  $q$ , maior na posição horizontal para cima do que na posição horizontal para baixo. Da mesma forma, ocorreu para o valor do superaquecimento  $\Delta T_{sat}$ .

Tabela 5.1 – Superaquecimentos dos gráficos apresentados entre os itens 5.2.1. a 5.2.8.

Placa	Posição	$q(\text{kW/m}^2)$	$\Delta T_{sat}=T_p-T_{sat}$	$T_f(^{\circ}\text{C})$
Lisa	Horizontal para cima	15,5	18,7	22,8
Lisa	Horizontal para baixo	4,9	10,9	21,8
Lisa	Inclinada	20,8	18,5	21,2
Lisa	Vertical	13,8	18,9	29,5
Depositada	Horizontal para cima	15,5	20,6	30,4
Depositada	Horizontal para baixo	12,0	12,8	30,3
Depositada	Inclinada	4,9	14,9	44,8
Depositada	Vertical	17,2	20,0	31,2

### 5.3 - Efeito da temperatura do líquido

Na Figura (5.17) é apresentada a curva da ebulição do R-113 para as temperaturas do banho próximos à 20,0 e 45,0 °C. Considerando-se que a temperatura de saturação do R-113 à pressão atmosférica, é igual a 47,6 °C, o sub-resfriamento do líquido, para as duas condições de teste da Figura (5.17), é igual a 25,3 °C ( $T_f = 22,3$  °C) e 2,8 °C ( $T_f = 44,8$  °C).

Para um fluxo de calor próximo a 15,5 kW/m<sup>2</sup> há uma diferença de temperatura de parede de aproximadamente 4,3 °C. Enquanto a diferença de temperatura de fluido é 22,5 °C. Para fluxos de calor superiores ao mencionado, anteriormente, há uma tendência das temperaturas da parede se igualarem, o que demonstra que quando há o aumento do fluxo de calor, a influência da temperatura do fluido diminui. Estes resultados estão de acordo com a tendência dos resultados apresentados por Reinaldo (1999) e por Passos e Reinaldo (2000).

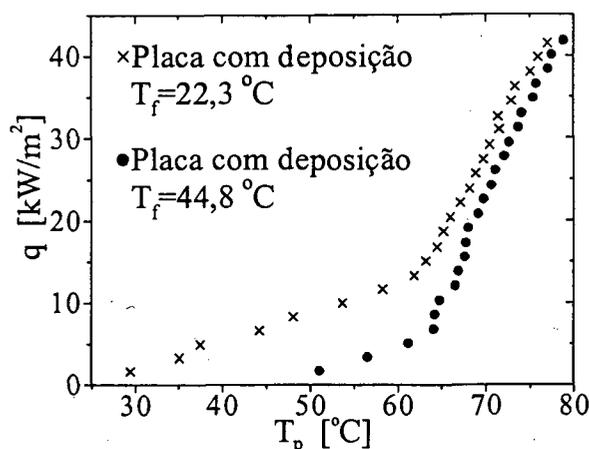


Figura 5.17 – Efeito da temperatura do banho na placa com deposição.

Na Figura (5.18) é mostrado, também, o efeito da temperatura do líquido sobre a curva de ebulição nucleada para a placa sem cobertura de pó de alumínio. Como se vê, o sub-resfriamento é verificado. Para um fluxo de calor de  $19,1 \text{ kW/m}^2$ , obteve-se uma diferença de temperatura de  $4,4 \text{ }^\circ\text{C}$ . As curvas tendem a se confundir para fluxos de calor acima de  $28 \text{ kW/m}^2$ , conforme visto no Capítulo 2.

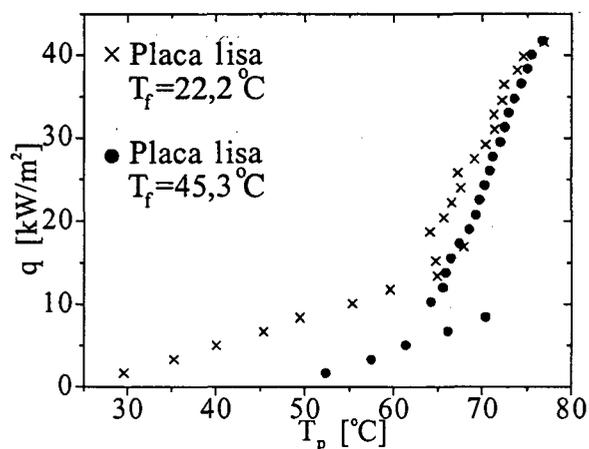


Figura 5.18 – Efeito da temperatura do banho na placa sem deposição.

## 5.4 - Efeito do tipo de superfície

Nas figuras (5.19) e (5.20) são apresentados os resultados para as placas com e sem deposição de alumínio. No caso da Figura (5.19), é observada a concordância dos resultados, no regime de convecção natural, para as duas placas testadas, até fluxos de calor de  $11 \text{ kW/m}^2$ . O mesmo ocorreu, no caso da Figura (5.20), porém para um fluxo de calor de  $7,5 \text{ kW/m}^2$ . Os coeficientes angulares das retas, neste regime, são iguais a 0,36 e 0,33, respectivamente.

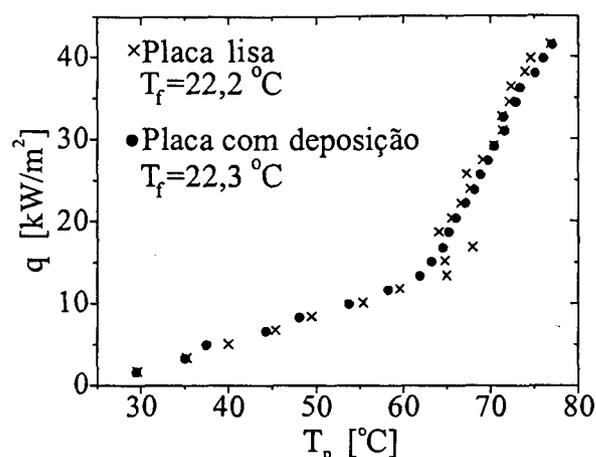


Figura 5.19 – Curvas de ebulição obtidas experimentalmente com o banho próximo a 22 °C.

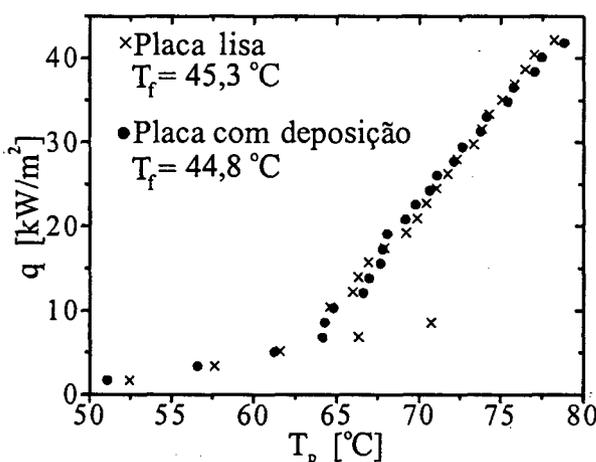


Figura 5.20 – Curvas de ebulição obtidas experimentalmente com o banho próximo a 45 °C.

Aumentando-se o fluxo de calor, além dos limites de 11 kW/m<sup>2</sup>, caso da Figura (5.19), e de 7,5 kW/m<sup>2</sup>, caso da Figura (5.20), o coeficiente angular da reta  $q$  versus  $T_p$  aumenta, consideravelmente, passando a 1,8 e 2,4, respectivamente.

A transição entre os regimes de convecção natural e de ebulição nucleada fornece elementos importantes sobre os mecanismos da nucleação ou início da ebulição. O superaquecimento da superfície, no caso da placa sem deposição, é maior do que no caso da placa com deposição. Na Figura (5.19), tem-se um superaquecimento de 20,4 °C para a placa sem deposição, contra 14,4 °C, no caso da placa com deposição. No caso da Figura (5.20), tem-se, respectivamente 23,4 e 16,4 °C. Além disso, a transição entre os dois regimes é bem mais suave no caso da placa com deposição. De fato, a existência de um número maior de sítios de nucleação, no caso da placa com cobertura, é que deve ser a causa desta transição suave.

As figuras revelam com clareza que a transição do regime de convecção natural para o de ebulição nucleada ocorre para fluxos de calor que diminuem com o aumento da temperatura do banho, como era de se esperar.

O objetivo inicial desta dissertação era determinar a intensificação da transferência de calor por ebulição na placa com deposição de alumínio, em relação à placa sem esta. De acordo com a Figura (5.21) é evidente a intensificação da transferência de calor por ebulição quanto ao tipo de superfície. Nesta figura são apresentados resultados para as placas (com e sem deposição de alumínio) voltadas para baixo cujas temperaturas do banho são próximas a  $T_{sat}$ . Esta intensificação é devida à uma formação mais intensa de bolsões de vapor na placa depositada o que provoca uma maior transferência de calor sensível,  $Q_s$ , ocasionada pela vaporização mais eficiente da camada limite térmica.

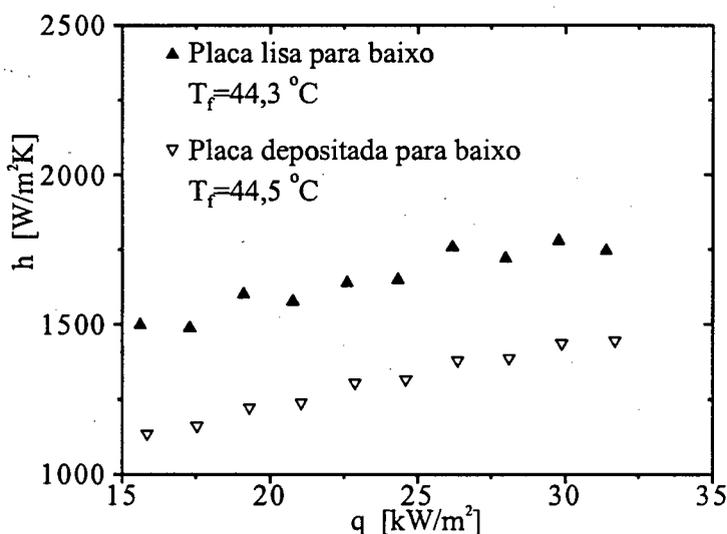


Figura 5.21 – Intensificação da transferência de calor.

Conforme as Figuras (5.19) e (5.20), não houve intensificação da transferência de calor por ebulição quando as placas estavam voltadas para cima, pois os bolsões de vapor eram inexistentes.

O que difere o comportamento dessas duas orientações da superfície aquecedora é a ativação das bolhas. Segundo Nishikawa et al. (1983), na placa voltada para cima são ativadas grandes quantidades de pequenas bolhas. A medida que se eleva a inclinação da placa ocorre a diminuição da ativação das bolhas, porém o diâmetro destas aumentam. São estas grandes bolhas que vão formar os grandes bolsões de vapor.

No entanto, só o fato de se comparar as duas superfícies era esperado que obtivesse uma intensificação da transferência de calor em qualquer situação de teste. Nos próximos parágrafos

são apresentadas as prováveis razões que justificam a não intensificação da transferência de calor por ebulição na placa voltada para cima.

Conforme apresentado no Capítulo 3, a camada superficial da deposição de alumínio, cerca de 100  $\mu\text{m}$ , apresenta regiões porosas (com grandes sítios de nucleação) e rugosas (com baixa rugosidade). A região rugosa apresenta valores de rugosidades pequenas (embora não tenha sido medida), quando comparada à rugosidade superficial do aço inoxidável na placa sem deposição de alumínio. Em adição, nas regiões onde a superfície é porosa, a existência de um grande número de sítios de nucleação não ocasionou a intensificação da transferência de calor por ebulição com a seção de teste voltada para cima, ver Figuras (5.19) e (5.20).

Um dos motivos para a não intensificação da transferência de calor por ebulição com superfície aquecedora voltada para cima está relacionado à resistência térmica desta superfície. A resistência térmica do aço inoxidável corresponde a um valor superior a quarenta vezes à resistência térmica da deposição do alumínio. Portanto, quando se comparam as duas seções de teste, é verificado que ambas apresentam, praticamente, a mesma resistência térmica. Disso pode-se concluir que a superfície controladora na transferência de calor é o aço inoxidável o qual oferece a maior resistência a ser vencida pelo fluxo de calor.

Um segundo motivo leva em consideração os trabalhos de Shi e Jang (1990) e de Nishikawa et al. (1984), ambos apresentados na Revisão Bibliográfica. Segundo Shi e Jang, o coeficiente de transferência de calor obtido para a superfície de alumínio apresenta valores inferiores em relação aos valores obtidos para a superfície de cobre (ambos nas mesmas condições), já que sua condutividade térmica é menor. Portanto, se a superfície de cobre for substituída por uma superfície de alumínio, é esperado que os limites do coeficiente de transferência de calor, na Figura (2.14), diminuam. Em adição ao que foi exposto neste parágrafo e de acordo com a Figura (2.14), a camada superficial da deposição de alumínio, cuja espessura é de 0,1 mm, não apresenta intensificação, pois o fluxo máximo utilizado, no presente trabalho, foi de 42  $\text{kW/m}^2$ .

## 5.5 – Validação dos testes em convecção natural

Na Figura (5.22), é apresentado o coeficiente de transferência de calor, no regime de convecção natural monofásica, a uma temperatura do R-113,  $T_f=45,0\text{ }^\circ\text{C}$  e à pressão atmosférica, para a seção de teste sem deposição de alumínio e com superfície aquecedora voltada para cima. Os resultados experimentais apresentados foram obtidos utilizando-se a equação (5.2).

$$h_{\text{experimental}} = \frac{q}{(T_p - T_f)} \quad (5.2)$$

onde  $T_f$  representa a temperatura do banho, através da média das medidas feitas pelos termopares de identificação 7, conforme Figura (3.1). De acordo com a análise feita no Capítulo 4, para a placa sem deposição,  $T_p = T_2$ .

Os coeficientes teóricos foram determinados através da correlação (4.18), já apresentada no Capítulo 4. Os cálculos dos números de Rayleigh e Nusselt, necessários na correlação (4.18), são efetuados pelas equações (4.13) e (4.14), respectivamente.

É importante observar que para a validação em convecção natural em andamento é utilizada a temperatura  $T_2$  na Eq. (4.13), no lugar da temperatura  $T_6$ . As expressões de  $\alpha$ ,  $\nu$  e  $\beta$  apresentadas nas equações (4.9), (4.10) e (4.11) foram determinadas para a temperatura de película, definida a seguir:

$$T_{\text{pel}} \equiv \frac{T_f + T_2}{2} \quad (5.3)$$

Na correlação (4.18),  $k$  é a condutividade térmica do fluido refrigerante, [W/mK];  $L_a$  é o comprimento característico, [m].

De acordo com a Figura (5.22), para fluxos de calor entre 0,8 e 5,6 kW/m<sup>2</sup>, os resultados experimentais e calculados apresentaram boa concordância, com os pontos experimentais ligeiramente maiores do que os calculados através da correlação. Para fluxos de calor baixos, menor que 0,8 kW/m<sup>2</sup>, a comparação ficou bastante prejudicada uma vez que a incerteza experimental no cálculo do cálculo do calor perdido pelo PVC é grande.

No caso em que a temperatura do banho foi de 21,3 °C, a comparação entre os coeficientes experimentais e calculados diferem de até 31,3 %.

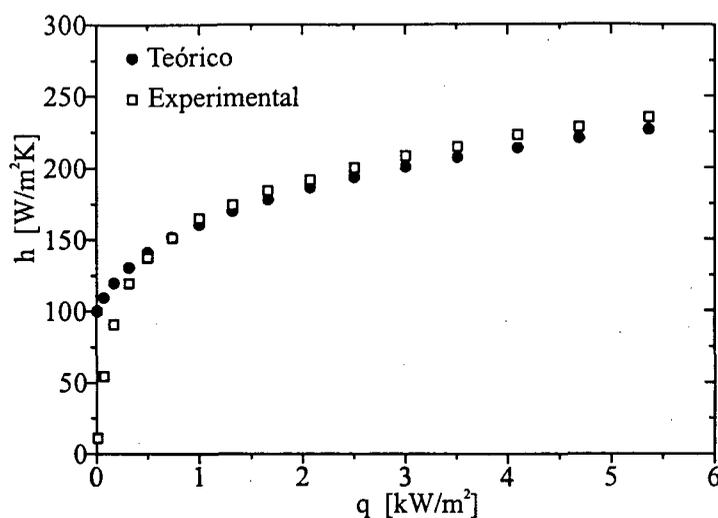


Figura 5.22 – Validação dos testes em convecção natural.

## 5.6 – Incerteza experimental

As incertezas experimentais da temperatura na interface entre a superfície aquecedora e o fluido refrigerante, do fluxo de calor líquido e do coeficiente de transferência de calor foram determinadas utilizando-se os procedimentos apresentados por Holman (1989). A descrição dos passos tomados está apresentada no Apêndice B.

A incerteza experimental percentual média da temperatura de parede da superfície aquecedora, na interface placa/R-113, foi de, aproximadamente, 1,0 %. Esta incerteza foi determinada fazendo-se uma média aritmética entre as incertezas pontuais. A incerteza experimental percentual média do fluxo de calor líquido é de 5,75 %.

Nas Figuras (5.23) e (5.24) estão plotadas as incertezas experimentais da temperatura e do fluxo de calor em função deste último.

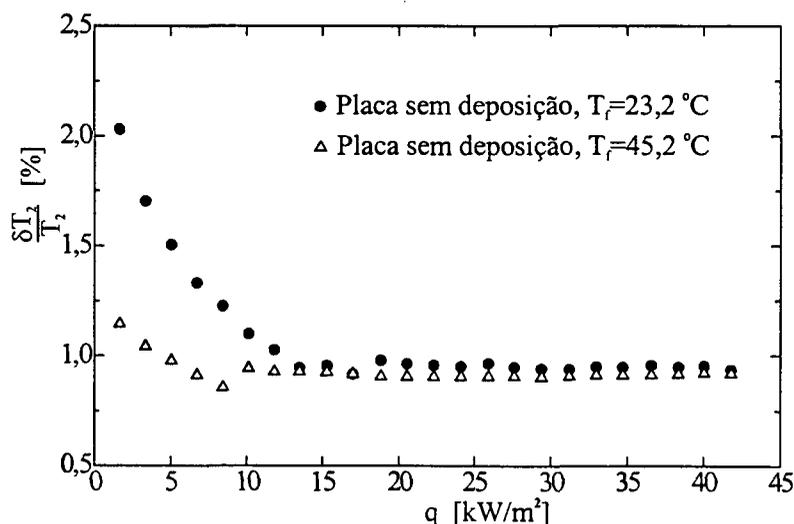


Figura 5.23 – Incerteza percentual da temperatura.

Como se observa na Figura (5.23), a incerteza experimental percentual da temperatura, para temperatura do fluido igual a 23,2 °C e fluxos de calor entre 1,7 e 13,5 kW/m<sup>2</sup>, está compreendida entre 2,03 e 0,95 %. Para fluxos de calor compreendidos entre 13,5 e 42 kW/m<sup>2</sup>, a incerteza permanece constante e com o valor de 0,95 %. Para uma temperatura do fluido de 45 °C e fluxos de calor entre 1,7 e 13,5 kW/m<sup>2</sup>, a incerteza experimental percentual da temperatura está compreendida entre 1,15 e 0,91 %. Para fluxos de calor compreendidos entre 13,5 e 42 kW/m<sup>2</sup>, a incerteza permanece constante e com o valor de 0,91 %.

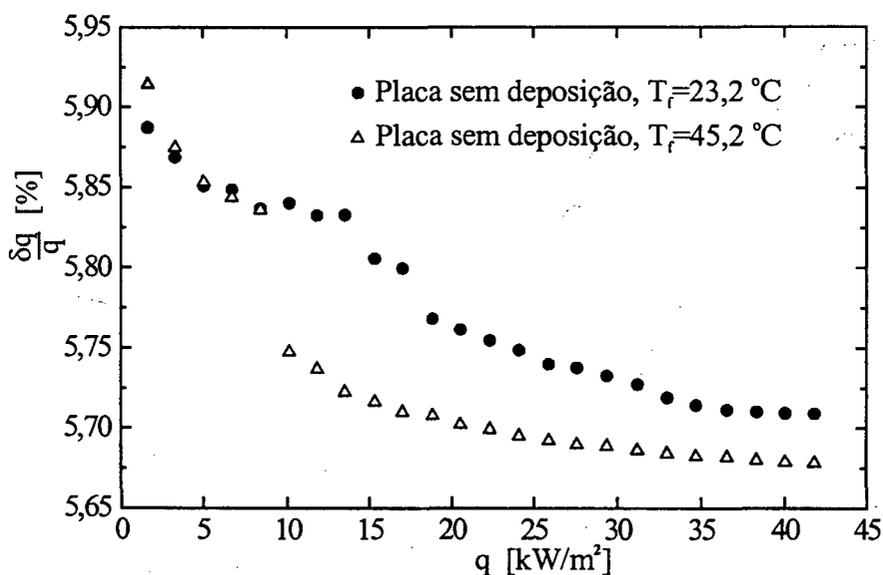


Figura 5.24 – Incerteza percentual do fluxo de calor.

Como se observa, na Figura (5.24), a incerteza experimental percentual do fluxo de calor, para temperatura do fluido igual a 23,2 °C, é de 5,88 % para um fluxo de calor de 1,7 kW/m<sup>2</sup> e de 5,71 % para um fluxo de calor de 42 kW/m<sup>2</sup>. Para uma temperatura do fluido de 45 °C e fluxos de calor entre 1,7 e 8,4 kW/m<sup>2</sup>, a incerteza da temperatura está compreendida entre 5,91 e 5,83 %. Para fluxos de calor compreendidos entre 8,4 e 42 kW/m<sup>2</sup>, a incerteza variou entre 5,75 e 5,68 %.

## 5.7 - Conclusões

No item 5.2 foram apresentadas figuras em que fica evidenciado o sub-resfriamento da parede da superfície aquecedora após o processo de nucleação. Em algumas figuras este sub-resfriamento apresentou uma redução da temperatura brusca e em outras esta redução foi bem suave.

No item 5.3, foi verificado o efeito da temperatura do fluido refrigerante no resfriamento da placa de aço inoxidável. Conforme visto nos gráficos das Figuras (5.17) e (5.18), o início da ebulição nucleada teve um retardamento à medida que se aumentou a temperatura do fluido refrigerante. Foi verificado, também, nestas figuras que à medida que se aumentou o fluxo de calor, no regime de ebulição nucleada, a influência da temperatura do fluido refrigerante diminuiu.

Na Tabela (5.1), o superaquecimento,  $\Delta T_{\text{sat}}$ , para as placas com e sem deposição de alumínio, necessário para o início da ebulição, foi menor para a placa com superfície aquecedora para baixo em relação à placa com superfície aquecedora para cima.

Conforme apresentado nas Figuras (5.19) e (5.20), não foi observada a intensificação da transferência de calor por ebulição devido ao tipo de superfície, quando a placa estava voltada para cima. Neste contexto, pode-se dizer que a porosidade e a rugosidade superficiais não apresentaram características intensificadoras para fluxos de calor baixo e moderado na seção de teste do presente trabalho. Entretanto, a transição do regime de convecção natural para o regime de ebulição nucleada parece ser mais suave em uma placa com deposição do que no caso da placa sem esta deposição. No entanto, ficou evidente a intensificação para a placa voltada para baixo, ver Figura (5.21). Esta intensificação deveu-se à formação mais intensa de grandes bolsões de vapor propiciando uma maior transferência de calor sensível,  $Q_s$ .

## Capítulo 6

### Determinação do coeficiente de transferência de calor

Neste capítulo, são apresentados os gráficos do coeficiente de transferência de calor experimental,  $h$ , em função do fluxo de calor líquido,  $q$ , para as orientações verticais, inclinadas, horizontais para baixo e horizontais para cima, a fim de se verificar o efeito orientação da superfície resfriada por ebulição, em relação ao vetor aceleração da gravidade. Em um segundo passo, é apresentado o gráfico da camada de líquido superaquecido em função do fluxo de calor, no regime de convecção natural, com o objetivo de comprovar o efeito da orientação da superfície aquecedora naquela camada. Em seguida, são apresentados os gráficos dos coeficientes de transferência de calor experimentais, obtidos para a placa sem deposição de alumínio na posição horizontal com superfície aquecedora para cima, e são comparados com os coeficientes obtidos pelas correlações empíricas apresentadas no Capítulo 2. Estes gráficos foram obtidos para as temperaturas do banho próximas a 20,0, 30,0 e 45,0 °C. Dando seqüência, é apresentada uma tabela que mostra, explicitamente, com quais das correlações os resultados experimentais mais se aproximaram e mais se distanciaram. Finalizando, é apresentado um gráfico que evidencia a incerteza experimental do coeficiente de transferência de calor. As propriedades térmicas foram interpoladas para a temperatura do banho, à pressão atmosférica.

As correlações utilizadas foram as de Rohsenow com os valores de  $s$  iguais a 1,0 e a 1,7, equação (2.12), a de Borishanski, equação (2.13), a de Stephan e Abdelsalam, equação (2.17) e a de Cooper, equação (2.19). O coeficiente de transferência de calor experimental foi determinado através das equações (4.22) e (4.23), do Capítulo 4.

#### 6.1 – Efeito da orientação da placa sobre o $h_{\text{experimental}}$

Nas Figuras (6.1) e (6.2), são apresentados os resultados do coeficiente de transferência de calor,  $h$ , para as placas com e sem deposição. Para a placa, na horizontal, com superfície aquecedora para cima, o fluxo de calor imposto variou entre 15 e 42 kW/m<sup>2</sup>. No caso da superfície aquecedora para baixo, o fluxo de calor imposto variou entre 15 e 32 kW/m<sup>2</sup>. Para um mesmo fluxo de calor,  $h$  aumenta à medida que se aumenta o ângulo de inclinação da superfície aquecedora,  $\Omega$ , ver Figura (2.6) da Revisão Bibliográfica.

Conforme foi analisado, no Capítulo 2, Nishikawa et al. (1983) relaciona dois mecanismos distintos que dependem do ângulo de inclinação. Para ângulos maiores que  $150^\circ$  e baixo fluxo de calor, o aumento de  $h$  é controlado pela extração de calor sensível do líquido superaquecido e do calor latente decorrente da vaporização da película líquida entre a bolha e a superfície aquecida. Para a placa horizontal, neste trabalho, com  $\Omega=180^\circ$ , atribui-se a melhora de  $h$  à vaporização da película de líquido entre a bolha e a placa.

De acordo com a Figura (6.1), até um fluxo de calor de  $19 \text{ kW/m}^2$ , o coeficiente de transferência de calor,  $h$ , para a superfície aquecedora na posição horizontal voltada para baixo, é ligeiramente maior que o coeficiente para a mesma superfície na posição vertical. A partir deste fluxo, até  $31,7 \text{ kW/m}^2$ , os mesmos coeficientes apresentaram-se praticamente iguais. Com exceção da igualdade observada entre os coeficientes de transferência de calor para esta placa nas posições para baixo e vertical, a fluxos entre  $19$  e  $31,7 \text{ kW/m}^2$ , os resultados apresentados estão de acordo com Nishikawa et al. (1983).

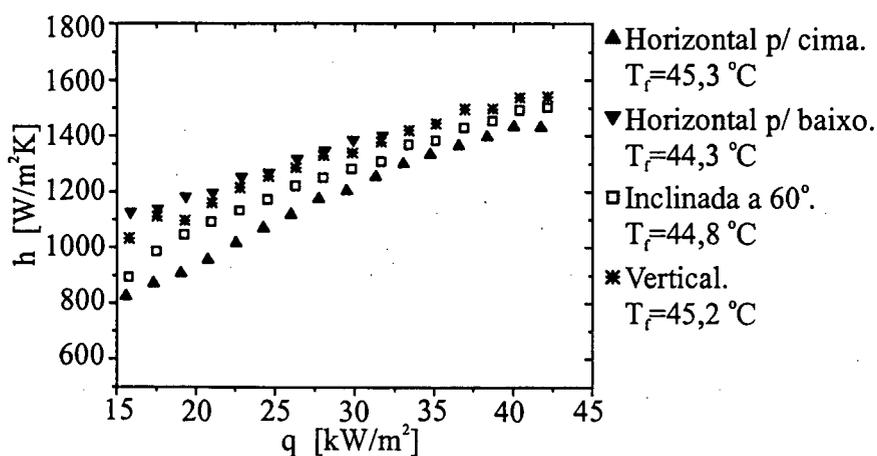


Figura 6.1 – Efeito da orientação sobre o coeficiente de transferência de calor da placa sem deposição.

Na Figura (6.2), pode-se observar que o coeficiente de transferência de calor na placa com superfície aquecedora voltada para baixo apresentou valores superiores em relação às outras posições apresentadas. Nesta figura, observou-se também que à medida que se aumentou a inclinação da superfície aquecedora em relação ao plano horizontal, ocorreu a intensificação do coeficiente de transferência de calor. Nesta figura, é observado que a partir de  $30 \text{ kW/m}^2$  os coeficientes de transferência de calor para a placa nas posições inclinada e voltada para cima tendem a se igualar.

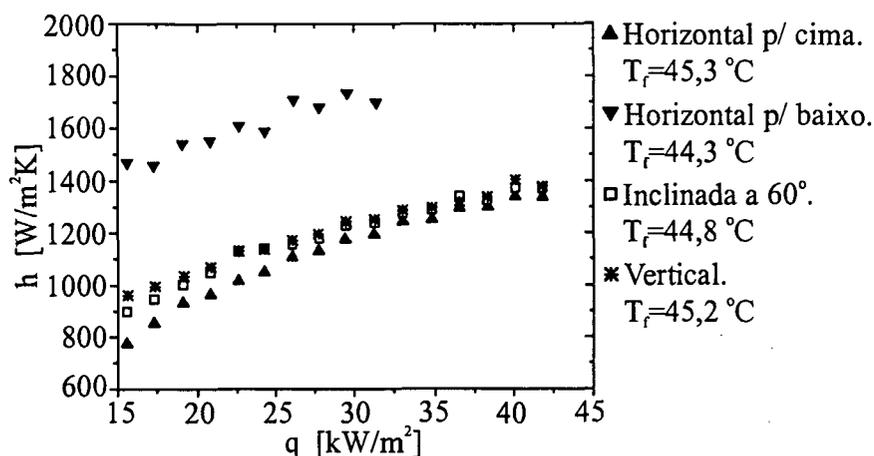


Figura 6.2 – Efeito da orientação sobre o coeficiente de transferência de calor da placa com deposição.

Comparando os resultados para as placas com e sem deposição, na posição horizontal voltada para baixo, observa-se uma intensificação importante da ebulição quando se utiliza a placa com deposição.

### 6.1.1 - Determinação da camada de líquido superaquecido

A fim de analisar o problema imediatamente antes da nucleação, determinaremos, neste item, a espessura aproximada da camada limite térmica do líquido refrigerante em contato com a placa. Para o cálculo da espessura da camada limite térmica, foi utilizada a equação abaixo. Ela foi obtida da definição do coeficiente de transferência de calor por convecção e da hipótese de que o perfil de temperatura, na camada limite, apresenta um crescimento linear, em função da distância perpendicular à parede, ver Bejan (1994).

$$\delta_{cn} = \frac{k_l}{h_{cn}} \quad (6.1)$$

onde,  $k_l$  é a condutividade térmica do líquido e  $h_{cn}$  é o coeficiente de transferência de calor obtido através das correlações, conforme visto no item 5.5 e Capítulo 4.

Na Figura (6.3), pode-se verificar as espessuras das camadas limite térmica, para a placa sem deposição de alumínio, na posição horizontal com superfície aquecedora voltada para cima e para baixo. O fluido está em convecção natural e a temperatura do fluido refrigerante é 45,2 °C. Como se verifica, a espessura da camada de líquido superaquecido, em convecção natural,  $\delta_{cn}$ , é maior na placa com superfície aquecedora voltada para baixo do que na placa com superfície aquecedora voltada para cima.

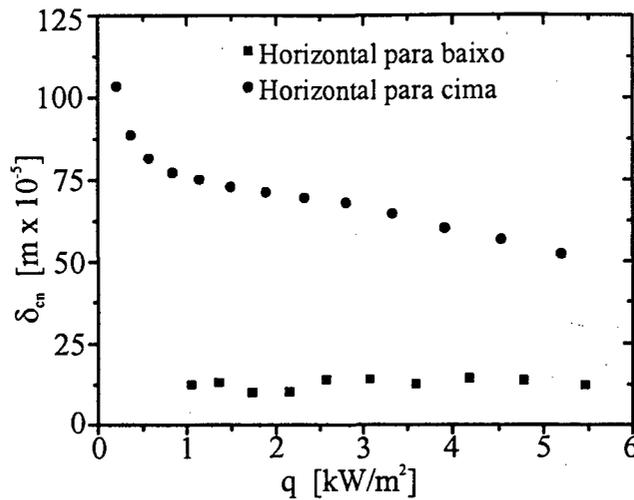


Figura 6.3 – Espessura da camada de líquido superaquecido.

Este resultado permite justificar a intensificação do fenômeno de ebulição para  $\Omega=180^\circ$ , comparado com a situação em que  $\Omega=0^\circ$ .

## 6.2 – Comparação dos resultados experimentais com as correlações

Neste item, são apresentados e discutidos os gráficos oriundos da seção de teste com placa de aço inoxidável sem deposição de alumínio e superfície aquecedora voltada para cima. Nestes gráficos tem-se  $h$  em função de  $q$ , nas temperaturas do banho iguais a 23,2, 31,6 e 45,2 °C, respectivamente. Observando-as é verificado que os resultados experimentais, acima de 15  $kW/m^2$ , apresentaram-se inferiores aos resultados das demais correlações, com exceção dos resultados da correlação de Rohsenow, para  $s=1,7$ .

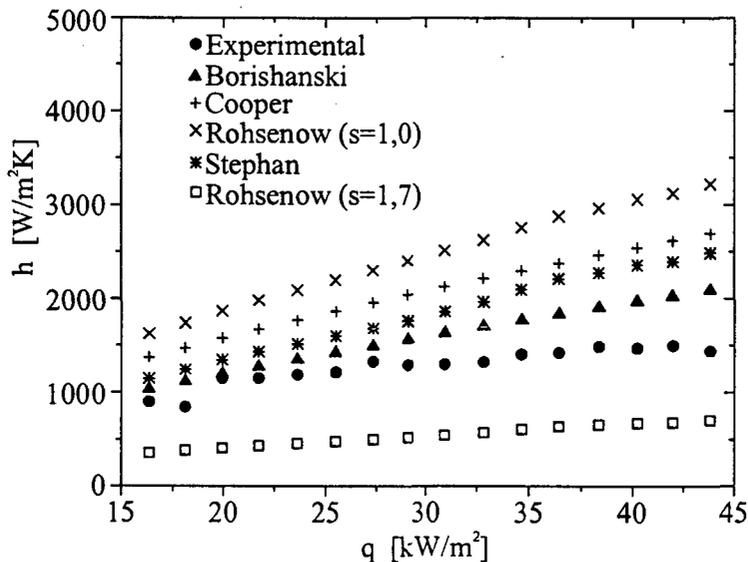


Figura 6.4 – Coeficiente de transferência de calor para a placa sem deposição.  $T_f = 23,2$  °C.

Na Figura (6.5), observa-se que as correlações de Stephan e de Cooper apresentaram resultados bem próximos. Isto não é verificado nas Figuras (6.4) e (6.6). A explicação disto é que a correlação de Stephan e Abdelsalam é influenciada por propriedades termo-físicas que dependem temperatura do banho. Por outro lado, a correlação de Cooper é função da pressão reduzida,  $p_r$ , da rugosidade,  $R_p$ , do fluxo de calor líquido,  $q$ , e do peso molecular,  $M$ . Como  $p_r$ ,  $R_p$  e  $M$  são constantes tem-se que  $h_{\text{Cooper}}$  varia apenas em função do fluxo de calor líquido,  $q$ .

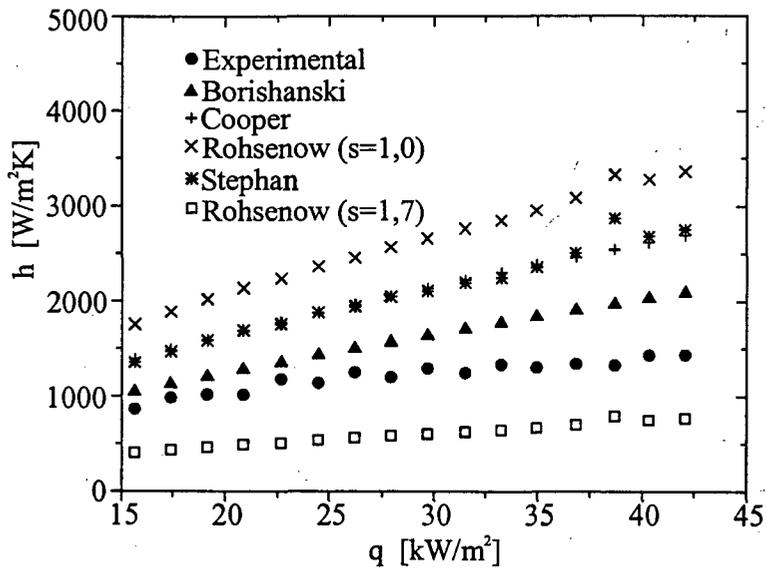


Figura 6.5 – Coeficiente de transferência de calor para a placa sem deposição.  $T_f = 31,6$  °C.

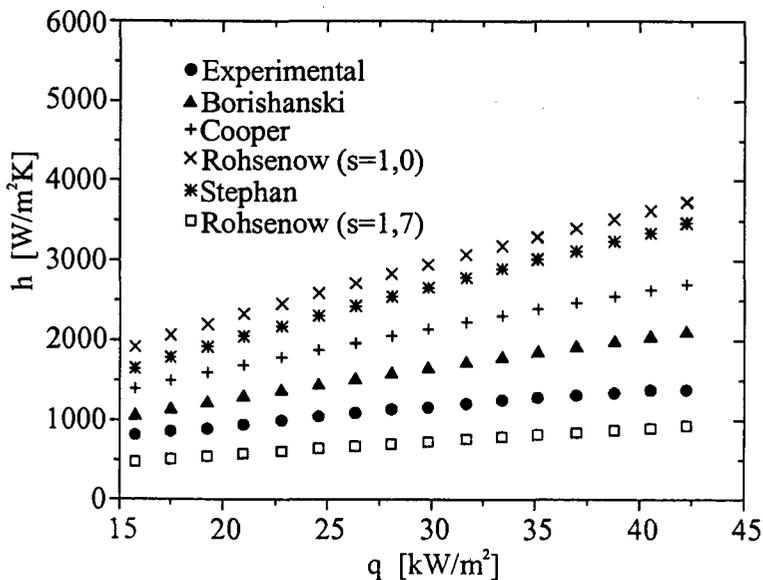


Figura 6.6 – Coeficiente de transferência de calor para a placa sem deposição.  $T_f = 45,2$  °C.

Nas Figuras (6.4), (6.5) e (6.6) pode-se observar, também, que a temperatura do banho influencia fortemente na determinação do coeficiente de transferência de calor da correlação de Rohsenow. Além disso, a correlação de Borishanski não apresentou modificação quando ocorreu variação da temperatura do banho, pois sua variação está relacionada ao fluxo de calor,  $q$ , à pressão reduzida,  $p_r$ , e à pressão crítica,  $p_c$ .

É observado, também, que a temperatura do banho influencia mais fortemente na correlação de Stephan e Abdelsalam do que na correlação de Rohsenow,  $s=1$ . A diferença entre seus coeficientes de transferência de calor, observada nas Figuras (6.4) e (6.6), para um fluxo de calor de  $43,5 \text{ kW/m}^2$ , são:

$$\left| (h_{Fig. 6.4} - h_{Fig. 6.6})_{m\acute{a}x}^{Rohsenow(s=1)} \right| = 509,3 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

$$\left| (h_{Fig. 6.4} - h_{Fig. 6.6})_{m\acute{a}x}^{Stephan} \right| = 980,0 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

Destes dois valores supracitados, pode-se concluir que o  $h$  variou muito mais utilizando-se a correlação de Stephan e Abdelsalam do que a correlação de Rohsenow.

### 6.3 – Desvio das correlações com os dados experimentais

Na Tabela (6.1) são apresentados os desvios absolutos médios,  $\bar{D}$ , obtidos entre os coeficientes de transferência de calor experimentais e os coeficientes de transferência de calor calculados nas correlações empregadas no presente estudo.

Tabela 6.1- Comparações das correlações.

Orientação da Placa	$T_f(^{\circ}\text{C})$	Desvio Absoluto Médio, $\bar{D}$ - (%)				
		Borishanski	Cooper	Rohsenow (s=1,0)	Stephan	Rohsenow (s=1,7)
Horiz. p/ cima	23,2	42,56	79,49	110,50	61,17	55,48
Horiz. p/ cima	31,6	46,61	89,19	135,69	88,67	38,94
Horiz. p/ cima	45,2	49,82	91,11	156,95	130,25	23,68
Horiz. p/ baixo	20,9	35,03	60,39	83,37	42,48	61,54
Horiz. p/ baixo	30,6	35,84	62,61	94,69	60,00	52,02
Horiz. p/ baixo	44,3	23,33	46,21	88,74	68,04	45,40

A equação que define este desvio absoluto médio é dada por:

$$\bar{D} = \frac{100}{N} \sum_{n=1}^N \left( \frac{h_{\text{experimental}} - h_{\text{correlação}}}{h_{\text{experimental}}} \right) \quad (6.2)$$

Como é observado, na tabela acima, o coeficiente de transferência de calor experimental apresentou resultados mais próximos dos coeficientes calculados pela correlação de Borishanski. Por outro lado, o desvio absoluto médio foi maior para a correlação de Rohsenow, com  $s=1,0$ .

## 6.4 – Incertezas experimentais

Neste item são apresentadas as incertezas experimentais do coeficiente de transferência de calor, para o regime de ebulição nucleada. Na Figura (6.7) é apresentado um gráfico da incerteza experimental percentual do coeficiente de transferência de calor,  $\delta h/h$ , em função do fluxo de calor líquido,  $q$ .

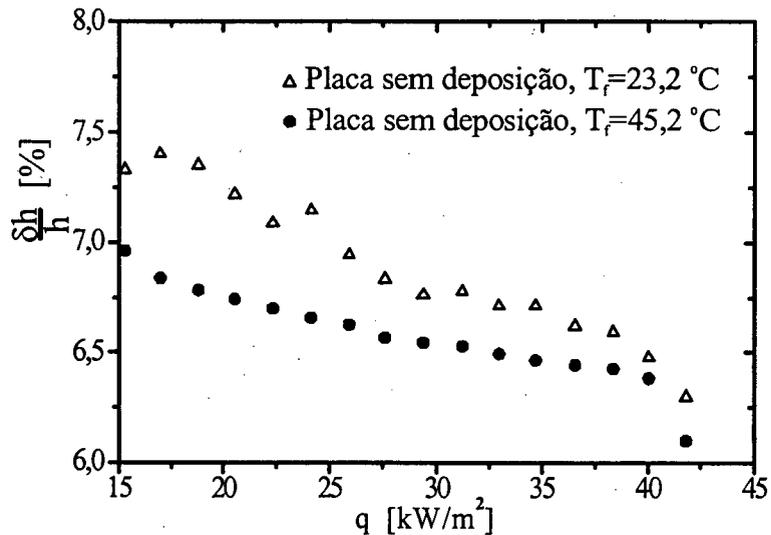


Figura 6.7 – Incerteza de  $h$  em função de  $q$ .

De acordo com a Figura (6.7), é verificado que  $\delta h/h$ , na placa sem deposição de alumínio e temperatura do fluido de 23,2 °C, varia de 7,4 para 6,4 %, quando o fluxo de calor varia de 15,3 para 41,8 kW/m<sup>2</sup>. Para o fluido a 45,2 °C e mesma faixa do fluxo de calor, a incerteza do  $h$  variou de 6,9 para 6,1 %. A incerteza média de  $h$  é 7,1%.

## 6.5 - Conclusões

O coeficiente de transferência de calor experimental, para a seção de teste com superfície aquecedora para baixo, apresentou-se superior quando comparado aos resultados obtidos para as demais orientações apresentadas, com exceção dos resultados exibidos na Figura (6.1) em que os coeficientes obtidos, para as orientações voltada para baixo e vertical, a fluxos de calor entre 19 e 31,7 kW/m<sup>2</sup>, coincidiram.

A correlação de Rosehnow, com  $s=1,7$ , apresentou resultados inferiores às demais correlações. Por outro lado, a mesma correlação, com  $s=1,0$ , apresentou resultados superiores às demais correlações, o que possibilita concluir que estes valores de  $s$  não são aplicáveis ao R-113. Provavelmente, fazendo-se  $s=1,2$  ou  $1,3$  pode-se conseguir resultados mais satisfatórios o que tende a concordar com a análise feita por Pioro (1999).

Como as correlações de Stephan e Abdelsalam e de Rohsenow possuem propriedades térmicas que variam em função da temperatura do fluido refrigerante, pode-se concluir, de acordo com os gráficos apresentados neste capítulo, que a temperatura do banho influencia muito mais fortemente a correlação de Stephan e Abdelsalam do que a correlação de Rohsenow.

O desvio médio absoluto máximo observado foi de 157 %, para a placa sem deposição de alumínio com superfície aquecedora para cima e temperatura do banho de 45,2 °C. Este valor foi obtido em comparação com a correlação de Rohsenow, com  $s=1,0$ . Por outro lado, o mínimo desvio médio absoluto foi de 23,3 % quando foram comparados os resultados experimentais com os resultados apresentados pela correlação de Borishanski. Estes resultados experimentais foram obtidos para a placa sem deposição de alumínio e superfície aquecedora para baixo, a uma temperatura do banho de 44,3 °C.

A incerteza experimental do coeficiente de transferência de calor não passou de 9 %, tanto para a seção de teste com deposição, como para a seção sem deposição.

## Capítulo 7

### Conclusões

Os resultados experimentais apresentados e analisados no presente trabalho referem-se aos regimes de convecção natural e de ebulição nucleada sob fluxos de calor baixos e moderados, para placas planas com e sem deposição, resfriadas por um banho de R-113. Os testes foram realizados para as placas voltadas para cima, para baixo, com inclinação de  $60^\circ$  em relação à horizontal e na posição vertical, a fim de verificar o efeito do vetor aceleração da gravidade na transferência de calor por ebulição.

As principais conclusões deste trabalho estão apresentadas a seguir:

- Na placa com deposição de alumínio foi observada uma transição suave entre os regimes de convecção natural e o de ebulição nucleada, o que indica um menor superaquecimento da superfície antes do início da ebulição nucleada. Provavelmente, a existência de um número maior de sítios de nucleação é que deve ser a causa desta transição suave.
- A seção de teste com superfície aquecedora voltada para baixo apresentou o início da nucleação a menores fluxos de calor e menor superaquecimento da parede, pois a espessura da camada de líquido superaquecido é maior nesta orientação.
- Foi observado que a orientação da superfície aquecedora influencia na transferência de calor. Quando a superfície aquecedora está voltada para baixo, o coeficiente de transferência de calor é maior quando comparado ao da superfície aquecedora voltada para cima. Isto se deve ao fato de que, nesta posição, a coalescência de bolhas é intensa, transportando, assim, uma maior quantidade de calor por facilitar a vaporização do filme líquido entre a interface da bolha e a parede aquecedora.
- Conforme visto nos gráficos das Figuras (5.17) e (5.18), o início da ebulição nucleada apresentou um retardamento, no que se refere à temperatura  $T_p$ , e uma antecipação, no que refere ao fluxo de calor, à medida que se aumentou a temperatura do banho.
- O superaquecimento necessário para o início da ebulição,  $\Delta T_{sat}$ , apresentado na Tabela (5.1), para as placas com e sem deposição de alumínio, foi menor para a placa com superfície aquecedora para baixo em relação à placa com superfície aquecedora para

cima. Isto é explicado pela existência de uma grande densidade de sítios de nucleação na placa para cima.

- Não foi observada a intensificação da transferência de calor por ebulição, devido ao tipo de superfície, no regime de ebulição nucleada, para a placa depositada com superfície aquecedora voltada para cima, na vertical ou inclinada. No entanto, para a mesma placa com superfície aquecedora voltada para baixo, o coeficiente de transferência de calor por ebulição foi intensificada, em relação à placa sem deposição, pois a formação dos bolsões de vapor foi mais intensa o que provocou uma maior transferência de calor por vaporização da camada de líquido interposta entre a placa e os bolsões de vapor.
- Conforme observado, no Capítulo 6 a correlação de Stephan e Abdelsalam foi mais influenciada pela temperatura do líquido refrigerante quando comparada a influência desta na correlação de Rohsenow. No entanto, foi observado que esta mesma temperatura apresenta pequena influência sobre o coeficiente de transferência de calor.
- Os coeficientes de transferência de calor calculados pela correlação de Rohsenow,  $s=1,0$ , apresentaram uma diferença de até 157 % superiores aos coeficientes experimentais.
- O coeficiente de transferência de calor experimental apresentou uma maior concordância com o coeficiente obtido pela correlação de Borishanski, quando a seção de teste estava com a superfície aquecedora voltada para baixo. No entanto, quando esta mesma superfície estava voltada para cima os coeficientes experimentais concordavam melhor com a correlação de Rohsenow,  $s=1,7$ .

## 7.1 - Recomendações para a continuação do trabalho

Para projetos futuros é esperado fazer o estudo da ebulição em vaso, a fluxos de calor próximos ao fluxo de calor crítico, a fim de aumentar a faixa do regime de ebulição nucleada. Além disso, é recomendável fazer um estudo da ebulição, em condições pressurizadas, com a utilização de outros fluidos refrigerantes. A utilização de tubos com cobertura porosa ou com superfície estruturada, deve ser estudada.

Por fim, este projeto tem o interesse de fazer estudos teóricos-experimentais nos diversos tipos de evaporadores (utilizando-se de superfícies intensificadoras) que estão sendo testados nas dependências do LABSOLAR/NCTS.

## Referências Bibliográficas

- ASHRAE, **Ashrae Handbook Fundamentals**, Chapter 19, p. 19.15, 1997.
- Bejan A., **Heat Transfer**, John Wiley & Sons, New York, 1994.
- Bellicanta, M., Relatório final, *Ebulição Confinada : Experimento para o Micro-Satélite Franco Brasileiro (Fase I)*, 1998.
- Bergles, A.E., *Enhancement of pool boiling*, International Journal of Refrigeration, Vol. 20, No. 8, pp. 545-551, 1997.
- Bet, L., *Estudo da medição da textura de superfícies com sondas mecânicas e com sondas ópticas tipo seguidor*, Tese de doutorado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal Santa Catarina, *Brasil*, novembro, 1999.
- Bhattacharya, A., and Lienhard, J. H., *Hydrodynamic transition in electrolysis*, J. Basic Eng., vol. 94, pp. 804-810, 1972.
- Borishanski, V. M., *Correlation of the effect of pressure on the critical heat flux and heat transfer rates using the theory of thermodynamic similarity*, In Problems of Heat Transfer and Hydraulics of Two-Phase Media, Pergamon Press, New York, pp. 16-37, 1969.
- Carey, V. P., **Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena**, Taylor & Francis, 1992.
- Chang, J.Y., and You, S.M., *Heater Orientation Effects on Pool Boiling of Micro-Porous-Enhanced Surfaces in Saturated FC-72*, Journal of Heat Transfer, vol. 118, p.p. 937 – 942, 1996.
- Churchill, S. W., and H. H. S. Chu, *Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Vertical Plate*, International Journal Heat and Mass Transfer, 18, 1323, 1975.
- Collier, J. G., and Thome, J. R., **Convective boiling and condensation**, 3<sup>th</sup> edition, New York, 1996.
- Cooper, M. G., *Saturation Nucleate Pool Boiling – A simple Correlation*, International Chemical Engineering Symposium Series, vol. 86, pp. 785-792, 1984.
- Cortés, R., *Desenvolvimento da Tecnologia de Aspersão Térmica com Alumínio*, Tese de Doutorado, relatório final, pp. 1-70, 1997.
- Corty, C., and Foust, A. S., *Surface Variables in Nucleate Boiling*, Chemical Engineering Progress Symposium Series, vol. L20 51, No. 17, pp. 1-17, 1955.

- Ferreira, C., *Um Programa Fonte para Comando de Sistemas de Aquecimento*, Relatório de Iniciação Científica/CNPq, Orientador Prof. J. C. Passos, pp. 1-10, agosto, 1997.
- Golobič, I. and Ferjančič, K., *The Role of Enhanced Coated Surface in Pool Boiling CHF in FC-72*. Proceeding of the Eurotherm Seminar n° 63, Single and Two-Phase Natural Circulation, pp. 1-9, DITEC – University of Genoa, Italy, 6-8 september, 1999.
- Gottzmann, C. F., O'Neill, P. S., and Milton, P. E., *High Efficiency heat exchangers*, Chem. Eng. Prog., 69(7):69-75, 1973.
- Güths, Saulo, Thèse de Doctorat, *Anemometre a effet peltier et fluxmetre thermique conception et realisation application a L'Etude de la convection naturelle*, Université d'Artois, Pôle béluhnois, novembre, 1994.
- Holman, J. P., **Experimental Methods for Engineers**, McGrall – Hill, Singapore, 1989.
- Hsu, Y., *On the size Range of Active Nucleation Cavities on a Heating Surface*, Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer, Vol. 84, pp. 207-216, 1962.
- Hsu, Y. Y., and Graham, R. W., *Transport processes in boiling and two-phase systems*, Hemisphere, Washington, D. C, 1976.
- Hübner, P. and Künstler, W., *Pool boiling heat transfer at finned tubes: influence of surface roughness and shape of the fins*, International Journal of Refrigeration, Vol. 20, No. 8, pp. 575-582, 1997.
- Incropera, F. P., and Witt, D. P., **Fundamentals of heat and mass transfer**, 3<sup>th</sup> edition, New York, John Wiley & Sons, 1992.
- Jakob, M., and Fritz, W., *Frosh. Geb. Ingenieurwes*, vol. 2, p. 434, 1931.
- Kurihari, H. M., and Myers, J. E., *Effects of superheat and roughness on boiling coefficients*, AIChE J., 6(1):83-91, 1960.
- McAdams, W. H., **Heat Transmission**, 3<sup>th</sup> ed., McGraw-Hill, New York, Chapter 7, 1954.
- Nishikawa, K., Fujita, Y., Ushida, S., and Ohta, H., *Effect of heating surface orientation on nucleate boiling heat transfer*, Proc. ASME-JSME Thermal Eng. Joint Conf., Honolulu, March 20-24, 1983, ASME, New York, vol. 1, pp. 129-136, 1983.
- Nishikawa, K., Fujita, Y., Ushida, S., and Ohta, H., *Effect of surface configuration on nucleate boiling heat transfer*, International Journal Heat and Mass Transfer, vol. 27, pp. 1559-1571, 1984.
- Moissis, R., and Berenson, P. J., *On the Hydrodynamic transitions in nucleate boiling*, Journal Heat Transfer, vol. 85, pp. 221-229, 1963.

- Passos, J.C., **Transferência de Calor e Massa na Ebulição**, Monografia Apresentada no concurso de professor Adjunto na área de Ciências Térmicas da UFSC, EMC, pp. 1-70, 1994.
- Passos, J. C. and Reinaldo, R. F., *Analysis of pool boiling within smooth and grooved tubes*, International Journal Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 22, pp. 35-44, 2000.
- Pioro, I. L., *Experimental evaluation of constants for the Rohsenow pool boiling correlation*, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 42, pp. 2003-2013, 1999.
- Reinaldo, R. F., *Estudo da Ebulição nucleada em superfícies lisas e ranhurada*, Dissertação de Mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Brasil, pp. 136, julho, 1999.
- Rohsenow, W. M., *A method of correlating heat transfer data for surface boiling of liquids*, Trans. ASME, vol. 84, p. 969, 1962.
- Shi, M. H. and Jang, L. L., *An investigation on Boiling Heat Transfer in Liquid Saturated Porous Bed*, Proceedings of the Ninth International Heat Transfer Conference, vol. 4, pp. 243-247, G. Hetsroni, Jerusalem, Israel, August, 1990.
- Weeb, R. L., **Principles of Enhanced Heat Transfer**, John Wiley & Sons, 1994.
- Stephan, K., and Abdelsalam, M., *Heat transfer correlations for natural convection boiling*, International Journal Heat Mass Transfer, vol. 23, pp. 73-87, 1980.
- Stephan, K., **Heat transfer in condensation and boiling**, Springer-Verlag, 1992.
- Thome, J. R., **Enhanced Boiling Heat Transfer**, Hemisphere Publishing Corp., Washington, D.C., 1990.

## Apêndices

Apêndice A – Parâmetros de Rugosidade.....	85
Apêndice B – Incertezas Experimentais.....	88

## Apêndice A

### Rugosidade

Neste apêndice é apresentada a definição de rugosidade. Em seguida, são apresentados os conceitos dos parâmetros utilizados no presente trabalho.

#### A.1 – Definição de rugosidade

Segundo Bet (1999), pode-se definir a rugosidade como sendo a soma das seguintes diferenças de forma:

- Formas que se repetem regular ou irregularmente, cujas distâncias são um múltiplo reduzido de sua profundidade, como as ranhuras ou sulcos provenientes dos processos de usinagem;
- formas provenientes das estrias ou escamas que ocorrem durante a formação do cavaco, deformação do material com jateamento abrasivo, formação de crateras em processos galvânicos;
- formas que não podem ser representadas graficamente. Correspondem a processos físicos e químicos da estrutura da matéria, tensões e deslizamentos na estrutura reticular do material.

#### A.2 – Parâmetros de medição de rugosidade

Todos os parâmetros de rugosidade se enquadram em dois sistemas: sistema da envolvente e o sistema da linha média. No Brasil é adotado o sistema da linha média, segundo a norma P-NB-13 da ABNT. Portanto, torna-se necessário defini-lo.

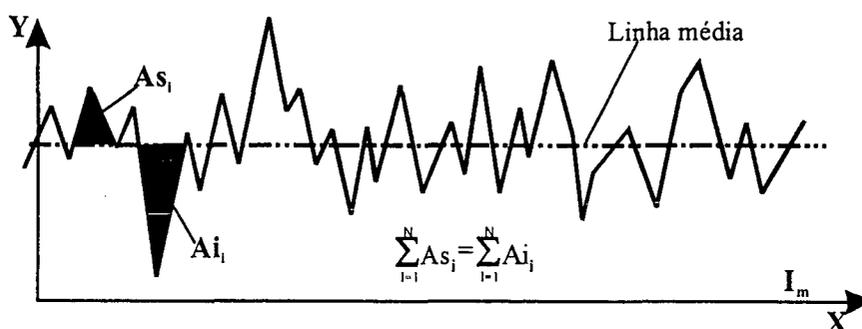


Figura A.1- Determinação da linha média.

A linha média tem a mesma forma do perfil geométrico, ela é disposta paralelamente à direção geral do perfil, está dentro do percurso de medição  $I_m$  e divide o perfil de rugosidade de modo que a soma das áreas superiores seja exatamente igual à soma das áreas inferiores, ver Figura (A.1).

Agrupadas no sistema de linha média encontram-se três classes, que se distinguem por tomar como base as medidas verticais, as medidas horizontais e as medidas proporcionais.

No presente trabalho é utilizado o sistema de linha média com base nas medidas verticais. Na seqüência são descritos os dois parâmetros utilizados nesta dissertação. São eles: Desvio médio aritmético ( $R_a$ ) e Profundidade de alisamento ( $R_p$ ).

### A.2.1 – Desvio médio aritmético ( $R_a$ )

Este parâmetro, ver Figura (A.2), é definido como a média aritmética dos valores absolutos das ordenadas,  $Y$ , em relação à linha média em um comprimento de amostragem.  $R_a$  é equivalente à altura de um retângulo de comprimento igual ao comprimento de medição,  $L$ , e de área igual à soma das áreas delimitadas pelo perfil de rugosidade e a linha média, sendo sua expressão matemática representada pela equação (A.1).

$$R_a = \frac{1}{L} \int_0^L |Y| dx \quad (A.1)$$

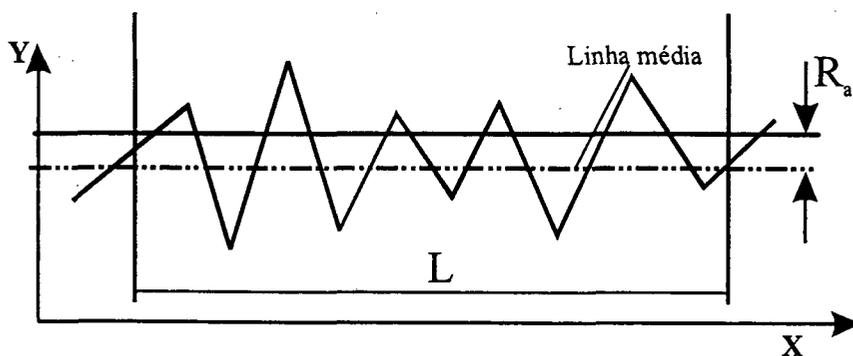


Figura A.2 – Determinação de  $R_a$

### A.2.2 – Profundidade de alisamento ( $R_p$ )

A profundidade de alisamento é definida como sendo a distância do ponto mais alto do perfil de rugosidade à linha média, ver Figura (A.3).

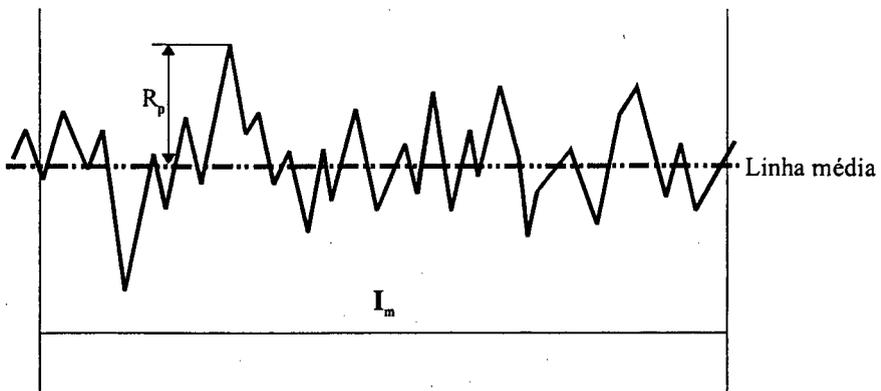


Figura A.3 – Determinação de  $R_p$ .

## Apêndice B

### Incertezas Experimentais

Neste Apêndice são apresentadas as equações utilizadas para a determinação das incertezas experimentais, no presente trabalho. São apresentados os cálculos das incertezas das temperaturas na interface entre a superfície aquecedora e o fluido refrigerante ( $\delta T_1$  e  $\delta T_2$  para as placas com e sem deposição, respectivamente), do fluxo de calor líquido,  $\delta q$ , e do coeficiente de transferência de calor,  $\delta h_s$ .

#### B.1 – Cálculo das incertezas de $T_1$ e $T_2$

Conforme observado nas equações (4.3) e (4.4) do capítulo 4, tem-se:

$$T_1 = f(T_2, Q_{liq}, R_2)$$

$$T_2 = f(T_p, q, y_2, k_3)$$

Desta forma, as equações diferenciais para o cálculo das incertezas de  $T_1$  e  $T_2$  são apresentadas a seguir:

$$\delta T_1 = \left[ \left( \frac{\partial T_1}{\partial T_2} \delta T_2 \right)^2 + \left( \frac{\partial T_1}{\partial Q_{liq}} \delta Q_{liq} \right)^2 + \left( \frac{\partial T_1}{\partial R_2} \delta R_2 \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.1.a})$$

$$\delta T_2 = \left[ \left( \frac{\partial T_2}{\partial T_p} \delta T_p \right)^2 + \left( \frac{\partial T_2}{\partial q} \delta q \right)^2 + \left( \frac{\partial T_2}{\partial y_2} \delta y_2 \right)^2 + \left( \frac{\partial T_2}{\partial k_3} \delta k_3 \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.1.b})$$

Substituindo as derivadas parciais nas equações (B.1.a) e (B.1.b), obtém-se:

$$\delta T_1 = \left[ \delta T_2^2 + (-Q_{liq} \delta R_2)^2 + (-\delta Q_{liq} R_2)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.2.a})$$

$$\delta T_2 = \left[ \delta T_p^2 + \left( -\frac{y_2}{k_3} \delta q \right)^2 + \left( -\frac{q}{k_3} \delta y_2 \right)^2 + \left( \frac{q y_2}{k_3^2} \delta k_3 \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.2.b})$$

Nos próximos sub-itens são apresentadas as equações para o cálculo das incertezas integrantes das equações (B.2.a) e (B.2.b).

### B.1.1 – Cálculo de $\delta q$

A incerteza do fluxo de calor líquido,  $\delta q$ , é calculada utilizando-se a equação  $q = Q_{liq} \cdot A^{-1}$ . A equação (B.3) é a equação da incerteza de  $q$  e está dividida por  $q$ .

$$\frac{\delta q}{q} = \left[ \left( \frac{\delta Q_{liq}}{Q_{liq}} \right)^2 + \left( -\frac{\delta A}{A} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (B.3)$$

onde  $Q_{liq}$  é a diferença entre o calor dissipado pela resistência elétrica,  $Q_t$ , e o calor perdido para o R-113,  $Q_p$ . Desta forma,  $Q_{liq} = Q_t - Q_p$ .

$A$  é a área da superfície aquecedora. Sendo assim,  $A=L^2$ , onde  $L$  é a medida de cada lado da superfície aquecedora.

As incertezas de  $Q_{liq}$  e  $A$ ,  $\delta Q_{liq}$  e  $\delta A$ , são dadas pelas seguintes equações:

$$\delta Q_{liq} = (\delta Q_t^2 + \delta Q_p^2)^{1/2} \quad (B.4.a)$$

$$\delta A = 2L\delta L \quad (B.4.b)$$

onde  $\delta Q_p$  é a incerteza de  $Q_p$  e foi admitido inicialmente, como sendo 3% de  $Q_p$ . Após o processo iterativo se obteve o valor correto desta incerteza.

$\delta Q_t$  é a incerteza de  $Q_t$ . Este por sua vez, é dado por  $Q_t = \frac{V^2}{R}$ . Portanto:

$$\frac{\delta Q_t}{Q_t} = \left[ \left( \frac{2\delta V}{V} \right)^2 + \left( -\frac{\delta R}{R} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (B.5)$$

Na Tabela (B.1) estão apresentadas todas as incertezas referentes às medições mensuráveis, dentre as quais podem ser citados valores de  $\delta V$ ,  $\delta R$  e  $\delta L$ .

Tabela B.1 – Incertezas de entrada.

$\delta k_2(\text{W/mK})$	$\delta k_3(\text{W/mK})$	$\delta k_5(\text{W/mK})$	$\delta k_6(\text{W/mK})$
0,9	0,151	0,012	0,25
$\delta k_1(\%)$	$\delta e_2(\text{mm})$	$\delta e_5(\text{mm})$	$\delta e_6(\text{mm})$
2,1	0,009	0,5	0,151
$\delta T_p(^{\circ}\text{C})$	$\delta T_f(^{\circ}\text{C})$	$\delta V(\%)$	$\delta R(\Omega)$
0,6	0,5	1	0,5
$\delta L(\text{mm})$	$\delta Nu_1(\%)$	$\delta y_2(\text{mm})$	$\delta y_3(\text{mm})$
0,25	0,5	0,012	0,01

A incerteza  $\delta V$  corresponde a 1% da medição da tensão nos bornes da resistência, conforme mencionado no sistema de aquisição. A incerteza  $\delta R$  foi determinada através do produto de seu desvio padrão pelo coeficiente t-student, determinado através de Holman (1989).

### B.1.2 – Cálculo de $\delta R_2$

A equação para o cálculo da resistência de condução  $R_2$  é apresentada na equação (4.1) do capítulo 4. A incerteza de  $R_2$  é dada por:

$$\frac{\delta R_2}{R_2} = \left[ \left( \frac{\delta e_2}{e_2} \right)^2 + \left( \frac{\delta k_2}{k_2} \right)^2 + \left( -\frac{\delta A}{A} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.6})$$

As incertezas de  $e_2$  e  $k_2$  estão apresentadas na Tabela (B.1) e a incerteza de  $A$  foi apresentada no item B.1.1.

### B.2 – Cálculo de $\delta R_5$ e $\delta R_6$

As equações, para o cálculo das incertezas para as resistências  $R_5$  e  $R_6$ , são similares à equação (B.6), pois tratam-se, também, de resistências condutivas. Portanto:

$$\frac{\delta R_5}{R_5} = \left[ \left( \frac{\delta e_5}{e_5} \right)^2 + \left( \frac{\delta k_5}{k_5} \right)^2 + \left( -\frac{\delta A}{A} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.7.a})$$

$$\frac{\delta R_6}{R_6} = \left[ \left( \frac{\delta e_6}{e_6} \right)^2 + \left( \frac{\delta k_6}{k_6} \right)^2 + \left( -\frac{\delta A}{A} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.7.b})$$

As incertezas referentes à  $e_5$ ,  $e_6$ ,  $k_5$  e  $k_6$  estão apresentadas na Tabela (B.1).

### B.3 – Cálculo de $\delta R_7$

A equação para o cálculo de  $R_7$  está apresentada na equação (4.1), do Capítulo 4. Desta forma tem-se:

$$\frac{\delta R_7}{R_7} = \left[ \left( -\frac{\delta h_i}{h_i} \right)^2 + \left( -\frac{\delta A}{A} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.8})$$

Como se observa na equação (B.8), é necessário que se determine o valor de  $h_i$  e sua incerteza. Desta forma, tem-se:

$$h_i = \frac{k_l}{L_a} Nu_l \quad (\text{B.9.a})$$

$$\frac{\delta h_i}{h_i} = \left[ \left( -\frac{\delta k_l}{k_l} \right)^2 + \left( -\frac{\delta L_a}{L_a} \right)^2 + \left( -\frac{\delta Nu_l}{Nu_l} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.9.b})$$

onde  $k_l$  é a condutividade térmica do R-113, [W/mK];  $L_a$  é o comprimento característico da placa de aço inoxidável, [m];  $Nu_l$  é o número de Nusselt.

O comprimento característico,  $L_a$ , é definido como sendo a razão entre a área da superfície aquecedora,  $A$ , e o perímetro desta superfície,  $P$ . Desta forma tem-se que:

$$L_a = \frac{A}{P} = \frac{L^2}{4L} = \frac{L}{4} \quad (\text{B.10.a})$$

$$\delta L_a = 0,25\delta L \quad (\text{B.10.b})$$

A incerteza do número de Nusselt,  $\delta Nu_l$ , conforme Incropera e DeWitt (1992), é 0,5% do valor de  $Nu_l$ . Por outro lado, a incerteza referente à  $k_l$  foi admitida ser 2,1% do valor calculado de  $k_l$ .

## B.4 – Cálculo de $\delta T_4$ , $\delta T_5$ e $\delta T_6$

As incertezas derivadas das temperaturas  $T_4$ ,  $T_5$  e  $T_6$  foram calculadas utilizando-se as equações (4.2) (nesta equação admiti-se que  $T_4=T_3$ , ver item 4.2.3 do capítulo 4), (4.6) e (4.7), do Capítulo 4. Desta forma, tem-se:

$$\delta T_4 = \left[ \delta T_p^2 + \left( \frac{y_3 \delta q}{k_3} \right)^2 + \left( -\frac{\delta y_3 q}{k_3} \right)^2 + \left( -\frac{\delta k_3 y_3 q}{k_3^2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.11.a})$$

$$\delta T_5 = \left[ \delta T_4^2 + (-R_5 \delta Q_{p1})^2 + (\delta R_5 Q_{p1})^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.11.b})$$

$$\delta T_6 = \left[ \delta T_5^2 + (-R_6 \delta Q_{p1})^2 + (\delta R_6 Q_{p1})^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.11.c})$$

As incertezas de  $y_3$ ,  $T_p$  e  $k_3$  estão apresentadas na Tabela (B.1), assim como  $\delta T_f$  que será utilizada para a determinação de  $\delta Q_{p1}$ . Esta, por sua vez, foi determinada utilizando-se a equação (4.5) do Capítulo 4. Desta forma tem-se que:

$$\delta Q_{p1} = \left[ \left( \frac{\partial Q_{p1}}{\partial T_4} \delta T_4 \right)^2 + \left( \frac{\partial Q_{p1}}{\partial T_f} \delta T_f \right)^2 + \left( \frac{\partial Q_{p1}}{\partial R_5} \delta R_5 \right)^2 + \left( \frac{\partial Q_{p1}}{\partial R_6} \delta R_6 \right)^2 + \left( \frac{\partial Q_{p1}}{\partial R_7} \delta R_7 \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.12})$$

As derivadas parciais têm as seguintes equações:

$$\begin{aligned} \frac{\partial Q_{p1}}{\partial T_4} &= \frac{1}{R_5 + R_6 + R_7} & \frac{\partial Q_{p1}}{\partial T_f} &= -\frac{1}{R_5 + R_6 + R_7} & \frac{\partial Q_{p1}}{\partial R_5} &= -\frac{T_4 - T_f}{(R_5 + R_6 + R_7)^2} \\ \frac{\partial Q_{p1}}{\partial R_6} &= -\frac{T_4 - T_f}{(R_5 + R_6 + R_7)^2} & \frac{\partial Q_{p1}}{\partial R_7} &= -\frac{T_4 - T_f}{(R_5 + R_6 + R_7)^2} \end{aligned}$$

## B.5 – Cálculo de $\delta h_s$ da ebulição

A equação utilizada para o cálculo da incerteza do coeficiente de transferência de calor,  $h_s$ , é a seguinte:

$$h_s = \frac{q}{(T_p - T_{sat})} = \frac{q}{\Delta T_p} \quad (\text{B.13})$$

A incerteza de  $\delta T_p$  é dada pela seguinte expressão:

$$\delta(\Delta T_p) = (\delta T_p^2 + \delta T_{sat}^2)^{1/2} \quad (\text{B.14})$$

onde  $T_{sat}$  é a temperatura de saturação do R-113 à pressão atmosférica, [°C], e  $\delta T_{sat}$  corresponde a 0,5 °C.

A equação para o cálculo da incerteza de  $h_s$  é dada por:

$$\frac{\delta h_s}{h_s} = \left[ \left( \frac{\delta q}{q} \right)^2 + \left( \frac{\delta(\Delta T_p)}{\Delta T_p} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.15})$$

## B.6 – Cálculo de $\delta Q_p$

A equação utilizada para o cálculo da incerteza de  $Q_p$  é apresentada no capítulo 4 e equação (4.19). Desta forma, tem-se que:

$$\frac{\delta Q_p}{Q_p} = \left[ \left( \frac{\delta h_i}{h_i} \right)^2 + \left( \frac{\delta(\Delta T_{6f})}{\Delta T_{6f}} \right)^2 + \left( \frac{\delta A}{A} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B.16})$$

onde  $\delta T_{6f} = T_6 - T_f$  e sua incerteza é dada por  $\delta(\Delta T_{6f}) = (\delta T_6^2 + \delta T_f^2)^{1/2}$ . O coeficiente de transferência de calor,  $h_i$ , refere-se ao coeficiente de transferência de calor calculado no tópico B.3 deste capítulo. Com este valor de  $\delta Q_p$ , volta-se para o cálculo de  $\delta Q_{liq}$  apresentado na equação (B.4.a) e as demais incertezas que dependem de  $\delta Q_{liq}$ . A convergência será satisfatória até que  $\delta Q_{p2} \leq 0,01 \delta Q_{p1}$ .

Na Tabela (B.2) são apresentados alguns resultados obtidos da análise de incerteza efetuada para a temperatura do banho próximo à  $T_f = 23,2$  °C e no regime de ebulição nucleada para a placa sem deposição na posição horizontal com superfície aquecedora para cima. Nesta tabela, os resultados apresentados nas colunas que representam a divisão da incerteza por sua propriedade são valores em porcentagens.

Como se observa na Tabela (B.2), a incerteza máxima do fluxo de calor líquido,  $\delta q$ , é 2,39 kW/m<sup>2</sup>. Percentualmente falando, este valor corresponde a 5,71% do fluxo de calor líquido,

$q$ , e é representado por  $\delta q/q$ . A percentagem da incerteza do coeficiente de transferência de calor,  $\delta h_s/h_s$ , apresentou uma variação entre 7,47 e 6,59 %, quando o fluxo de calor líquido,  $q$ , variou entre 15,3 e 41,8 kW/m<sup>2</sup>.

Tabela B.2 – Incertezas experimentais de  $T_2$ ,  $q$  e  $h_s$ .

<b>Placa sem deposição de alumínio</b>									
V (Volt)	$T_2$ (°C)	$\delta T_2$ (°C)	$\frac{\delta T_2}{T_2}$ (%)	q (kW/m <sup>2</sup> )	$\delta q$ (kW/m <sup>2</sup> )	$\frac{\delta q}{q}$ (%)	$h_s$ (W/m <sup>2</sup> K)	$\delta h_s$ (W/m <sup>2</sup> K)	$\frac{\delta h_s}{h_s}$ (%)
20,210	64,552	0,617	0,956	15,312	0,889	5,806	907,405	67,817	7,474
21,280	67,684	0,621	0,917	16,995	0,985	5,800	849,812	59,804	7,037
22,328	63,841	0,625	0,979	18,814	1,085	5,768	1165,254	88,632	7,606
23,310	65,311	0,630	0,964	20,531	1,182	5,761	1166,004	85,726	7,352
24,290	66,260	0,635	0,958	22,321	1,284	5,755	1203,380	86,865	7,218
26,140	66,925	0,647	0,966	25,920	1,487	5,740	1350,360	96,509	7,147
26,970	68,774	0,653	0,949	27,604	1,583	5,737	1312,253	91,097	6,942
27,811	69,990	0,659	0,942	29,379	1,684	5,733	1320,851	90,261	6,834
28,650	70,950	0,666	0,939	31,209	1,787	5,727	1345,590	90,965	6,760
29,430	70,843	0,673	0,950	32,983	1,886	5,719	1429,194	96,842	6,776
30,180	71,725	0,681	0,949	34,716	1,983	5,714	1449,453	97,328	6,715
30,970	71,898	0,689	0,958	36,576	2,089	5,711	1516,734	101,839	6,714
31,720	73,409	0,697	0,950	38,378	2,191	5,710	1498,191	99,181	6,620
32,400	74,023	0,705	0,953	40,047	2,286	5,709	1527,193	100,687	6,593
33,100	76,289	0,714	0,936	41,799	2,386	5,709	1467,695	95,072	6,378