

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

ESTUDO EXPERIMENTAL DA EBULIÇÃO NUCLEADA CONFINADA

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ELAINE MARIA CARDOSO

Florianópolis, agosto de 2005.

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

ESTUDO EXPERIMENTAL DA EBULIÇÃO NUCLEADA CONFINADA

ELAINE MARIA CARDOSO

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Júlio César Passos, Dr. - Orientador

Prof. José Antonio Bellini da Cunha Neto, Dr. - Coordenador do Programa

BANCA EXAMINADORA

Prof. Paulo César Philippi, Dr. - Presidente

Prof. Amir Antonio Martins de Oliveira Jr., PhD.

Prof. Enio P. Bandarra Filho, Dr. -Universidade Federal de Uberlândia

**“O corpo humano é a carruagem,
eu, o homem que a conduz,
os pensamentos as rédeas,
os sentimentos são os cavalos.”**

Platão

**Aos meus queridos pais, Maria e Laudelino,
Aos meus irmãos e amigos,
Ao meu amado companheiro e cúmplice,
Pela paciência, amor e dedicação.**

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Maria de Lourdes Adam Cardoso e Laudelino Eugenio Cardoso, pelo esforço e dedicação a fim de me darem uma ótima educação e pelo amor incondicional.

Aos meus parentes, que mesmo distantes, sempre me apoiaram e me incentivaram.

Ao meu amado esposo Luiz Daniel, pela compreensão, incentivo e carinho em todos os momentos.

Aos meus amigos, que apesar de não serem muitos, são verdadeiros companheiros e confidentes tanto nas horas de alegria e, principalmente, nos momentos de tristeza e desânimo.

Ao professor Júlio César Passos, pela paciente orientação neste trabalho.

Aos bolsistas de iniciação científica, Felipe A. Jesus e Ferrúcio Martin Junior, e ao técnico de laboratório, Eduardo L. da Silva, pelo esforço em tornar sempre melhor a bancada experimental, e pela enorme ajuda em mantê-la funcionando.

Aos demais amigos e colegas do LABSOLAR – NCTS, pela convivência, conselhos e críticas construtivas que contribuíram para o meu amadurecimento intelectual.

Aos professores das disciplinas realizadas, pelos ricos ensinamentos adquiridos.

A CAPES e à Agência Espacial Brasileira (AEB) pelo apoio financeiro.

Ao apoio recebido pelo POSMEC e em especial ao Prof. Bellini.

Ao Dr. Saulo Güths, do LMPT, pela fabricação e fornecimento das resistências elétricas e também, ao Prof. Mário Misale pelo fornecimento dos fluidos de trabalho.

Aos integrantes da Banca Examinadora, pelos comentários e sugestões apresentados ao trabalho.

Enfim, a todas as pessoas que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	ix
LISTA DE TABELAS	xi
SIMBOLOGIA	xiii
RESUMO	xv
ABSTRACT	xvi
CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
2.1 PROCESSOS ENVOLVIDOS NA EBULIÇÃO	3
2.1.1 INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE SÍTIOS DE NUCLEAÇÃO.....	4
2.1.2 INFLUÊNCIA DA PRESSÃO	5
2.1.3 INFLUÊNCIA DO TIPO DE CAVIDADE OU SÍTIO DE NUCLEAÇÃO.....	5
2.1.4 INFLUÊNCIA DO GÁS DISSOLVIDO.....	5
2.1.5 INFLUÊNCIA DO ÂNGULO DE CONTATO	6
2.1.6 INFLUÊNCIA DA RUGOSIDADE DA SUPERFÍCIE AQUECIDA.....	6
2.1.7 INFLUÊNCIA DA ORIENTAÇÃO DA SUPERFÍCIE	7
2.2 TIPOS DE RESFRIAMENTO	8
2.2.1 MODOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR	9
2.3 MECANISMOS DA EBULIÇÃO	9
2.4 TÉCNICAS DE INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	12
2.5 EFEITO DO CONFINAMENTO NO REGIME DE EBULIÇÃO	13
2.6 CORRELAÇÕES PARA EBULIÇÃO NUCLEADA NÃO CONFINADA	15
2.7 CRISE DE EBULIÇÃO	18
2.7.1 INFLUÊNCIA DA ORIENTAÇÃO DA SUPERFÍCIE	19
2.8 EBULIÇÃO NUCLEADA SOB MICROGRAVIDADE	20
2.9 FLUXO DE MARANGONI OU CONVECÇÃO DE MARANGONI.....	21

2.10 CONSIDERAÇÕES GERAIS.....	22
CAPÍTULO 3 MATERIAL E MÉTODOS.....	24
3.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA SOB GRAVIDADE TERRESTRE.....	24
3.2 PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DO FC-72 E DO FC-87.....	28
3.3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	29
3.4 ANÁLISE DA CONVECÇÃO NATURAL.....	31
3.5 INCERTEZA EXPERIMENTAL.....	32
CAPÍTULO 4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	33
4.1 CURVAS DE EBULIÇÃO.....	33
4.2 EFEITO DO TIPO DE CONFIGURAÇÃO E DO FLUXO DE CALOR.....	37
4.3 COMPARAÇÃO DOS DADOS EXPERIMENTAIS COM OS DA LITERATURA.....	40
4.4 COMPARAÇÃO ENTRE O FLUIDO FC-72 E FC-87.....	42
4.5 COMPARAÇÃO DO h COM AS CORRELAÇÕES DE EBULIÇÃO NUCLEADA.....	43
4.6 ANÁLISE DO FLUXO DE CALOR CRÍTICO.....	49
4.7 CONSIDERAÇÕES GERAIS.....	51
CAPÍTULO 5 RESULTADOS DA VISUALIZAÇÃO.....	53
5.1 ANÁLISE DAS FOTOS UTILIZANDO O SOFTWARE IMAGO®.....	57
5.2 RESUMO.....	60
CAPÍTULO 6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	61
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	64
APÊNDICES.....	70
A. APRESENTAÇÃO DO EXPERIMENTO ECECM.....	70
A.1 DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO ECECM.....	70
B. RESULTADOS ANTERIORES <i>versus</i> RESULTADOS ATUAIS.....	73
C. ANÁLISE DE INCERTEZAS.....	78
C.1 INCERTEZA NO FLUXO DE CALOR.....	78

C.2 INCERTEZA DE ΔT	81
C.3 INCERTEZA NO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	81
C.4 CÁLCULO DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS	82
C.5 RESUMO	96

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Processos e sub-processos da ebulição (Calka e Judd, 1985).....	3
Figura 2.2 – Classificação das interações na ebulição.....	4
Figura 2.3 – Intensificação do h em função da inclinação da superfície (Nishikawa <i>et al.</i> , 1984).....	7
Figura 2.4 – Estimativa dos coeficientes de transferência de calor para diferentes refrigerantes e modos de transferência de calor (Lin <i>et al.</i> , 2002)	8
Figura 2.5 – Curva de ebulição.....	10
Figura 2.6 – Visualização do fenômeno de ebulição sob gravidade terrestre à pressão atmosférica (Snyder <i>et al.</i> , 2000)	20
Figura 2.7 – Visualização do fenômeno de ebulição sob microgravidade à pressão atmosférica (Snyder <i>et al.</i> , 2000)	21
Figura 2.8 – Correntes de Marangoni.....	22
Figura 3.1 – Fotografia do disco de cobre indicando as ranhuras.....	24
Figura 3.2 – Disco de cobre com os três termopares soldados.....	24
Figura 3.3 – Fotografia da resistência elétrica.....	25
Figura 3.4 – Esquema da montagem da seção de teste. (1) disco de cobre, (2) resistência elétrica, (3) e (4) furos de passagem para os cabos, (5) suporte de PVC	25
Figura 3.5 – Esquema do aparato experimental (VB45°).....	26
Figura 3.6 – Fotografia do aparato experimental	26
Figura 3.7 – Fotografia da fonte de potência.....	27
Figura 3.8 – Fotografia do sistema de aquisição	27
Figura 3.9 – Esquema do elemento confinador e da seção de teste (VC45°).....	28
Figura 3.10 – Esquema do elemento confinador e da seção de teste (VC90°).....	28
Figura 4.1 – Curva parcial de ebulição para FC-72, em função de s , para VB45°	33
Figura 4.2 – Curva parcial de ebulição para FC-72, em função de s , para VC45°	35
Figura 4.3 – Curva parcial de ebulição para FC-72, em função de s , para VC90°	36
Figura 4.4 – Curva parcial de ebulição para FC-87, em função de s , para VC90°	37
Figura 4.5 – Efeito da configuração sobre h , em função de q , para $s = 0,1\text{mm}$	38
Figura 4.6 – Efeito da configuração sobre h , em função de q , para $s = 13\text{mm}$	39
Figura 4.7 – Efeito da orientação da superfície para FC-72, com $s = 13\text{mm}$, em função do q	40

Figura 4.8 – Comparação dos dados experimentais com os retirados da literatura, para FC-72, com $s = 13\text{mm}$	41
Figura 4.9 – Comparação entre FC-72 e FC-87, para VC90° e com $s = 0,1\text{mm}$	42
Figura 4.10 – Comparação entre FC-72 e FC-87, para VC90° e com $s = 13\text{mm}$	43
Figura 4.11 – Comparação do h experimental com as correlações para FC-72, com $s = 13\text{mm}$ e VB45°	44
Figura 4.12 – Comparação do h experimental com as correlações para FC-72, com $s = 13\text{mm}$ e VC45°	45
Figura 4.13 – Comparação do h experimental com as correlações para FC-87, com $s = 13\text{mm}$ e VC90°	46
Figura 4.14 – Tendência dos dados experimentais para FC-72, com $s = 13\text{mm}$ e VB45°	47
Figura 4.15 – Tendência dos dados experimentais para FC-72, com $s = 13\text{mm}$ e VC45°	47
Figura 4.16 – Tendência dos dados experimentais para FC-72, com $s = 13\text{mm}$ e VC90°	48
Figura 4.17 – Tendência dos dados experimentais para FC-87, com $s = 13\text{mm}$ e VC90°	48
Figura 4.18 – Esquema qualitativo do h_{CHF}	50
Figura 4.19 – Esquema qualitativo do ΔT	50
Figura 5.1 – Visualização para $s = 13\text{mm}$ e fluxo de calor de 20kW/m^2	54
Figura 5.2 – Visualização para $s = 13\text{mm}$ e fluxo de calor de 30kW/m^2	54
Figura 5.3 – Visualização para $s = 13\text{mm}$ e fluxo de calor de 40kW/m^2	55
Figura 5.4 – Visualização para $s = 0,1\text{mm}$ e fluxo de calor de 20kW/m^2	55
Figura 5.5 – Efeito do confinamento para $q = 20\text{kW/m}^2$: (a) $s = 0,1\text{mm}$ e (b) $s = 13\text{mm}$	56
Figura 5.6 – Efeito do confinamento para $q = 30\text{kW/m}^2$: (a) $s = 0,1\text{mm}$ e (b) $s = 13\text{mm}$	56
Figura 5.7 – Fotografia original.....	57
Figura 5.8 – Fotografia com a máscara sobreposta	57
Figura 5.9 – Exemplo de imagem binarizada.....	58
Figura 5.10 – Fotos analisadas pelo software Imago® para o fluido FC-72 e $s = 0,1\text{mm}$	58
Figura 5.11 – Fotos retiradas de Passos <i>et al.</i> (2005) analisadas pelo software Imago® para o fluido FC-72 e $s = 0,2\text{mm}$	59
Figura A.1 – Corte transversal do experimento.....	71
Figura A.2 – Vista explodida do ECECM.....	71
Figura A.3 – Vista do sistema eletrônico	72
Figura B.1 – Comparação entre resultados obtidos para $s = 0,2\text{mm}$	74

Figura B.2 – Comparação entre resultados obtidos para $s = 0,5\text{mm}$	75
Figura B.3 – Comparação entre resultados obtidos para $s = 1\text{mm}$	76
Figura B.4 – Comparação entre resultados obtidos para $s = 13\text{mm}$	77

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Valores do número de Bond para os diferentes graus de confinamento s	14
Tabela 3.1 – Propriedades termofísicas dos fluidos de trabalho ($P = 1,013 \text{ bar}$)	29
Tabela 3.2 – Configurações e geometrias da seção de teste para o FC-72	30
Tabela 3.3 – Configurações e geometrias da seção de teste para o FC-87	30
Tabela 3.4 – Incertezas experimentais para o coeficiente de transferência de calor	32
Tabela 4.1 – Valores de C e n para os fluidos FC-72 e FC-87	49
Tabela 4.2 – Valores experimentais para o FC-72 ($T_{\text{sat}} = 56,6^\circ\text{C}$ e p_{atm})	50
Tabela 4.3 – Valores experimentais para o FC-87 ($T_{\text{sat}} = 29,1^\circ\text{C}$ e p_{atm})	51
Tabela C.1 – Valores das incertezas experimentais	82
Tabela C.2 – Incertezas experimentais para FC-72, VB45° e $s = 0,1\text{mm}$	82
Tabela C.3 – Incertezas experimentais para FC-72, VB45° e $s = 0,2\text{mm}$	83
Tabela C.4 – Incertezas experimentais para FC-72, VB45° e $s = 0,3\text{mm}$	83
Tabela C.5 – Incertezas experimentais para FC-72, VB45° e $s = 0,4\text{mm}$	84
Tabela C.6 – Incertezas experimentais para FC-72, VB45° e $s = 0,5\text{mm}$	84
Tabela C.7 – Incertezas experimentais para FC-72, VB45° e $s = 1\text{mm}$	85
Tabela C.8 – Incertezas experimentais para FC-72, VB45° e $s = 13\text{mm}$	85
Tabela C.9 – Incertezas experimentais para FC-72, VC45° e $s = 0,1\text{mm}$	86
Tabela C.10 – Incertezas experimentais para FC-72, VC45° e $s = 0,2\text{mm}$	86
Tabela C.11 – Incertezas experimentais para FC-72, VC45° e $s = 0,3\text{mm}$	87
Tabela C.12 – Incertezas experimentais para FC-72, VC45° e $s = 0,4\text{mm}$	87
Tabela C.13 – Incertezas experimentais para FC-72, VC45° e $s = 0,5\text{mm}$	88
Tabela C.14 – Incertezas experimentais para FC-72, VC45° e $s = 1\text{mm}$	88
Tabela C.15 – Incertezas experimentais para FC-72, VC45° e $s = 13\text{mm}$	89
Tabela C.16 – Incertezas experimentais para FC-72, VC90° e $s = 0,1\text{mm}$	89
Tabela C.17 – Incertezas experimentais para FC-72, VC90° e $s = 0,2\text{mm}$	90
Tabela C.18 – Incertezas experimentais para FC-72, VC90° e $s = 0,3\text{mm}$	90
Tabela C.19 – Incertezas experimentais para FC-72, VC90° e $s = 0,4\text{mm}$	91
Tabela C.20 – Incertezas experimentais para FC-72, VC90° e $s = 0,5\text{mm}$	91
Tabela C.21 – Incertezas experimentais para FC-72, VC90° e $s = 1\text{mm}$	92
Tabela C.22 – Incertezas experimentais para FC-72, VC90° e $s = 13\text{mm}$	92

Tabela C.23 – Incertezas experimentais para FC-87, VC90° e s = 0,1mm.....	93
Tabela C.24 – Incertezas experimentais para FC-87, VC90° e s = 0,2mm.....	93
Tabela C.25 – Incertezas experimentais para FC-87, VC90° e s = 0,3mm.....	94
Tabela C.26 – Incertezas experimentais para FC-87, VC90° e s = 0,4mm.....	94
Tabela C.27 – Incertezas experimentais para FC-87, VC90° e s = 0,5mm.....	95
Tabela C.28 – Incertezas experimentais para FC-87, VC90° e s = 1mm.....	95
Tabela C.29 – Incertezas experimentais para FC-87, VC90° e s = 13mm.....	96

SIMBOLOGIA

Alfabeto Latino:

A :	área;	[m ²]
c _{pl} :	calor específico, à pressão constante do líquido;	[kJ/kgK]
d :	diâmetro da superfície aquecida;	[m]
d _b :	diâmetro da bolha;	[m]
D :	diâmetro da superfície;	[m]
f :	freqüência;	[Hz]
g :	aceleração da gravidade;	[m/s ²]
h :	coeficiente de transferência de calor por ebulição ou convecção;	[kW/m ² °C]
h _{lv} :	calor latente de vaporização;	[kJ/kg]
k _l :	condutividade do líquido;	[W/mK]
L :	comprimento capilar; diâmetro externo do suporte de PVC;	[mm]
M :	peso molecular;	[kg/kmol]
n _s :	densidade de sítios ativos de nucleação;	[m ⁻²]
P :	pressão	[bar]
P _{atm} :	pressão atmosférica	[bar]
p _r :	pressão reduzida;	
Q :	taxa de calor;	[W]
q :	fluxo de calor;	[kW/m ²]
q _{crit} :	fluxo de calor crítico;	[kW/m ²]
q _{crit, 0} :	fluxo de calor crítico para superfície aquecida voltada para cima;	[kW/m ²]
r :	raio característico da cavidade;	[m]
R :	resistência elétrica;	[Ω]
R _p :	rugosidade da superfície;	[μm]
s :	grau de confinamento; distância média entre bolhas;	[mm]
T _{sat} :	temperatura de saturação do fluido;	[°C]
T _p :	temperatura da superfície;	[°C]
t :	tempo;	[s]
V :	tensão;	[V]
x :	taxa de calor perdido;	[W]

Alfabeto Grego:

θ :	ângulo de contato líquido/superfície; orientação da superfície;	[°]
ρ_v :	massa específica do vapor;	[kg/m ³]
ρ_l :	massa específica do líquido;	[kg/m ³]
σ :	tensão superficial;	[J/m ²]
μ_l :	viscosidade do líquido;	[kg/ms]
α :	difusividade térmica;	[m ² /s]
β :	coeficiente de expansão térmica;	[K ⁻¹]
ν :	viscosidade cinemática do líquido;	[m ² /s]
ΔT :	diferença de temperatura;	[°C]

Índices:

b :	bolha de vapor;
c :	crescimento;
CHF :	fluxo de calor crítico;
cn :	convecção natural;
ct :	condução transiente;
d :	disco de cobre;
e :	espera;
f :	fluido;
l :	líquido;
máx :	máximo;
MB :	modelo de Moissis – Berenson;
n :	número de átomos;
p :	parede;
sat :	saturação;
T :	total;
v :	vapor;
vm :	vaporização da microcamada;

RESUMO

Este trabalho visa a análise do regime de ebulição nucleada, para fluxo de calor baixo a moderado ($\leq 40\text{kW/m}^2$), dos fluidos FC-72 e FC-87 na temperatura de saturação e pressão atmosférica, para diferentes graus de confinamento ($s = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 1$ e 13mm), com a superfície aquecida voltada para cima e para baixo.

Estudos comparativos de diferentes correlações para a ebulição nucleada foram realizados, incluindo visualizações dos testes e análise dos dados obtidos. Além destes, foi desenvolvido um estudo das incertezas experimentais.

Um experimento similar ao do laboratório foi construído com a finalidade de obter resultados sob microgravidade, tornando possível a comparação com os testes realizados sob gravidade terrestre. Este estudo comparativo permitirá avaliar quais as conseqüências que a ausência de gravidade, ou melhor, gravidade reduzida, traria ao fenômeno de ebulição.

Assim, a pesquisa realizada teve como objetivo não somente a melhor compreensão dos mecanismos que atuam na ebulição nucleada, mas também, a tentativa de viabilizar o desenvolvimento de sistemas de refrigeração ou de resfriamento cada vez mais eficientes ocupando o menor espaço físico possível.

Palavras-chave: Ebulição nucleada, Ebulição confinada, Transferência de calor, Número de Bond.

ABSTRACT

This work aims at the analysis of the nucleate boiling, for low and moderated heat flux ($\leq 40\text{kW/m}^2$), of fluids FC-72 and FC-87 in the temperature of saturation and atmospheric pressure, for different degrees of confinement ($s = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 1$ e 13mm), on both a downward and an upward facing heating surface.

Comparative studies of different correlations for nucleate boiling are carried out, along with visualizations of the tests and analysis of the experimental data. An analysis of the experimental uncertainties is also carried out.

An experiment similar to the one in the laboratory was constructed with the purpose to get results under microgravity, becoming possible the comparison with the tests carried through under terrestrial gravity. This comparative study allows evaluating what consequences the absence of gravity, or better yet, reduced gravity, would bring to the boiling phenomenon.

Thus, this work has as objective not only to develop a better understanding of the mechanisms that act in the nucleate boiling, but also, the attempt to make possible the development of refrigeration and cooling systems increasingly efficient occupying the smaller possible physical space.

Keywords: Nucleate boiling, Confined boiling, Heat transfer, Bond number.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

A utilização prática da ebulição em sistemas e equipamentos é tão antiga quanto as máquinas a vapor, portanto desde o final do século XVII. Já o interesse pela ebulição como objeto de pesquisa acontece há pouco mais de setenta anos. Desde então, muitos dados foram acumulados de estudos experimentais sob diversas condições. Esses dados levaram ao desenvolvimento de correlações empíricas e fenomenológicas, sendo muitas incorporadas nos métodos de análise (Buyevich e Webbon, 1996).

A ebulição nucleada tem sido usada extensivamente na indústria por ser um dos modos mais eficientes de transferência de calor, pois é capaz de transferir elevados fluxos de calor mantendo a temperatura da superfície, a ser resfriada, alguns graus (10 a 20°C) acima da temperatura de saturação.

Uma das aplicações do fenômeno de ebulição é o controle térmico de satélites, que requer elevado coeficiente de transferência de calor a fim de possibilitar o projeto de equipamentos mais compactos e com menor massa possível. Outra aplicação, bastante utilizada, é na refrigeração de componentes eletrônicos por imersão, utilizando fluidos dielétricos.

O conceito de ebulição confinada está associado à dificuldade das bolhas de vapor se formarem e escoarem, em um determinado sistema, a partir do ponto de nucleação. Desta forma, se considerarmos uma superfície a ser resfriada e uma superfície não aquecida ou adiabática, onde a distância entre elas é menor que o diâmetro das bolhas de vapor, os mecanismos de transferência de calor podem ser modificados ao ponto de intensificar ou degradar a troca térmica.

O principal objetivo da dissertação é a análise do regime de ebulição nucleada, em condições de confinamento ou não, sob pressão atmosférica, de baixos a moderados fluxos de calor ($\leq 40 \text{ kW/m}^2$), em superfícies aquecidas voltadas para cima e para baixo.

Os resultados serão comparados com modelos e correlações empíricas existentes na literatura.

A contribuição consiste em obter resultados de interesse da indústria de novos componentes de sistemas de refrigeração e de condicionamento de ar, bem como, de resfriamento de componentes eletrônicos de equipamentos de controle térmico de máquinas em geral, onde os fluxos de calor (W/m^2) envolvidos são superiores aos proporcionados por

sistemas monofásicos. Também, espera-se averiguar a conformidade dos resultados obtidos sob gravidade terrestre com os obtidos sob microgravidade.

Como motivações, serão gerados novos dados experimentais de interesse ao desenvolvimento de sistemas de resfriamento em equipamentos espaciais cada vez mais eficientes e compactos, garantindo que os componentes eletrônicos funcionem em perfeitas condições.

A seguir, é apresentado, de forma resumida, o conteúdo de cada capítulo desta dissertação.

No Capítulo 2, é apresentada uma revisão bibliográfica sobre o fenômeno de ebulição, enfatizando a ebulição nucleada confinada. Neste capítulo são levantados as possíveis influências dos diferentes processos e sub-processos existentes no fenômeno de ebulição nucleada, os diferentes tipos de refrigeração existentes, os mecanismos da ebulição nucleada, o efeito do confinamento sobre a ebulição nucleada, modelos para a transferência de calor, correlações empíricas e semi-empíricas para a determinação do coeficiente de transferência de calor e crise de ebulição. Por fim, é apresentada uma revisão bibliográfica sobre a ebulição nucleada sob microgravidade.

No Capítulo 3 se encontra a descrição do aparato experimental sob gravidade terrestre, bem como, as propriedades termofísicas dos fluidos utilizados para o presente trabalho, o procedimento experimental e uma análise da convecção natural a fim de verificar o funcionamento da bancada.

Os resultados experimentais e análises são apresentados no Capítulo 4.

No Capítulo 5 são apresentados os resultados da visualização da ebulição nucleada para a superfície aquecida voltada para baixo.

As conclusões gerais deste trabalho se encontram no Capítulo 6, onde sugestões para trabalhos futuros também são apresentados.

No Apêndice A é feita uma apresentação do aparato experimental sob microgravidade, o Apêndice B contém um estudo comparativo entre os dados experimentais obtidos anteriormente pelo laboratório com os dados obtidos desta pesquisa e o Apêndice C uma análise das incertezas experimentais.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 PROCESSOS ENVOLVIDOS NA EBULIÇÃO

Na Fig. 2.1 é apresentado um esquema sobre os principais processos e sub-processos envolvidos na ebulição nucleada. Esse inclui aspectos do fluido, da superfície aquecida e da interface superfície-fluido (Foster e Greif, 1959).

Para a transferência de calor em ebulição, o mais importante e, ao mesmo tempo, mais difícil processo é a nucleação e a interação entre sítios de nucleação vizinhos.

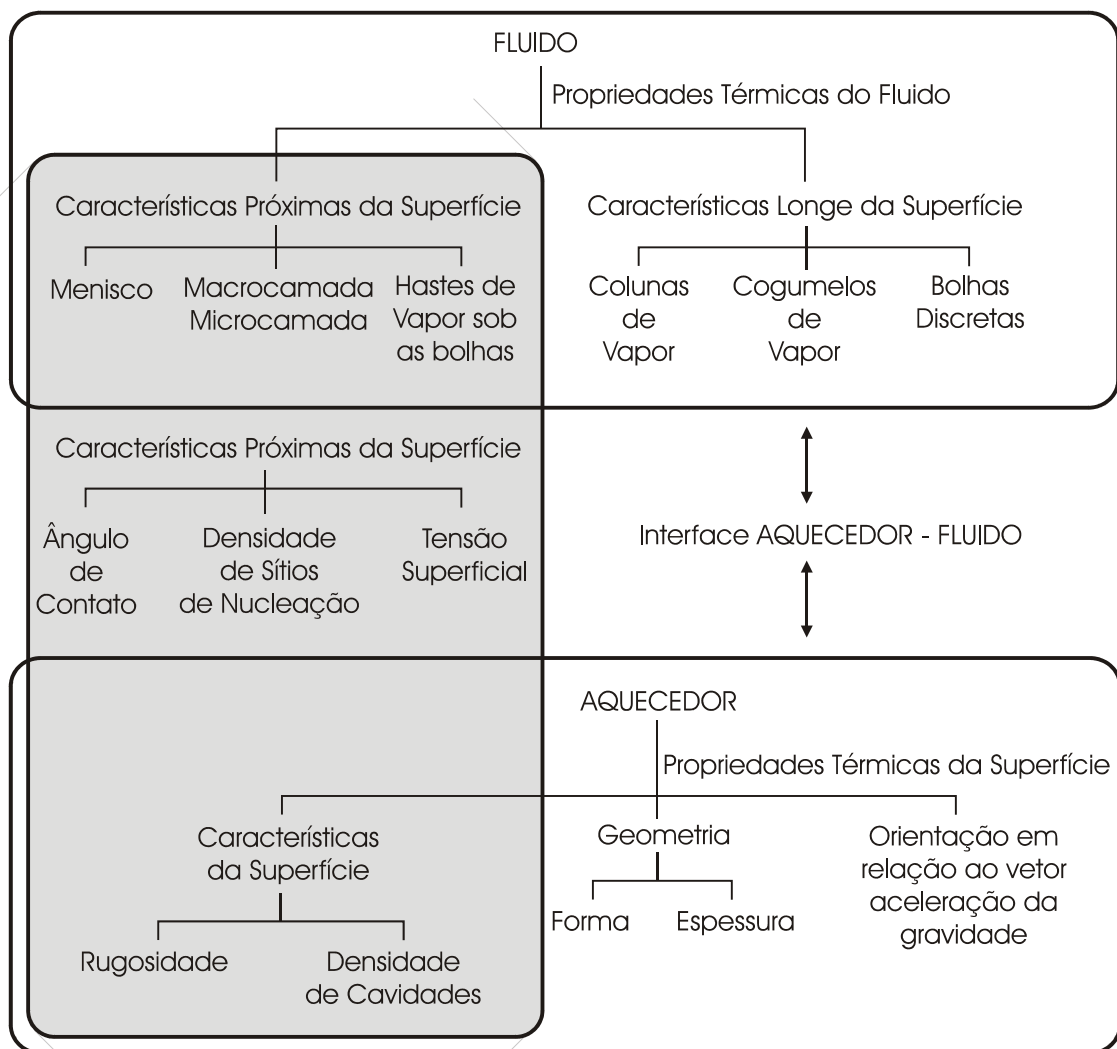
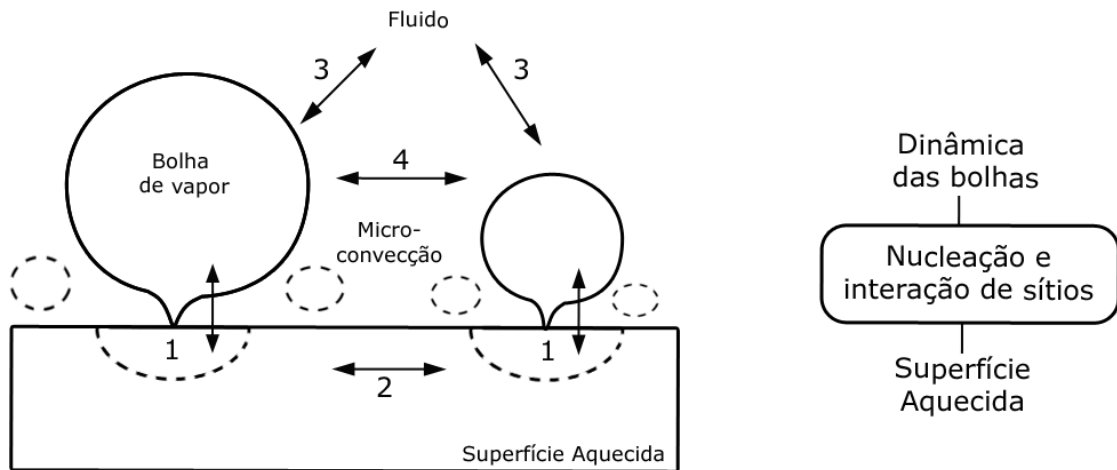


Figura 2.1 - Processos e sub-processos da ebulição (Calka e Judd, 1985).

As interações podem ser divididas em quatro tipos principais, como mostra a Fig. 2.2. Na superfície aquecida, a interação térmica determina ou influencia a distribuição de

temperatura que por sua vez, inclui dois aspectos: a interação térmica entre bolha e superfície aquecida e a interação entre sítios de nucleação. Já no fluido, a interação hidrodinâmica domina o comportamento das bolhas, sendo dividida em: interação hidrodinâmica entre as bolhas e interação hidrodinâmica entre as bolhas e o banho (Foster e Greif, 1959).



Interações sobre a superfície aquecida:

- 1: Interação térmica entre a bolha e a superfície aquecida;
- 2: Interação térmica entre os sítios de nucleação;
- 3: Interação hidrodinâmica entre as bolhas e o fluido;
- 4: Interação hidrodinâmica entre as bolhas.

Figura 2.2 - Classificação das interações na ebulição.

Cada interação possui problemas de ordem térmica e hidrodinâmica. No caso da superfície aquecida existem problemas que incluem a distribuição, a ativação e a interação dos sítios de nucleação.

Os problemas relacionados às bolhas incluem: formação da microcamada (película fina de líquido adsorvida na base da bolha), evaporação do menisco (quantidade de líquido localizado na periferia da base da bolha), partida da bolha, coalescência (fusão de duas ou mais bolhas), microconvecção induzida e sua contribuição para a transferência de calor (Bonjour *et al.*, 2000).

2.1.1 INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE SÍTIOS DE NUCLEAÇÃO

Segundo Bonjour *et al.* (1997), para uma superfície com um único sítio de nucleação em ebulição não confinada, a convecção natural é o principal mecanismo de transferência de calor. Para a ebulição confinada, sobre uma superfície aquecida vertical, a taxa de

transferência de calor é maior quando têm-se vários sítios de nucleação. Isto deve-se ao aumento na transferência de calor latente. Para uma configuração horizontal com confinamento, essa taxa de transferência é menor quando tem-se uma superfície com vários sítios de nucleação e um fluxo de calor mais elevado, pois quando as bolhas de vapor são achatadas contra a superfície adiabática formam uma película de vapor que acaba degradando a transferência de calor.

2.1.2 INFLUÊNCIA DA PRESSÃO

Segundo Bonjour *et al.* (1997), para a configuração vertical quando a pressão aumenta o diâmetro da bolha de vapor diminui, levando-a a um menor confinamento se comparado à situação de baixa pressão para um mesmo espaçamento entre a superfície aquecida e a superfície adiabática. Para superfícies horizontais, qualquer que seja o valor da pressão, a quantidade de vapor sobre a superfície é sempre alta. Isso deve-se ao fato que, quando a distância entre a superfície aquecida e a adiabática diminui, ou seja, quando o confinamento aumenta a bolha de vapor é achatada, logo, a quantidade de vapor que cobre a superfície é maior.

2.1.3 INFLUÊNCIA DO TIPO DE CAVIDADE OU SÍTIO DE NUCLEAÇÃO

Shoji e Takagi (2001) estudaram três diferentes tipos de sítios de nucleação artificiais: o tipo cônico, o cilíndrico e o reentrante. As cavidades do tipo cônicas mostraram uma ebulição intermitente, com grandes variações na temperatura. Já as cavidades cilíndricas e reentrantes mostraram uma ebulição constante e estável, para baixas temperaturas da superfície.

2.1.4 INFLUÊNCIA DO GÁS DISSOLVIDO

Os fluidos usados em pesquisas de resfriamento de componentes eletrônicos, normalmente, absorvem grandes quantidades de gases não-condensáveis (a solubilidade do ar no fluido FC-72 é 25 vezes maior que na água, para condições padrões), portanto, é importante conhecer os efeitos de gases dissolvidos sobre a eficiência da ebulição.

Segundo os estudos de McAdams *et al.* (1949) *apud* Rainey *et al.* (2003), para a região de ebulição parcialmente desenvolvida (região de baixo fluxo de calor), ocorre um aumento

significativo de gás dissolvido. Porém, para fluxo de calor mais elevado a presença de gás dissolvido diminui.

Nos estudos de Cohen e Simon (1988), foi constatado que a presença de gás dissolvido em um embrião de bolha de vapor não somente reduz o superaquecimento necessário para o início da ebulição como também, baixa substancialmente a temperatura de saturação do fluido.

2.1.5 INFLUÊNCIA DO ÂNGULO DE CONTATO

A afinidade entre líquidos e sólidos é chamada de molhabilidade (Carey, 1992). Esta é quantificada pelo ângulo de contato, θ , definido como o ângulo entre a interface líquido-vapor e a superfície sólida. Por convenção, um líquido com $0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ é considerado um líquido molhante.

Muitos parâmetros, tais como, o volume de vapor na cavidade ou sítio, o raio crítico da bolha de vapor, o superaquecimento para o início da nucleação, são influenciados pela molhabilidade.

Segundo Tong *et al.* (1990), o ângulo de contato dos fluorcarbonos ou FC's aproxima-se de zero sobre superfícies de cobre e aço inoxidável. Esses líquidos são derivados de componentes orgânicos que formam grupos C_nF_{2n+2} , onde $n = 5..10$, são não-polares e possuem baixa tensão superficial. Portanto, são altamente molhantes. Assim, pode-se concluir que as variações no ângulo de contato durante a formação do embrião de vapor e crescimento da bolha, as quais são influenciadas pela mudança de direção e magnitude da velocidade da interface líquido-vapor, pode influenciar o superaquecimento necessário para o início da nucleação.

2.1.6 INFLUÊNCIA DA RUGOSIDADE DA SUPERFÍCIE AQUECIDA

A introdução da condição da superfície aquecida em uma correlação foi feita por Mikic e Rohsenow (1969). Eles usaram diferentes constantes para expressar os efeitos de vários materiais, superfícies e tipos de líquidos. De acordo com seus estudos, as superfícies rugosas ou que sofreram adição de sítios ou cavidades artificiais, usualmente tendem a aumentar a transferência de calor por ebulição. Em outras palavras, quando a rugosidade aumenta, o superaquecimento requerido para um determinado fluxo de calor diminui. O aumento da rugosidade também eleva o número de sítios de nucleação ativos sobre a superfície, fazendo com que a temperatura desta diminua.

2.1.7 EFEITOS DA ORIENTAÇÃO DA SUPERFÍCIE

A orientação da superfície pode influenciar vários aspectos da ebulição nucleada como por exemplo, a geração, crescimento e partida das bolhas de vapor, o movimento das bolhas e do líquido sobre a superfície aquecida, entre outros.

Marcus e Dropkin (1963) *apud* Guo e El-Genk (1992) encontraram que o coeficiente de transferência de calor, na ebulição nucleada para a água, aumentou quando a orientação da superfície mudou de uma superfície com a face aquecida voltada para cima para uma posição vertical. Eles verificaram que o número de sítios de nucleação diminuiu quando a ângulo de inclinação da superfície foi aumentado.

Segundo os estudos de Nishikawa *et al.* (1984), para baixos valores de fluxo de calor e ângulos de inclinação menores que 120° (ver Fig. 2.3), a transferência de calor é controlada pela agitação das bolhas de vapor isoladas. Porém, para ângulos maiores que 150° a transferência de calor é controlada pela remoção da camada térmica superaquecida (quando a bolha de vapor desliza pela superfície) e pelo transporte de calor latente devido à vaporização da película líquida abaixo da bolha de vapor (quando a mesma está cobrindo a superfície). Para altos fluxos de calor, os mecanismos associados com o movimento da bolha de vapor não são influenciados pela orientação da superfície. Portanto, a vaporização da película líquida acaba sendo o modo dominante de transferência de calor.

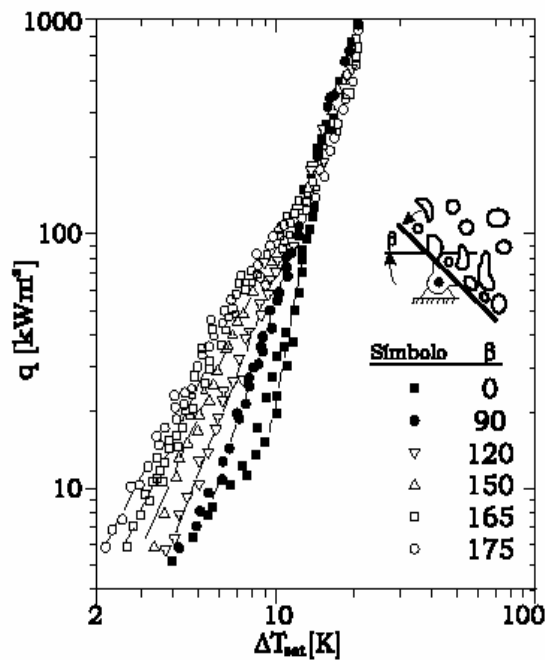


Figura 2.3 - Intensificação do h em função da inclinação da superfície (Nishikawa *et al.*, 1984).

2.2 TIPOS DE RESFRIAMENTO

- Resfriamento indireto: o líquido não entra em contato com os componentes microeletrônicos, nem com o substrato no qual são montados. Em tal caso, uma boa condução térmica é necessária entre o componente (fonte de calor) e o líquido na placa de resfriamento.

- Resfriamento direto: conhecido como refrigeração por imersão, onde não há separação física entre os componentes eletrônicos e o líquido refrigerante. Esta técnica permite remover o calor diretamente dos componentes sem resistência térmica de condução. Também oferece elevados coeficientes de transferência de calor o qual reduz a temperatura da superfície.

Como mostra a Fig. 2.4, o coeficiente de transferência de calor é influenciado tanto pelo fluido de resfriamento usado, quanto pelo modo de transferência de calor. Pode-se notar que, a água é o fluido de resfriamento mais efetivo e a ebulição, o modo que fornece o maior coeficiente de transferência de calor.

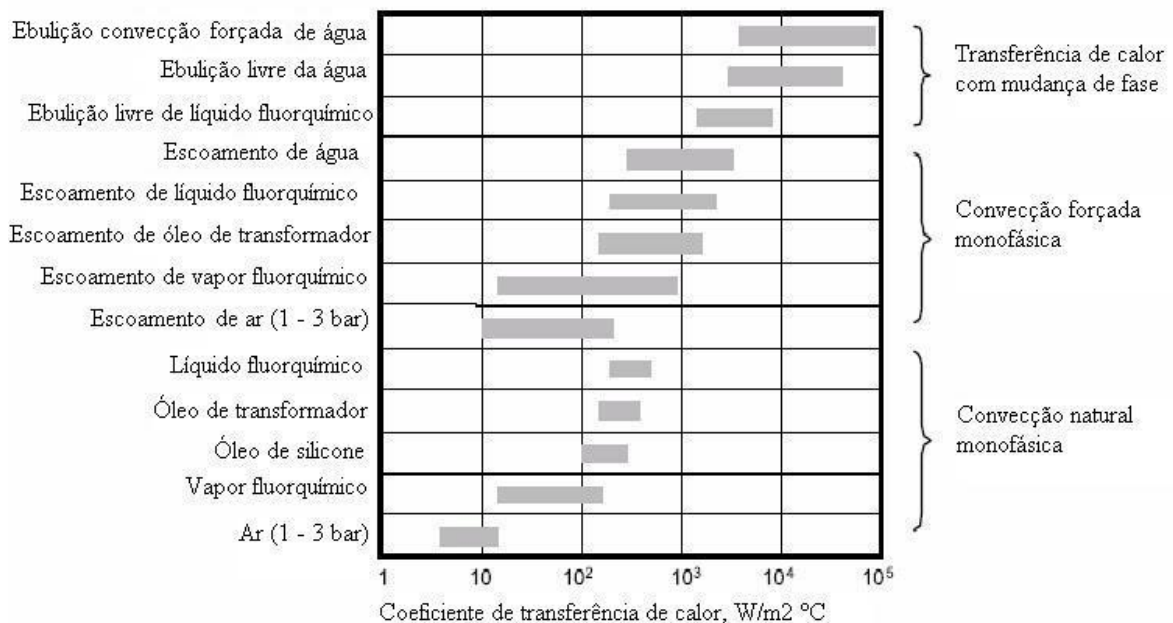


Figura 2.4 – Estimativa dos coeficientes de transferência de calor para diferentes fluidos de resfriamento e modos de transferência de calor (Lin *et al.*, 2002).

Porém, a escolha do fluido de resfriamento deve levar em consideração a compatibilidade química deste com os componentes eletrônicos.

2.2.1 MODOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Baseadas no mecanismo de transferência de calor, as técnicas utilizadas atualmente incluem, ver Lin *et al.* (2002):

- Convecção natural: apesar de ser um mecanismo simples, de baixo custo e confiável, fornece uma taxa de transferência de calor baixa, sendo atrativa apenas para aplicações com baixos fluxos de calor.

- Convecção forçada: oferece taxas mais altas de transferência de calor que a convecção natural, porém, possui um custo extra com ventiladores e bombas, pois utiliza-se de uma bomba de sucção para fornecer circulação forçada do líquido de resfriamento sobre o componente eletrônico. Neste modo de transferência de calor, quando aumenta-se o resfriamento, a queda de pressão também aumenta. Isto pode significar o uso de uma bomba de sucção maior e um sistema operando sob pressões maiores.

- Mecanismo com mudança de fase: na ebulição o coeficiente de transferência de calor é aproximadamente 10 a 50 vezes maior que na convecção natural, com o mesmo fluido de trabalho. Neste caso, tubos de calor (“*heat pipes*”) e aparelhos termo eletrônicos podem ser alternativas práticas e economicamente viáveis, para o resfriamento de microssistemas que estejam operando na faixa de fluxo de calor moderado. Porém a ebulição é um processo de transferência de calor complexo, que depende da mudança de fase líquido-vapor através da formação de bolhas sobre a superfície aquecida.

2.3 MECANISMOS DA EBULIÇÃO

O fenômeno de criação de uma bolha de vapor sobre uma superfície sólida é chamado de nucleação heterogênea, diferentemente da nucleação homogênea que se caracteriza pela formação de uma bolha de vapor no interior de um líquido puro (Carey, 1992).

Segundo Hsu (1962), são necessárias duas condições para a formação inicial das bolhas de vapor, conhecida como o início da ebulição nucleada, do inglês, “*Onset Nucleate Boiling*” (ONB). A primeira condição é que a temperatura da superfície em contato com o líquido exceda a temperatura de saturação deste. Portanto, o líquido ou fluido em contato com a superfície está superaquecido.

O mínimo superaquecimento do fluido, necessário para que ocorra a ebulição, é obtido através, (Carey,1992):

$$\Delta T = \frac{2\sigma T_{sat}}{r\rho_v h_{lv}} \quad (2.1)$$

onde σ , T_{sat} , ρ_v , h_{lv} e r representam, respectivamente, a tensão superficial (N/m), a temperatura de saturação do fluido ($^{\circ}C$), a massa específica do vapor (kg/m^3), o calor latente de vaporização (kJ/kg) e o raio característico da cavidade (m).

A segunda condição para a ocorrência da nucleação heterogênea é a pré-existência de vapor ou gás nas cavidades da superfície em contato com o fluido de resfriamento.

O coeficiente de transferência de calor, h , é definido como a razão entre o fluxo de calor e a diferença de temperatura entre a superfície aquecida e a de saturação do fluido, conforme a equação abaixo:

$$h = \frac{q}{(T_p - T_{sat})} \quad (2.2)$$

onde q , T_p e T_{sat} representam, o fluxo de calor (kW/m^2), a temperatura da superfície ($^{\circ}C$) e a temperatura da saturação do fluido ($^{\circ}C$), respectivamente.

A curva de ebulição para uma dada superfície e fluido pode ser obtida experimentalmente (Nukiyama, 1934). A curva apresentada na Fig. 2.5 representa um esboço qualitativo do fluxo de calor em função do superaquecimento do líquido, $\Delta T = T_p - T_{sat}$, em contato com a superfície aquecida, para ebulição nucleada livre, sobre uma placa plana horizontal voltada para cima e sob a ação da aceleração da gravidade. Além disso, o fluxo de calor é imposto, ver Carey (1992).

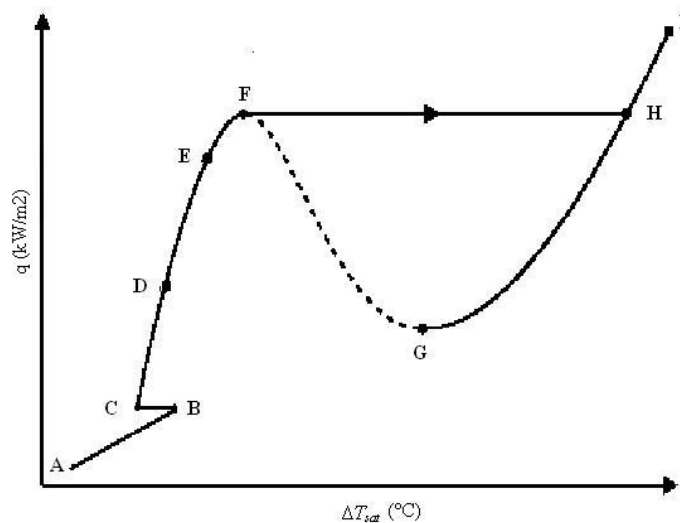


Figura 2.5 – Curva de ebulição.

Primeiramente, se ΔT_{sat} é pequeno, a transferência de calor ocorre por convecção natural (região AB). O regime de convecção natural é caracterizado pelo movimento do fluido devido aos efeitos do empuxo. No caso de uma superfície horizontal voltada para cima e aquecida, o fluido que está próximo a esta superfície se expande, torna-se mais leve e se desloca para cima e neste deslocamento transporta calor para as regiões mais frias do fluido. Por outro lado, o fluido mais frio, por ser mais pesado, desloca-se para baixo e retira calor da superfície aquecida. Portanto, no ciclo de convecção natural, é observada a seguinte seqüência de processos: aquecimento - expansão - resfriamento - compressão. Se a superfície é horizontal e grande, e se o líquido está confinado, podem surgir estruturas celulares do tipo células de Bénard.

Quando aumenta-se o fluxo de calor a ser extraído da superfície aumenta-se a diferença de temperatura e esta pode alcançar o superaquecimento necessário para iniciar o crescimento de bolhas de vapor sobre a superfície aquecida. O crescimento de bolhas de vapor em uma cavidade ou sítio de nucleação pode se estender para dentro das cavidades vizinhas, causando a ativação destas. O resultado disto é a dispersão rápida da ebulição sobre toda a superfície, com o conseqüente aumento do coeficiente de transferência de calor, podendo causar uma diminuição drástica da temperatura da superfície (região BC). Este decréscimo é conhecido como “histerese”, pois o efeito é observado somente quando o fluxo de calor é crescente. Logo após este estágio tem-se então, o início da ebulição nucleada.

Um aumento subsequente do fluxo de calor leva à ativação de mais sítios de nucleação causando o aumento da freqüência de saída de bolhas, constituindo o regime de ebulição nucleada (região CDEF). Este propicia consideráveis aumentos no fluxo de calor sem que ocorra o mesmo com a temperatura da superfície.

Na região CDEF podem ser destacados três processos:

- 1) Bolhas isoladas que correspondem à região CD;
- 2) Colunas e bolsões de vapor que correspondem à região DE;
- 3) Grandes cogumelos que correspondem à região EF.

O modelo semi-empírico de Moissis – Berenson prevê a transição entre o regime de bolhas isoladas (baixos e moderados fluxos de calor) e o regime de “slugs” e colunas (altos fluxos de calor), mas segundo Lienhard (1985) *apud* Carey (1992) esta equação só é válida para ângulos de contato líquido/superfície entre 35° e 85°.

$$q_{MB} = 0,11\rho_v h_{lv} \theta^{0,5} \left(\frac{\sigma g}{\rho_l - \rho_v} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.3)$$

onde θ é o ângulo de contato e h_{lv} é o calor latente de vaporização.

O limite superior do fluxo de calor, na região EF, é chamado de fluxo de calor crítico, ou em inglês, “*Critical Heat Flux (CHF)*” (ponto F), onde as bolhas de vapor acabam formando uma película de vapor que impede o líquido de resfriar a superfície aquecida, resultando na degradação local da transferência de calor (região FH).

A região de transição (região FG) é caracterizada por uma camada, intermitente, de vapor instável sobre a superfície e por bolhas de vapor. Na Fig. 2.5, pode-se observar que à medida que ΔT_{sat} aumenta, o fluxo de calor diminui. Dependendo do modo como a superfície está sendo aquecida, por fluxo de calor imposto ou por temperatura imposta, o regime de transição pode ser estabilizado ou não, ver Carey (1992).

O próximo regime é chamado de ebulição em película (região GHI), o qual é caracterizado por uma película ondulada contínua de vapor sobre a superfície. A transferência de calor entre a superfície aquecida e o fluido refrigerante ocorre por condução (Incropera e DeWitt, 2002; Carey, 1992). O regime de ebulição em película apresenta instabilidades hidrodinâmicas as quais recebem o nome de Instabilidades de Taylor.

2.4 TÉCNICAS DE INTENSIFICAÇÃO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A transferência de calor pode ser intensificada utilizando-se técnicas ativas ou passivas. As *técnicas ativas* requerem energia externa para o sistema, logo, são mais caras para o uso (Bergles, 1998; Thome, 1990). Exemplos:

- Ajuda mecânica: referem-se à rotação ou raspagem da superfície aquecida;
- Vibrações superficiais: a superfície aquecida sofre vibração;
- Vibrações no fluido: o fluido sofre vibração através de ultra-som ou oscilações na pressão;
- Campos eletrostáticos: aplicação de uma corrente DC ou AC no fluido.

Já as *técnicas passivas*, o aumento na transferência de calor ocorre sem o consumo de energia extra (Boulanger *et al.*, 1998). Esta tem como exemplo:

- Superfícies estendidas: refere-se à adição de microaletas ou ranhuras na superfície interna de tubos, bem como de pequenas cavernas na superfície externa destes (Passos e Reinaldo, 2000);
- Superfícies rugosas: que sofrem tratamento abrasivo;
- Superfícies tratadas: são superfícies revestidas ou cobertas com outro material.

Também o confinamento, para fluxo de calor baixo e moderado, representa uma *técnica passiva* muito utilizada para o aumento do coeficiente de transferência de calor (Ishibashi e Nishikawa, 1969).

2.5 EFEITO DO CONFINAMENTO NO REGIME DE EBULIÇÃO

Como mencionado anteriormente, o coeficiente de transferência de calor pode ser modificado pelo confinamento do sistema usando, por exemplo, uma superfície não aquecida ou adiabática. A característica que predomina nos resultados de trabalhos anteriores é que, o coeficiente de transferência de calor aumenta quando a distância entre a superfície aquecida e a adiabática diminui (ou seja, o confinamento aumenta), para fluxo de calor moderado. Já para um alto fluxo de calor, este efeito desaparece e o fluxo de calor máximo, que corresponde ao fluxo de calor de secagem ou “*dryout*”, diminui quando o confinamento aumenta (Fujita *et al.*, 1988). O fluxo de calor de secagem será visto, em detalhes, nas seções 2.7 e 2.7.1.

O efeito do confinamento sobre as bolhas de vapor é caracterizado por um parâmetro adimensional conhecido como número de Bond (Yao e Chang, 1983), definido como a razão entre o comprimento característico do espaço confinado, s , e o comprimento capilar, L . Este último sendo proporcional ao diâmetro de partida da bolha e dado por (Carey, 1992):

$$L = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (2.4)$$

onde σ , g , ρ_l e ρ_v representam, respectivamente, a tensão superficial (N/m), a aceleração da gravidade (m/s^2) e a densidade do líquido e do vapor (kg/m^3).

Assim, o número de Bond fica:

$$Bo = \frac{s}{L} \quad (2.5)$$

Para os fluidos de resfriamento, FC-72 e FC-87, que foram utilizados neste trabalho, têm-se os seguintes números de Bond:

Tabela 2.1 – Valores do número de Bond para os diferentes graus de confinamento s .

Fluido FC-72		
s (mm)	L (mm)	Bo
0,1	0,733	0,14
0,2		0,27
0,3		0,41
0,4		0,55
0,5		0,68
1,0		1,36
13,0		17,74
Fluido FC-87		
s (mm)	L (mm)	Bo
0,1	0,985	0,10
0,2		0,20
0,3		0,30
0,4		0,41
0,5		0,51
1,0		1,01
13,0		13,19

Em geral, quando $Bo < 1$ o efeito do confinamento é importante e as bolhas tendem a ser coalescidas (Ishibashi e Nishikawa, 1969), enquanto que para $Bo > 1$, as bolhas são isoladas caracterizando ebulição livre.

O aumento do coeficiente de transferência de calor nos casos em que $Bo < 1$ é atribuído à evaporação de uma película fina de líquido, existente entre a superfície aquecida e a base da bolha (Katto *et al.*, 1977; Passos *et al.*, 2004; Cardoso e Passos, 2005). Isso ocorre porque as bolhas coalescem, logo, com o estreito espaço a área da película líquida aumenta, melhorando a troca de calor entre a superfície aquecida e a bolha de vapor.

Segundo Straub (1994), na base da bolha, uma película fina de líquido chamada de microcamada está presa na superfície por forças intermoleculares atrativas entre o líquido e a superfície, conhecidas como *forças de dispersão de London-van-der-Waals*. Devido a essas forças a película, de uma espessura de alguns nanômetros, não evapora completamente. Somente um superaquecimento suficientemente alto irá liberar as moléculas da microcamada, formando então, uma área seca onde o coeficiente de transferência de calor diminui progressivamente (Stephan e Kern, 2004). Portanto, o fluxo de calor máximo, representado pelo fluxo de calor crítico (CHF), depende do confinamento e sua tendência é diminuir com o decréscimo de s (Bonjour e Lallemand, 1997).

A aceleração gravitacional também pode influenciar os mecanismos da ebulição. Em condições de microgravidade, as bolhas de vapor sobre a superfície aquecida são maiores comparadas com as bolhas sob condições de gravidade terrestre. Sob microgravidade, o

mecanismo de transferência de calor deve-se ao fluxo de Marangoni e efeitos associados, os quais são induzidos pelos gradientes de tensão superficial ao longo da interface líquido-vapor da bolha (Christopher e Wang, 2001).

2.6 CORRELAÇÕES PARA EBULIÇÃO NUCLEADA NÃO CONFINADA

O estudo de correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor em ebulição nucleada continua atual, porém limitado. Isso ocorre porque a maioria dessas não é capaz de descrever o fenômeno físico governante de maneira clara e compreensiva, devido ao grande número de variáveis do problema.

A seguir, serão comentadas as correlações freqüentemente empregadas para o regime de ebulição nucleada, sob aceleração da gravidade terrestre ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$):

Stephan e Abdelsalam (1980) desenvolveram quatro correlações através da análise de regressão de dados experimentais para a determinação do coeficiente de transferência de calor por ebulição no regime de convecção natural. Conforme os autores, os dados experimentais puderam ser bem melhor equacionados subdividindo-os em quatro grupos de fluidos utilizados (água, hidrocarbonetos, fluidos criogênicos e fluidos refrigerantes) e cada correlação corresponde a um tipo de fluido citado. A Equação (2.6) é para os fluidos refrigerantes:

$$h_{sa} = 207 \left(\frac{k_l}{d_b} \right) \left(\frac{q d_b}{k_l T_{sat}} \right)^{0,745} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,581} Pr_l^{0,533} R_p^{0,133} \quad (2.6)$$

onde k_l , T_{sat} , Pr_l e R_p representam a condutividade do líquido (W/mK), a temperatura de saturação (K), o número de Prandtl do líquido e a rugosidade da superfície (μm), respectivamente. O comprimento característico é dado pelo diâmetro da bolha, sendo este:

$$d_b = 0,0149 \theta \left(\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{0,5} \quad (2.7)$$

θ representa o ângulo de contato líquido/sólido.

Cooper (1984) baseou-se na pressão reduzida do líquido e na rugosidade da superfície aquecida, ver Equação (2.8). Segundo o autor, foram coletados 6000 pontos relativos em mais de 100 experimentos apresentados em publicações existentes na literatura.

$$h_{cooper} = 55 p_r^b (-0,4343 \ln p_r)^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,67} \quad (2.8)$$

onde $b = 0,12 - 0,08686 \ln (R_p)$, p_r é a pressão reduzida e M o peso molecular do fluido.

Rohsenow (1962) *apud* Carey (1992) apresenta uma correlação semi-empírica:

$$h = \mu_l h_{lv} \left(\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right)^{0,5} \left(\frac{c_{pl}}{C_{sf} h_{lv} Pr_l^s} \right)^{\frac{1}{r}} \Delta T_p^2 \quad (2.9)$$

onde μ_l , h_{lv} , c_{pl} , representam, respectivamente, a viscosidade do líquido (kg/ms), o calor latente de vaporização (kJ/kg) e o calor específico do líquido (kJ/kgK). O coeficiente C_{sf} depende da combinação superfície/líquido e $\Delta T_p = T_p - T_{sat}$. Os valores de r e s utilizados foram 0,333 e 1,7, respectivamente. Essa correlação considera o movimento causado pelo crescimento e partida das bolhas similar ao mecanismo de transferência de calor no transporte convectivo, onde o número de Reynolds é calculado em função da velocidade ascensional das bolhas de vapor e do diâmetro da bolha. A correlação de Rohsenow continua sendo objeto de interesse, em particular por pesquisadores americanos, que buscam ampliar a precisão ou o número de pares superfície/fluido, através da determinação dos valores de C_{sf} e s , por meio de análise experimental.

A correlação de Haider e Webb (1997) considera que a transferência de calor ocorre por condução transiente e convecção gerada pela ascensão das bolhas de vapor. Basearam-se nas equações de Mikic e Rohsenow (1969) e Tien (1962) para obter a expressão para o fluxo de calor. Sugerem um único valor para c (independente do fluido de resfriamento) ainda indeterminado e recomendam $n = 2$.

$$q = 2\sqrt{\pi} \sqrt{\kappa_l \rho_l c_{pl}} \sqrt{f} d_b^2 n_s \Delta T \left[1 + \left(\frac{0,66\pi c}{Pr_l^{0,17}} \right)^n \right]^{\frac{1}{n}} \quad (2.10)$$

A correlação de Benjamin e Balakrishnan (1996): consideram que o calor é removido da superfície através do calor absorvido pela vaporização da microcamada (q_{vm}), da condução transiente (q_{ct}) e da convecção natural turbulenta (q_{cn}). Logo,

$$q_{total} = \frac{q_{vm}t_c + q_{ct}t_e}{t_c + t_e} + q_{cn} \quad (2.11)$$

onde: t_c é o intervalo de tempo de crescimento e t_e é o intervalo de tempo de espera. É importante mencionar que esta correlação é válida apenas para fluxos de calor baixos a moderados e fluidos refrigerantes puros, pois nesta situação os efeitos dos regimes de convecção natural e ebulição nucleada podem ser superpostos e estudados separadamente. Eles demonstraram que a contribuição da evaporação da microcamada para o fluxo de calor é de 40-50%, para baixos a moderados fluxos de calor. Já a transferência de calor latente terá um papel mais importante para fluxos de calor mais elevados.

Outras correlações e modelos também foram propostas a fim de investigar mais detalhadamente os mecanismos envolvidos no fenômeno de ebulição, tais como:

Chai *et al.* (2000) sugerem um modelo onde a ebulição é um processo transiente, no qual o tamanho das bolhas de vapor seria variável e não uniformemente distribuído sobre a superfície aquecida. Para eles, o fenômeno de ebulição relaciona os mecanismos microscópicos aos efeitos macroscópicos.

Rayleigh (1917) *apud* Lee *et al.* (2003) sugeriu uma equação de movimento para uma bolha de vapor esférica, governada pela interação entre a bolha e o fluido circundante. Neste modelo, a transferência de calor através da interface não foi considerada. O resultado foi uma alta taxa de crescimento, observada durante a região de crescimento inicial ou também conhecida como região controlada pela inércia.

Foster e Zuber (1954) *apud* Lee *et al.* (2003) resolveram a equação de Rayleigh considerando a transferência de calor através da interface da bolha de vapor e um líquido superaquecido. A equação do crescimento da bolha de vapor foi obtida da condução de calor através da camada de contorno térmica ao redor da bolha, eles derivaram o gradiente de temperatura na interface usando aproximações e assumindo um banho superaquecido uniformemente.

2.7 CRISE DE EBULIÇÃO

Nos casos em que o modo de aquecimento de um sistema é com fluxo de calor constante, ou seja, é fornecido potência ao sistema, pode ocorrer a fusão do material, razão pela qual a crise de ebulição também pode ser chamada de “*burnout*”.

Portanto, para assegurar o funcionamento do sistema no regime de ebulição nucleada precisa-se conhecer qual o valor do fluxo de calor crítico ou de secagem (em inglês, “*critical heat flux – CHF*”), que consiste no limite de fluxo de calor que pode ser removido sem exposição da superfície aquecida à ebulição em película. Este valor limite depende do fluido de trabalho, da pressão, da temperatura, da geometria da superfície aquecida, além de outras variáveis.

Existem muitas teorias que descrevem este mecanismo e podem ser divididas em duas categorias: modelos baseados na instabilidade hidrodinâmica ou na secagem da microcamada (Zhao *et al.*, 2002).

Entre os modelos baseados na instabilidade hidrodinâmica, o mais aceito foi desenvolvido por Zuber (1959) *apud* Carey (1992), para ebulição não confinada sobre uma placa plana, horizontal, infinita e com a superfície aquecida voltada para cima. Este modelo postula que o fenômeno de crise de ebulição resulta da interação de dois tipos de instabilidade: as instabilidades de Taylor, na interface vapor-líquido, normal ao vetor aceleração da gravidade, e as instabilidades de Helmholtz, na interface vapor-líquido de uma coluna de vapor vertical que serve de via de escape de vapor. De acordo com este modelo, o limite superior do fluxo de calor para o sistema operar nos regimes de ebulição nucleada é dado pela Equação (2.12) e ocorre quando todo o líquido que chega à superfície aquecida vaporiza-se instantaneamente, ver Carey (1992).

$$q_{máx,Z} = 0,131\rho_v^{0,5}h_{lv}[\sigma g(\rho_l - \rho_v)]^{\frac{1}{4}} \quad (2.12)$$

O modelo de secagem da microcamada foi proposto por Haramura e Katto (1983), onde assume-se que o líquido sob as bolhas de vapor é evaporado durante o intervalo de tempo em que estas ainda se encontram presas à superfície aquecida pelas raízes de vapor (jatos de vapor).

O trabalho de Katto *et al.* (1977), apresenta um estudo experimental da ebulição saturada da água, sob pressão atmosférica, entre dois discos planos horizontais onde apenas um deles é aquecido. Um dos resultados encontrados foi que o fluxo de calor máximo (*CHF*)

diminui à medida que o confinamento aumenta, ou seja, s diminui. Essa diminuição está relacionada ao decréscimo do coeficiente de transferência de calor, causado pela vaporização da película líquida localizada abaixo da bolha de vapor.

Fujita *et al.* (1988) estudaram o regime de ebulição nucleada para a água, à temperatura de saturação e pressão atmosférica, entre duas placas verticais paralelas, sendo uma delas aquecida. Os autores também confirmaram que à medida que s diminui o fluxo de calor de secagem diminui.

2.7.1 INFLUÊNCIA DA ORIENTAÇÃO DA SUPERFÍCIE

Ishigai *et al.* (1961) *apud* Kim e Suh (2003), foram os primeiros a estudar o efeito da orientação da superfície na ebulição nucleada, para fluxo crítico. O grupo notou que, o fluxo de calor crítico diminui drasticamente quando a superfície está na posição horizontal, com a face aquecida voltada para baixo. Isto se deve ao acúmulo de vapor sobre a superfície dificultando o acesso do líquido.

Vishnev (1974) *apud* Kim e Suh (2003), foi o primeiro a estudar uma correlação para o efeito da orientação da superfície sobre o fluxo de calor crítico:

$$\frac{q_{CHF}}{q_{CHF,0}} = \frac{(190 - \theta)^{0,5}}{190^{0,5}} \quad (2.13)$$

onde: $q_{CHF,0}$ é o fluxo de calor crítico para uma superfície com a face aquecida voltada para cima (0°) e, θ é o ângulo de orientação da superfície sendo, 90° , posição vertical e, 180° , face aquecida voltada para baixo.

Guo e El-Genk (1992) estudaram o efeito da inclinação da superfície sobre diferentes regimes de ebulição para a água, à temperatura de saturação e à pressão atmosférica. Eles encontraram que o fluxo de calor crítico, o fluxo mínimo para a ebulição em película e a temperatura da superfície, aumentam com o aumento do ângulo de inclinação. Para o regime de ebulição nucleada constataram que aumentando o ângulo de inclinação, para valores baixos de temperatura, a taxa de transferência de calor diminui. Para valores mais elevados de temperatura, o coeficiente de transferência de calor diminui com o ângulo de inclinação. Seus estudos possibilitaram o desenvolvimento de uma correlação para a água levando em conta a orientação da superfície:

$$q_{CHF} = (0,034 + 0,0037(180 - \theta)^{0,656}) \rho_v h_{lv} \left[\frac{\sigma(\rho_l - \rho_v)g}{\rho_v^2} \right]^{0,25} \quad (2.14)$$

Katto e Kosho (1979) *apud* Kim e Suh (2003) estudaram discos de cobre com diâmetros de 10mm e 20mm, à pressão atmosférica, levando em consideração a distância entre os discos paralelos. A razão entre diâmetro do disco e a distância variou de 0 a 120. Os fluidos estudados foram: água, R-113 e benzeno. Assim, chegaram a uma correlação experimental com uma incerteza de $\pm 15\%$.

$$\frac{q_{CHF}}{\rho_v h_{lv}} = \left(\frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right)^{\frac{1}{4}} \frac{0,18}{1 + 0,00918 \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,14}} \left(\frac{g (\rho_l - \rho_v) d^2}{\sigma} \right)^{0,5} \left(\frac{d}{s} \right) \quad (2.15)$$

2.8 EBULIÇÃO NUCLEADA SOB MICROGRAVIDADE

A realização de experimentos em ambiente de microgravidade possibilita observar diversos fenômenos físicos que ocorrem nos fluidos, mas que são encobertos pela ação dos efeitos gravitacionais. Um dos principais fenômenos é a convecção, resultante da variação de densidade em um fluido devido a uma diferença de temperatura.

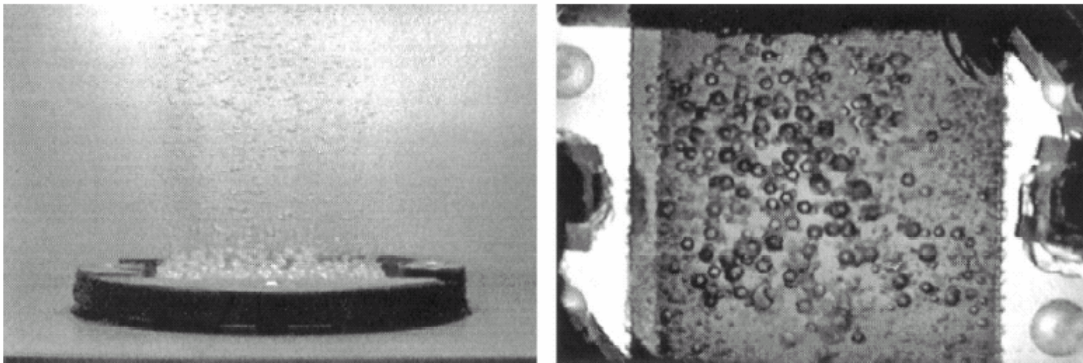


Figura 2.6 – Visualização do fenômeno de ebulição sob gravidade terrestre à pressão atmosférica (Snyder e Chung, 2000).

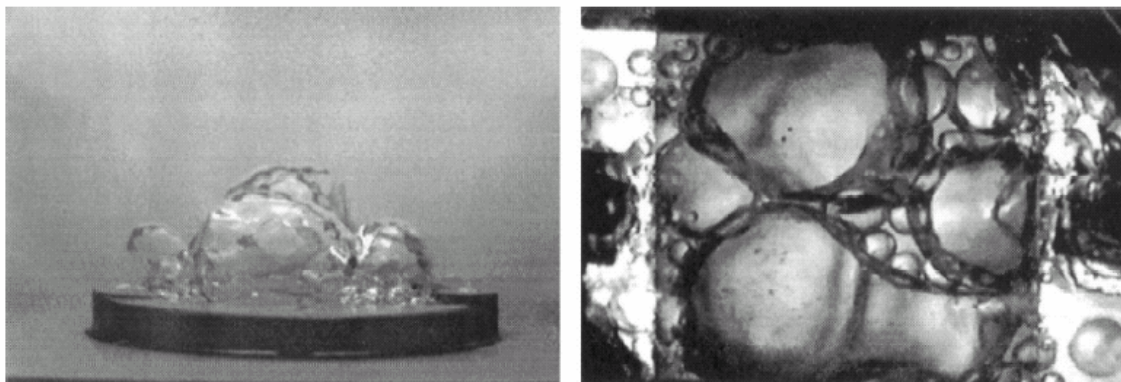


Figura 2.7 – Visualização do fenômeno de ebulição sob microgravidade à pressão atmosférica (Snyder e Chung, 2000).

Na Fig. 2.6 pode-se notar pequenas bolhas de vapor sendo carregadas do fundo do recipiente para a superfície, por fluxos convectivos produzidos pela gravidade. Já na Fig. 2.7, onde tem-se ausência de gravidade, as bolhas de vapor são maiores e permanecem mais tempo no fundo do recipiente. Isto se deve à ausência de empuxo e convecção (Snyder e Chung, 2000).

Portanto, o objetivo científico nesta área vai desde o estudo da viabilidade para o resfriamento de componentes eletrônicos, ao estudo dos mecanismos e fenômenos da ebulição.

2.9 FLUXO DE MARANGONI OU CONVECÇÃO DE MARANGONI

Para os fluidos, a tensão superficial diminui quando a temperatura aumenta. Portanto, se existe um gradiente de temperatura ao longo de uma interface, uma força na direção oposta traz o líquido da parte quente para a fria. Esta forma de convecção térmica pode aumentar a transferência de calor, além de afetar na saída da bolha de vapor.

A origem da convecção de Marangoni pode ser explicada através das forças intermoleculares (Straub, 1994). Quando a temperatura aumenta, reduz as forças de atração entre as moléculas, logo, um gradiente de temperatura ao longo da interface diminui a tensão em direção ao lado quente e aumenta em direção ao lado frio. Isto induz um fluxo convectivo tangencial na interface, na direção da maior para menor temperatura, auxiliando a transferência de calor.

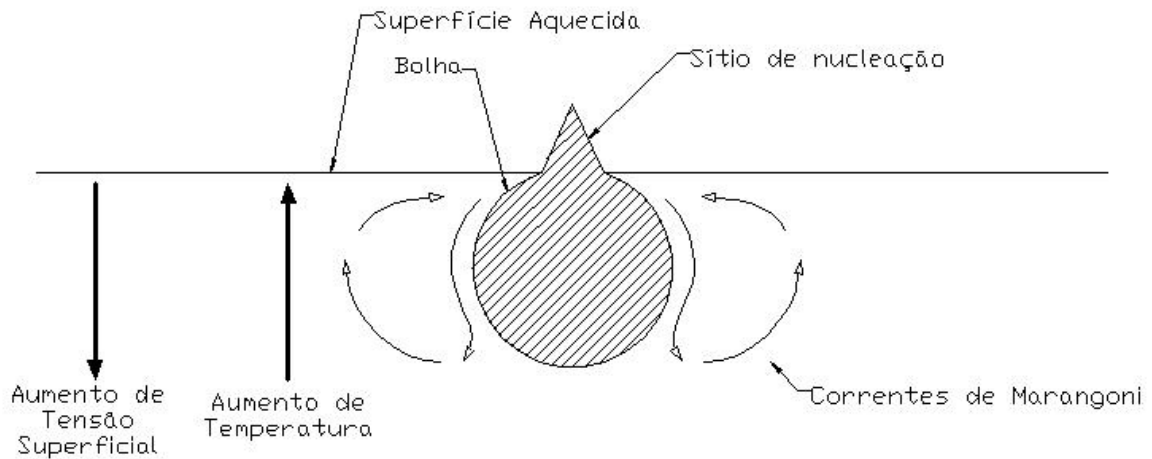


Figura 2.8 - Correntes de Marangoni.

O número de Marangoni é definido como:

$$Ma = -\frac{\partial\sigma}{\partial T} \frac{(T_p - T_{sat})D}{\alpha\mu_l} \quad (2.16)$$

onde: σ , D , α , μ_l e ΔT são, respectivamente, a tensão superficial, o diâmetro da superfície, a difusividade térmica, a viscosidade do líquido e a diferença entre a temperatura da superfície e a de saturação do líquido.

É importante mencionar que os modelos e correlações desenvolvidas para a ebulição sob gravidade terrestre nem sempre são válidos para microgravidade, pois muitos desses modelos e correlações levam em conta o comprimento capilar, L , cujo valor tem uma forte dependência com a aceleração da gravidade.

2.10 CONSIDERAÇÕES GERAIS

Neste capítulo foram analisadas as influências que a nucleação pode sofrer e os mecanismos que atuam na ebulição. Foi discutido o efeito da orientação da superfície em relação ao vetor aceleração gravitacional, onde foi observada a melhora da transferência de calor, a baixos fluxos de calor, para ângulos de inclinação maiores que 150° . Foram apresentados alguns tipos de técnicas utilizadas para intensificar a transferência de calor em ebulição nucleada.

A influência do confinamento sobre a ebulição nucleada foi discutida mais detalhadamente, uma vez que é o enfoque deste trabalho. Este efeito é caracterizado pelo

número de Bond e a tendência geral dos resultados mostra que quando $Bo < 1$, as bolhas tendem a ser coalescidas ocasionando um aumento da área da película líquida entre a bolha de vapor e a superfície aquecida. Isto resultará em um aumento do coeficiente de transferência de calor.

Foram apresentadas correlações, para o cálculo do coeficiente de transferência de calor para a ebulição nucleada; um estudo sobre a crise de ebulição, onde os resultados gerais mostram que à medida que o confinamento aumenta o fluxo de calor de secagem diminui. E finalmente, um estudo da influência que a aceleração da gravidade pode causar sobre a ebulição nucleada.

CAPÍTULO 3

MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA SOB GRAVIDADE TERRESTRE

A fim de estudar o efeito do confinamento, sobre a ebulição dos fluidos dielétricos FC-72 e FC-87, foi confeccionada uma bancada experimental no LABSOLAR/NCTS com o objetivo de servir de apoio ao desenvolvimento de um projeto, juntamente com a Agência Espacial Brasileira (AEB), sob microgravidade.

A seção de teste consiste de um disco de cobre com 12mm de diâmetro e 1mm de espessura, com três termopares tipo-E de 0,15mm de diâmetro, soldados com estanho dentro de três pequenas ranhuras existentes no disco de cobre, conforme Fig. 3.1. Os três termopares estão posicionados próximos ao centro do disco, sendo que a temperatura média é uma média das temperaturas indicadas pelos três termopares.



Figura 3.1 - Fotografia do disco de cobre indicando as ranhuras.

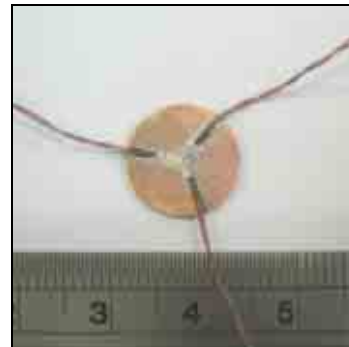


Figura 3.2 - Disco de cobre com os três termopares soldados.

O disco de cobre é aquecido por uma resistência elétrica de $11,8\Omega$, fixada com resina epóxi Araldite® 24 horas. A resistência elétrica do tipo “skin heater” é feita de constantan, e foram especialmente dimensionadas para o presente estudo, sendo fabricadas no Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas (LMPT). Tais resistências foram obtidas por deposição de finas pistas de constantan, 0,3mm de largura e espessura de $50\mu\text{m}$, sobre folhas de kapton, conforme Fig. 3.3. A fim de reduzir as perdas por efeito Joule, os terminais de constantan foram fabricados com dimensões de 5mm de comprimento, 2mm de largura e $50\mu\text{m}$ de espessura, conforme Fig. 3.3.

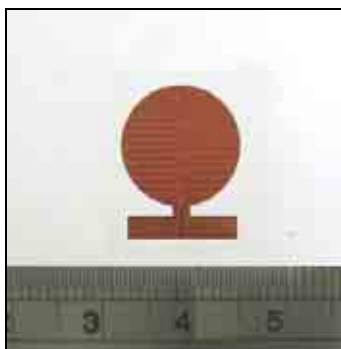


Figura 3.3 – Fotografia da resistência elétrica.

O disco de cobre e a resistência elétrica são fixados, com resina epóxi Araldite[®], a um suporte de PVC com 20mm de diâmetro externo, que possui um chanfro de 45°, onde um termopar tipo-E mede a temperatura do PVC, ver Fig.3.4. A superfície do disco de cobre, que está em contato com o fluido de trabalho, foi polida com lixa #600, correspondendo a uma rugosidade, R_p , de 1,1 μm . Obteve-se essa rugosidade pelo processo de medição Perthometer S8P (método apalpador). O suporte de PVC é fixado, por meio de rosca, na extremidade de um tubo de alumínio de 200mm de comprimento e 20mm de diâmetro externo. Os cabos dos termopares e os de alimentação elétrica conectam-se ao interior do tubo de alumínio, por onde são levados ao exterior da bancada.

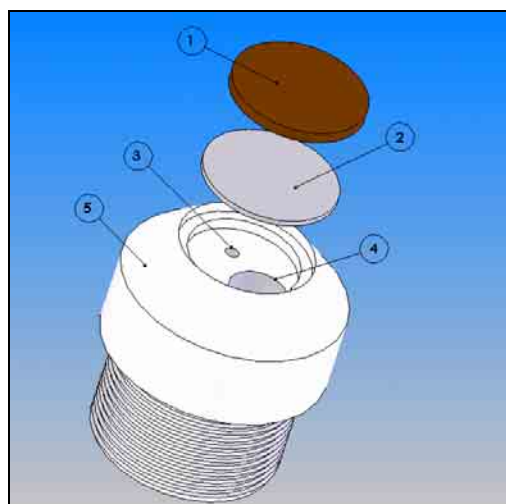


Figura 3.4 – Esquema da montagem da seção de teste. (1) disco de cobre, (2) resistência elétrica, (3) e (4) furos de passagem para os cabos, (5) suporte de PVC.

A seção de teste está montada dentro de uma câmara de ebulição, consistindo de um tubo de vidro com 80mm de diâmetro interno e 180mm de altura, que será preenchido com 300ml de fluido dielétrico, FC-72 (C_6F_{14}) ou FC-87 (C_5F_{12}), à pressão atmosférica, ver Figs.

3.5 e 3.6. Outros dois termopares tipo-E são colocados dentro da câmara de ebulição, com o intuito de medir a temperatura do líquido e do vapor.

A câmara de ebulição está instalada dentro de uma segunda câmara com 160x160x186mm, cujas laterais são de acrílico transparente e as bases superior e inferior consistem de duas placas de alumínio com 180x180mm, Fig. 3.6. A parte inferior possui uma janela retangular de 70x70mm, onde uma peça de acrílico transparente está inserida paralelamente à superfície aquecida. Esta base possibilitou a visualização do fenômeno de ebulição, a qual foi realizada com uma câmera digital CANON EOS Rebel 6.3 Megapixel, com lente EF-S-18055mm e f 3.5-5.6 e uma objetiva CANON 100mm f 2.8 MACRO AF USMD58. A distância entre a base de acrílico e o disco de cobre, é ajustada pela rotação do tubo de alumínio e controlada por um relógio comparador com precisão de 0,01mm.

Para a superfície aquecida voltada para baixo, o fator geométrico do elemento confinador é o suporte de PVC do disco de cobre, chanfrado em 45°, e esta configuração será chamada de VB45°, conforme Figs. 3.5 e 3.6.

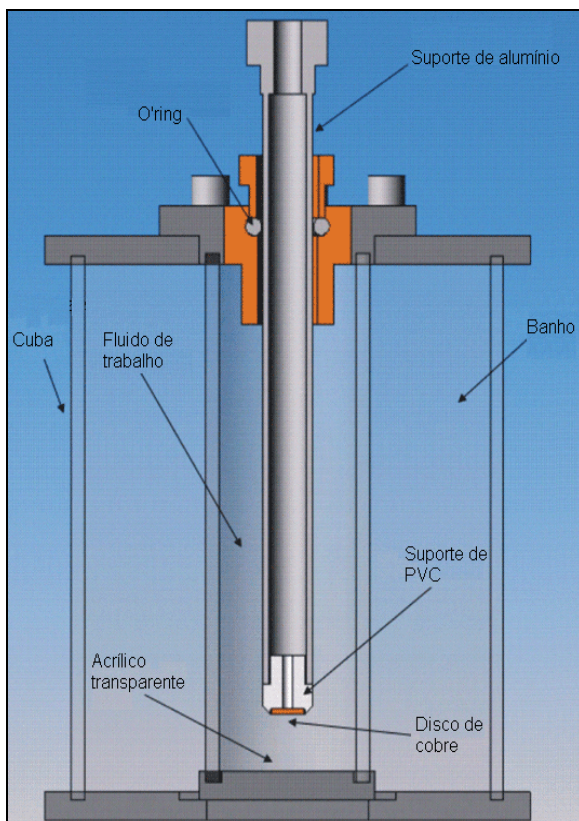


Figura 3.5 – Esquema do aparato experimental (VB45°).



Figura 3.6 – Fotografia do aparato experimental.

A câmara de acrílico transparente foi preenchida com água, cuja temperatura é controlada por um criostato LAUDA RK20 KP. Um termopar tipo-E foi colocado dentro do

banho para medir a temperatura da circulação da água. O objetivo deste banho é controlar a temperatura do fluido de trabalho.

Todas as vedações necessárias foram feitas com o'ring e silicone transparente.

Para não haver perda de fluido, já que os testes são realizados à pressão atmosférica, foi construído um sistema para a condensação do fluido, que consiste em uma mangueira isolada com Isotubo conectando a câmara de ebulição a um condensador de vidro. Este condensador possui uma entrada de água na parte superior e uma saída na parte inferior, que estão ligadas a um criostato Banho MQBTC99-20, o qual mantém a água a uma temperatura que varia entre 10 e 15°C. Quando inicia a ebulição dentro da câmara de ebulição, parte do fluido de trabalho começa a evaporar e acaba condensando. Assim, o fluido escorre para dentro de um balão volumétrico, imerso em um pequeno tanque refrigerado, onde permanece até o término do ensaio.

Uma fonte de potência de corrente elétrica contínua DC, HP 6030A, está conectada à resistência elétrica e é controlada por um PC usando o LABVIEW. As principais características do computador usado neste experimento são o processador AMD Athlon 800MHz, de 512MB RAM, e um controlador GPIB, cuja maior vantagem é a alta velocidade na transferência dos dados.

A aquisição e pré-tratamento dos dados são feitos por um sistema HP 34970A, equipado com uma placa de cobre para a compensação dos sinais dos termopares. Dentro do "slot" da HP, o funcionamento dos componentes eletrônicos gera calor, produzindo um gradiente de temperatura entre os canais de aquisição de dados. Para anular este efeito foi colocado uma pequena placa de cobre, envolta em fita kapton, em contato com os canais de aquisição e conectada a um termistor de 10k Ω . A cada ciclo de aquisição dos dados, o termistor realiza a leitura dos canais e assim, atualiza o polinômio que gera os valores das temperaturas dos termopares.



Figura 3.7 – Fotografia da fonte de potência.



Figura 3.8 – Fotografia do sistema de aquisição.

Para o experimento com o disco de cobre aquecido voltado para cima, o confinamento do espaço de ebulição é imposto por dois tipos de suporte de PVC, com 20mm de diâmetro externo, fixado na base do tubo de alumínio. Uma base de alumínio contendo o suporte e a seção de teste substitui a base de acrílico transparente utilizada anteriormente para a visualização. Um elemento confinador foi chanfrado a um ângulo de 45°, como mostra a Fig. 3.9 (VC45°), e o outro, mantido sem o chanfro, como mostra a Fig. 3.10 (VC90°). Somente uma visualização lateral do espaço de ebulição é possível para as configurações VC45° e VC90°. A distância entre o disco de cobre e o elemento confinador é controlada da mesma forma que no caso da superfície aquecida voltada para baixo (VB45°).

A fenda entre a periferia do disco de cobre e o suporte de PVC foi preenchido com resina epóxi Araldite® porém, isto não foi suficiente para evitar a presença de sítios parasitas naturais na periferia do disco de cobre. Além disso, o polimento da superfície de cobre, depois da realização dos testes, contribuiu para a criação de novos sítios de nucleação. Isto pode ter afetado a qualidade dos resultados experimentais, particularmente para a configuração VC90°, onde as bolhas de vapor eventualmente formadas na periferia do disco puderam participar da massa de vapor confinada.

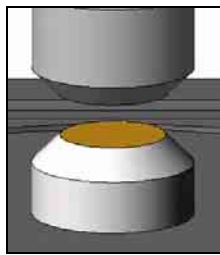


Figura 3.9 – Esquema do elemento confinador e da seção de teste (VC45°).

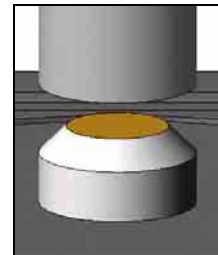


Figura 3.10 – Esquema do elemento confinador e da seção de teste (VC90°).

3.2 PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DO FC-72 E DO FC-87

Os fluidos dielétricos utilizados, FC-72 (C_6F_{14}) e FC-87 (C_5F_{12}), possuem estabilidade térmica e química, não são inflamáveis nem tóxicos e não deixam resíduos na evaporação. Portanto, são inertes (3M, 1995). Os fluorcarbonos ou FC's são caracterizados pela baixa tensão superficial e quando comparados com outros fluidos refrigerantes, possuem baixos valores de condutividade térmica, temperatura de saturação e calor latente de vaporização.

Na Tabela 3.1 são mostradas as propriedades dos fluidos utilizados neste estudo (Reed e Mudawar, 1997).

Tabela 3.1 - Propriedades termofísicas dos fluidos de trabalho (P = 1,013 bar)

Propriedades	FC-72	FC-87
Peso molecular	338 kg /kgmol	288 kg/ kgmol
Temperatura Crítica, T_{crit}	178°C	151°C
Temperatura de saturação, T_{sat}	56,6°C	29,1°C
Massa específica do líquido, ρ_l	1600 kg/m ³	1571 kg/m ³
Massa específica do vapor, ρ_v	13,39 kg/m ³	12,37 kg/m ³
Calor latente de vaporização, h_{lv}	94790 J/kg	99670 J/kg
Condutividade térmica do líquido, k_l	0,0538 W/mK	0,0521 W/mK
Calor específico do líquido, $c_{p,l}$	1102 J/kg	1059 J/kg
Difusividade térmica do líquido, α_l	3,064 x 10 ⁻⁸ m ² /s	3,073 x 10 ⁻⁸ m ² /s
Viscosidade cinemática do líquido, ν_l	2,779 x 10 ⁻⁷ m ² /s	2,620 x 10 ⁻⁷ m ² /s
Número de Prandtl do líquido, Pr_l	8,900	8,534
Coefficiente de expansão térmica do líquido, β_l	- 0,001639 K ⁻¹	- 0,001599 K ⁻¹
Tensão superficial do líquido, σ_l	0,008348 N/m	0,01483 N/m

3.3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para a realização dos testes em ebulição nucleada confinada, foi usado sempre o mesmo procedimento, a fim de garantir a repetibilidade dos resultados.

- A fonte de potência DC, HP 6030A e o sistema de aquisição HP 34970A, foram ligados 1 hora antes do início dos testes;

- O criostato LAUDA RK20 KP foi preenchido com água, a temperatura fixada em um valor de 5°C acima da temperatura de saturação do fluido de trabalho. Este procedimento foi feito para eliminar o gás dissolvido no fluido de trabalho;

- O criostato Banho MQBTC99-20 foi preenchido com água, com a temperatura fixada em 15°C;

- Escolheu-se o fluido a ser utilizado, FC-72 ou FC-87;

- Ligou-se a balança modelo AS 5500, com precisão de 0,01g e esperou-se até que a mesma estabilizasse. O fluido foi pesado três vezes e depois aquecido, a uma temperatura de 3°C acima da temperatura de saturação, em um aquecedor MQAMA 301. O fluido foi pesado novamente para saber quanto foi perdido (aproximadamente 0,4g para cada 300g de fluido);

- A câmara de ebulição foi carregada com o fluido de trabalho (300ml) e assim que iniciou a ebulição, o que foi constatado pelo surgimento das primeiras bolhas de vapor,

baixou-se a temperatura do criostato LAUDA RK20 KP para o valor da temperatura de saturação do fluido;

- O grau de confinamento foi definido;
- O tempo de espera para a estabilização da temperatura do banho foi de no mínimo 1 hora;
- Foram verificados todos os termopares e demais ligações elétricas;
- O LABVIEW foi programado para a configuração desejada (fluido, grau de confinamento e geometria da superfície aquecida) e para os patamares de fluxos de calor desejados. Neste caso, o fluxo de calor foi crescente e os patamares escolhidos foram: 1, 3, 5, 7, 10, 12, 15, 20, 25, 30, 35 e 40kW/m². A duração dos testes em cada patamar foi de 400 segundos, a fim de garantir a estabilização do regime. O tempo de espera entre um teste e outro foi de no mínimo 20 minutos.

Os testes foram realizados em dias diferentes para um mesmo fluido e configuração, a fim de verificar a influência das condições do ambiente externo. Como houve repetibilidade nos testes, chegou-se à conclusão que as condições externas não influenciam os resultados.

As configurações testadas estão mostradas nas Tabelas 3.2 e 3.3, para os fluidos FC-72 e FC-87, respectivamente.

Tabela 3.2 – Configurações e geometrias da seção de teste para o FC-72.

Superfície aquecida voltada para cima		Superfície aquecida voltada para baixo
Confinador com chanfro (VC45°)	Confinador sem chanfro (VC90°)	Confinador com Chanfro (VB45°)
<i>s (mm)</i>	<i>s (mm)</i>	<i>s (mm)</i>
0,1	0,1	0,1
0,2	0,2	0,2
0,3	0,3	0,3
0,4	0,4	0,4
0,5	0,5	0,5
1,0	1,0	1,0
13,0	13,0	13,0

Tabela 3.3 – Configurações e geometrias da seção de teste para o FC-87.

Superfície aquecida voltada para cima
Confinador sem chanfro (VC90°)
<i>s (mm)</i>
0,1
0,2
0,3
0,4
0,5
1,0
13,0

3.4 ANÁLISE DA CONVECÇÃO NATURAL

A fim de verificar o funcionamento da bancada foram analisados os testes com $s = 13\text{mm}$ para os fluidos FC-72 e FC-87, para todas as configurações mostradas nas Tabelas 3.2 e 3.3. Os valores para o coeficiente de transferência de calor (h_{nc}) foram comparados com os previstos pela correlação empírica (Incropera e DeWitt, 1998):

Superfície aquecida voltada para baixo:

$$h_{incropera} = \frac{0,27 \cdot Ra_l^{\frac{1}{4}} \cdot k_l}{L} \quad 10^5 \leq Ra \leq 10^{10} \quad (3.1)$$

Superfície aquecida voltada para cima:

$$h_{incropera} = \frac{0,54 \cdot Ra_l^{\frac{1}{4}} \cdot k_l}{L} \quad 10^4 \leq Ra \leq 10^7 \quad (3.2)$$

onde:

$$Ra_l = \frac{g \beta (T_p - T_{sat}) L^3}{\nu \alpha} \quad (3.3)$$

onde k_l , L , g , β , T_p , T_{sat} , ν e α representam, respectivamente, a condutividade do líquido (W/mK), o comprimento característico, a aceleração da gravidade (m/s^2), o coeficiente de expansão térmica ($1/K$), a temperatura da superfície (K), a temperatura de saturação do fluido (K), a viscosidade cinemática (m^2/s) e o coeficiente de difusividade (m^2/s). O comprimento característico, L , usado no cálculo do número de Nusselt (Nu) e de Rayleigh (Ra_l), é dado pela razão entre a área da superfície e o perímetro do disco de cobre.

A comparação entre os valores, do coeficiente de transferência de calor, experimental e teórico mostram que:

- os valores experimentais para o fluido FC-72 e configuração VB45°, são maiores que os valores calculados pela Equação (3.1) e o desvio absoluto médio é de 72,3%.

- fazendo a comparação para o fluido FC-72, entre o valor do h experimental para a configuração VC90° e VC45°, observa-se que estes possuem o mesmo valor. Por sua vez, este valor é maior que o valor experimental calculado pela Equação (3.2), com um desvio médio de 36,34%.

- para o fluido FC-87 e configuração VC90°, o valor do h experimental foi maior que do h dado pela Equação (3.2) e esta diferença é visível no valor do desvio absoluto médio que foi aproximadamente 45%.

3.5 INCERTEZA EXPERIMENTAL

Os termopares foram calibrados para uma variação de 20°C a 35°C usando um termômetro de 0,1°C de subdivisão. A conversão de milivolts/°C foi feita através de um polinômio de nona ordem (Holman, 1989), e o desvio padrão da temperatura foi de 0,3°C. Pela estatística, considerando t-student igual a 2 ($t = 2$) e um grau de confiabilidade igual a 95%, vezes o desvio padrão, fornece a incerteza experimental da temperatura igual a $\pm 0,6^\circ\text{C}$.

As incertezas experimentais do fluxo de calor e do coeficiente de transferência de calor foram calculadas utilizando o procedimento descrito em Holman (1989). Observa-se que a incerteza experimental para o fluxo de calor é inferior a 3%. A razão para um conjunto menor de testes, no caso do fluido FC-87, deveu-se à não existência de quantidade suficiente deste fluido e à interrupção de sua fabricação pela 3M.

A Tabela 3.4 apresenta, para o FC-72 e FC-87, a faixa de variação dos valores da incerteza do coeficiente de transferência de calor em função da faixa de fluxo de calor e da configuração da superfície aquecida. Observa-se que a incerteza do coeficiente de transferência de calor tende a diminuir com o aumento do fluxo de calor.

Tabela 3.4 – Incertezas experimentais para o coeficiente de transferência de calor.

	FC-72			FC-87
	VB45°	VC45°	VC90°	VC90°
Convecção natural ($1 \leq q_{\text{fluido}} \leq 7 \text{ kW/m}^2$)	$23 \geq h \geq 7,7 \%$	$12,1 \geq h \geq 8,1\%$	$16 \geq h \geq 8,3\%$	$12,3 \geq h \geq 11,2\%$
Ebulição nucleada confinada ($10 \leq q_{\text{fluido}} \leq 35 \text{ kW/m}^2$)	$10,4 \geq h \geq 2,6\%$	$9,1 \geq h \geq 2,8\%$	$9,5 \geq h \geq 2,6\%$	$12,6 \geq h \geq 3,8\%$
Ebulição nucleada não confinada ($10 \leq q_{\text{fluido}} \leq 40 \text{ kW/m}^2$)	$7,4 \geq h \geq 4,1\%$	$6,5 \geq h \geq 4,1\%$	$7,4 \geq h \geq 3,1\%$	$7,8 \geq h \geq 4,7\%$

CAPÍTULO 4

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

4.1 CURVAS DE EBULIÇÃO

Foram realizados testes em diferentes dias para o fluido FC-72 e FC-87, abrangendo todos os graus de confinamento citados no Capítulo 3. Com estes resultados foi possível não só comparar os diferentes graus de confinamento entre si, para um mesmo fluido, como também, a influência que a configuração da seção de teste faz sobre o fenômeno de ebulição.

A Fig. 4.1 mostra a curva parcial de ebulição para o FC-72 e $s = 0,1; 0,3; 0,4; 0,5; 1$ e 13mm , para uma superfície aquecida voltada para baixo, $\text{VB}45^\circ$. Para $s = 0,1\text{mm}$ e fluxo de calor menor que 25kW/m^2 , os pontos experimentais estão deslocados para a esquerda comparados aos pontos para o caso onde $s = 13\text{mm}$, caracterizando um aumento na transferência de calor para o caso confinado. Entretanto, quando o fluxo de calor é maior que 20kW/m^2 a temperatura da superfície aumenta e até um fluxo de calor de 30kW/m^2 o superaquecimento da superfície está próximo de 25°C , indicando que, a quantidade de líquido que chega à superfície não consegue resfriá-la adequadamente e que, o processo de secagem desta está ocorrendo.

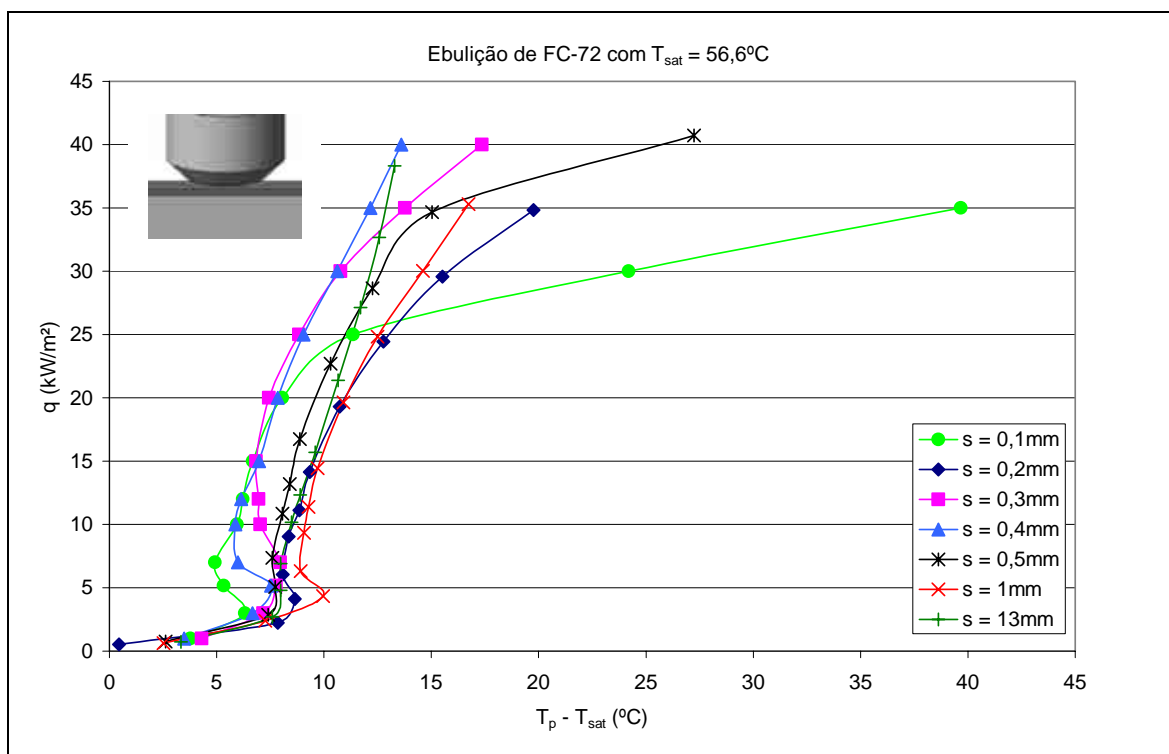


Figura 4.1 – Curva parcial de ebulição para FC-72, em função de s , para $\text{VB}45^\circ$.

Uma tendência similar pode ser observada para $s = 0,3\text{mm}$ e $s = 0,4\text{mm}$ em comparação com $s \geq 0,5\text{mm}$, porém os fluxos de calor para o início da secagem são maiores que quando $s = 0,1\text{mm}$. Em síntese, pode-se considerar que existe um intervalo de fluxo de calor moderado onde um aumento no confinamento permite um aumento no coeficiente de transferência de calor. Quando $s = 0,5\text{mm}$, o coeficiente de transferência de calor foi maior que quando $s = 1\text{mm}$ e 13mm , para um fluxo de calor menor que 25kW/m^2 . Quando $s = 1\text{mm}$ a temperatura da superfície aquecida teve valores próximos das temperaturas quando $s = 13\text{mm}$, para $q \leq 20\text{kW/m}^2$. À medida que o fluxo de calor aumenta ocorre um aumento desta temperatura, o que leva a considerar a possibilidade do alcance do “*dryout*” mais cedo que no caso com $s = 13\text{mm}$.

Passos *et al.* (2005) reportaram seus resultados experimentais, sobre a visualização da ebulição do FC-72, mostrando a coexistência de grandes bolhas de vapor, não deformadas, com bolhas isoladas quando $s = 1\text{mm}$ e $s = 13\text{mm}$. Para os casos com nível de confinamento maior, $s \leq 0,5\text{mm}$, o aumento da ebulição é consequência das bolhas de vapor deformadas, o que acaba aumentando a área da película líquida entre a bolha de vapor e a superfície aquecida, propiciando uma transferência de calor eficiente, como explicado por Katto *et al.* (1977) e Ishibashi e Nishikawa (1969).

No item 4.5 serão apresentados os resultados e o procedimento adotado para a determinação do fluxo de calor crítico ou de secagem nos casos da ebulição confinada, ou seja, $s \leq 0,5\text{mm}$. Estes casos equivalem a $Bo \leq 0,68$, para o fluido FC-72, e a $Bo \leq 0,51$, para o fluido FC-87.

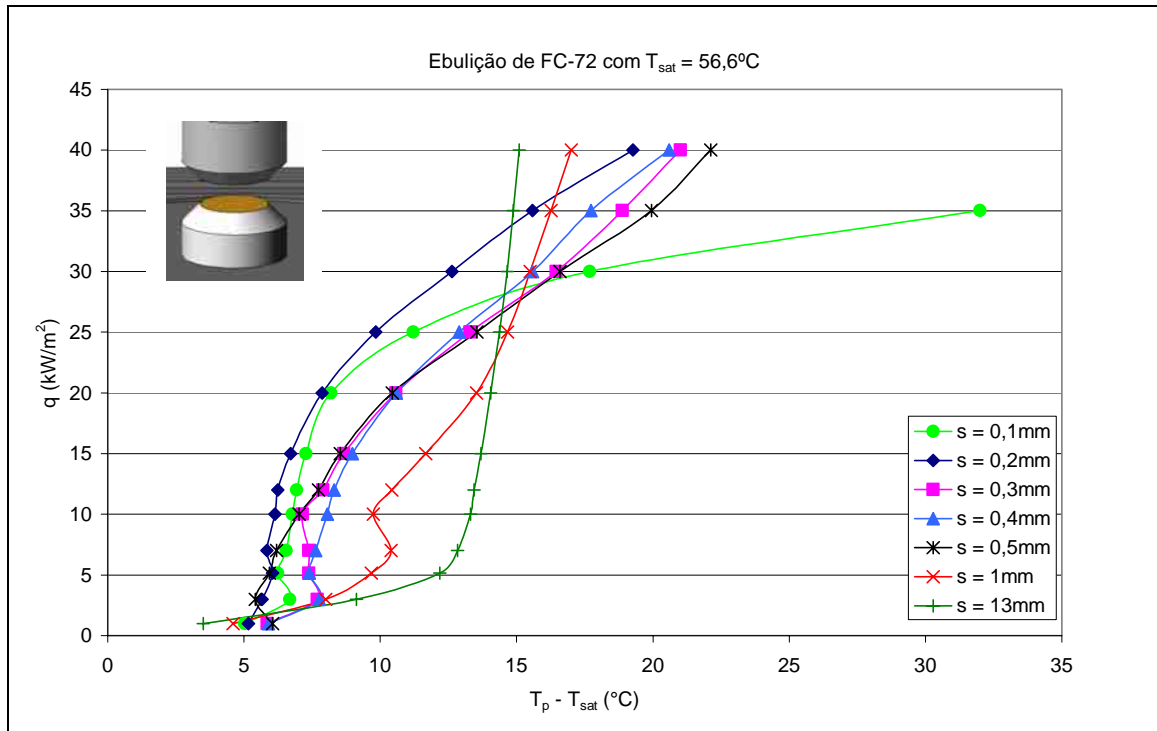


Figura 4.2 – Curva parcial de ebulição para FC-72, em função de s , para VC45°.

A Fig. 4.2 mostra a curva parcial de ebulição para FC-72 e $s = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 1$ e 13mm , para uma superfície aquecida voltada para cima com o elemento confinador chanfrado, VC45°. Quando $q \leq 25\text{kW/m}^2$, há um aumento da ebulição quando s diminui e os dados podem ser divididos em três conjuntos: o primeiro incluindo os dados para $s = 0,1\text{mm}$ e $0,2\text{mm}$, onde os valores do superaquecimento de ΔT estão muito próximos e menores que aqueles para $s = 0,3; 0,4$ e $0,5\text{mm}$, os quais caracterizam o segundo conjunto e onde os valores de ΔT também estão muito próximos, e um conjunto final com os dados para $s = 1\text{mm}$ e $s = 13\text{mm}$. O decréscimo no valor do fluxo de calor de secagem acompanha a tendência dos resultados publicados previamente, por diferentes autores, que mostraram uma diminuição no valor do fluxo de calor crítico quando o confinamento aumenta. Entretanto, nos testes apresentados na Fig. 4.2, a diferença nos valores de ΔT não foi suficiente para caracterizar um efeito gradual do aumento com um decréscimo em s .

A Figura 4.3 mostra a curva de ebulição para FC-72 e $s = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 1$ e 13mm , para uma superfície aquecida voltada para cima com o elemento confinador sem chanfro, VC90°. Em comparação com as condições na Fig. 4.2, VC45°, existe agora um confinamento adicional das bolhas de vapor causado pela forma geométrica do elemento confinador, o que deve resultar em maior tempo de residência para as bolhas de vapor. Para $s = 0,1\text{mm}$ e $s = 0,2\text{mm}$ as curvas estão quase sobrepostas, entretanto, para um fluxo de calor maior que 20kW/m^2 o decréscimo na transferência de calor para estes confinamentos torna-se

claro, devido à rápida secagem da superfície. Os confinamentos de $s = 0,3\text{mm}$ e $s = 0,4\text{mm}$ possuem o mesmo comportamento, onde para fluxo de calor menor ou igual a 35kW/m^2 o superaquecimento é menor que para $s = 13\text{mm}$ e conseqüentemente, a transferência de calor é melhor. No entanto, o melhor desempenho para $s = 0,3\text{mm}$ e $0,4\text{mm}$ até 40kW/m^2 , comparado ao caso da Fig.4.2, não era esperado porque para $\text{VC}90^\circ$ o tempo de residência é maior que para $\text{VC}45^\circ$ e o resfriamento da superfície aquecida deveria ser inibido.

Diferentemente dos resultados apresentados nas Figs. 4.1 e 4.2, cujos pontos experimentais para $s = 1$ e 13mm ($Bo > 1$) sempre se localizaram mais à direita dos pontos para $s \leq 0,5\text{mm}$, quando fluxo de calor era menor que 25kW/m^2 , na Fig. 4.3, o confinador sem chanfro ($\text{VC}90^\circ$) também foi suficiente para causar um efeito de retenção das bolhas de vapor. Neste caso, o número de Bond, conforme definido pelas Equações (2.4) e (2.5), não é adequado para representar o efeito do confinamento. Além disso, para esta configuração, como já ressaltado no item 3.1, os sítios de nucleação indesejáveis existentes na fenda de resina epóxi, entre o disco de cobre e o suporte de PVC, podem ter gerado uma quantidade de vapor que causou um confinamento adicional das bolhas de vapor coalescidas.

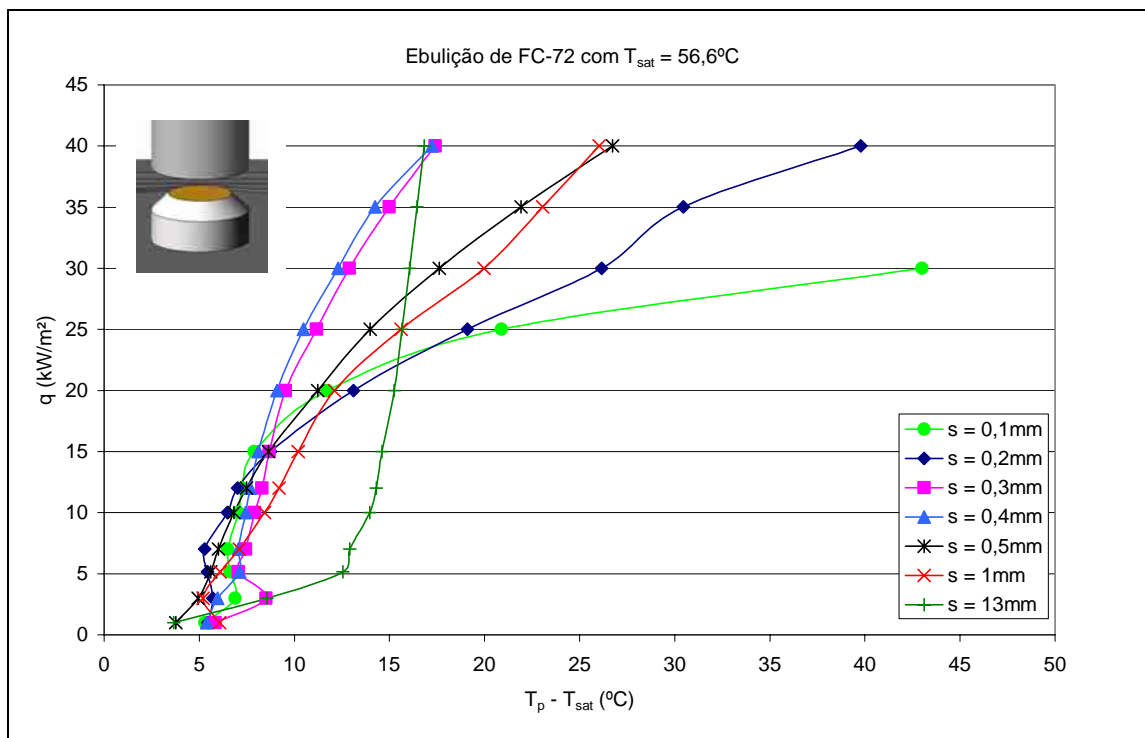


Figura 4.3 – Curva parcial de ebulição para FC-72, em função de s , para $\text{VC}90^\circ$.

Na Fig. 4.4 mostra-se a curva parcial de ebulição para o FC-87 e $s = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 1$ e 13mm , para uma superfície aquecida voltada para cima e elemento confinador sem chanfro, $\text{VC}90^\circ$. Os dados experimentais indicam que os valores de superaquecimento para o

caso $s = 0,2\text{mm}$ e $0,3\text{mm}$ estão muito próximos, porém, para fluxo de calor maior que 20kW/m^2 observa-se o decréscimo na transferência de calor para $s = 0,2\text{mm}$, o que concorda com os resultados já publicados, os quais indicam a diminuição do h quando s aumenta. Este resultado mostra que à medida que s diminui o coeficiente de transferência de calor aumenta, entretanto para $s = 0,1\text{mm}$ este comportamento não é verificado.

De forma similar ao que ocorreu no estudo de Katto *et al.* (1977), o comportamento para o grau de confinamento em que $s = 0,1\text{mm}$ ($Bo = 0,04$ no caso de Katto *et al.* (1977), pois o fluido de trabalho era água e $Bo = 0,1$ no presente estudo) é diferente das condições de ebulição normais. Seus resultados mostram que a maior parte da superfície aquecida permanece seca e a ebulição acaba ocorrendo somente na periferia desta. Portanto, este comportamento acaba afetando a transferência de calor. Quando o superaquecimento aumenta, a tendência para este caso é que surjam pequenas gotas de líquido na periferia da superfície aquecida, as quais são os respingos feitos pela ebulição nucleada quando o líquido eventualmente entra em contato com a periferia da superfície aquecida.

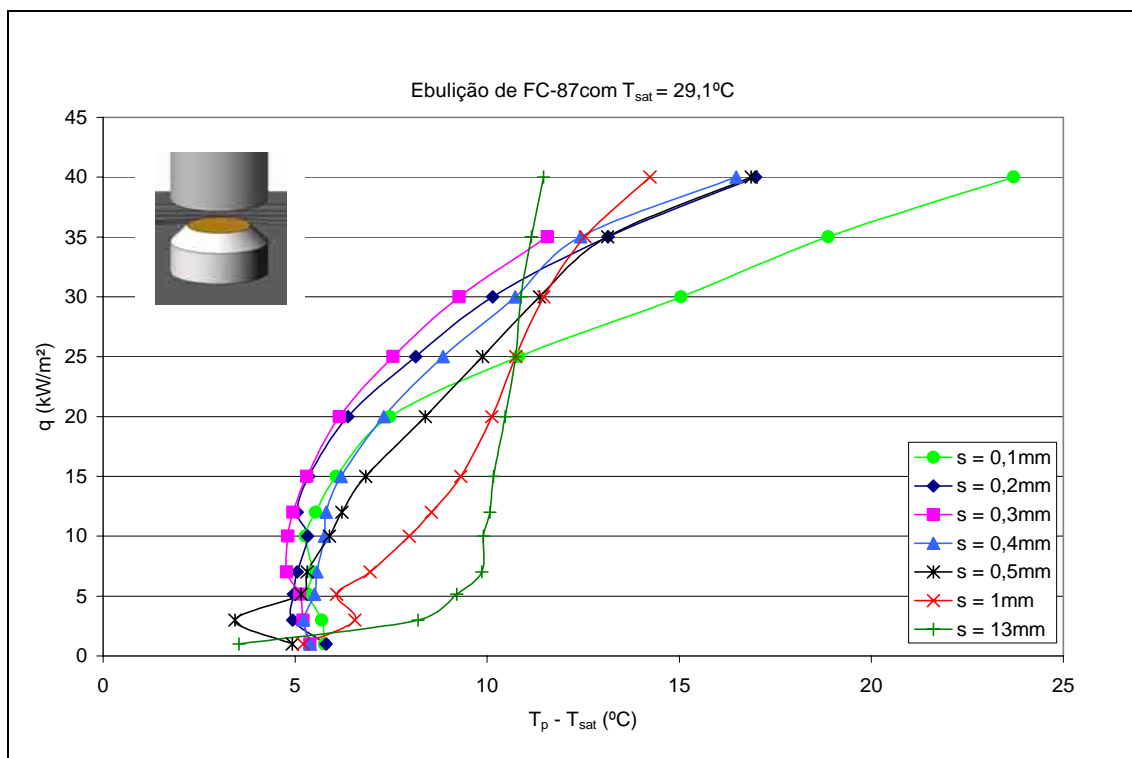


Figura 4.4 – Curva parcial de ebulição para FC-87, em função de s , para VC90°.

4.2 EFEITO DO TIPO DE CONFIGURAÇÕES E DO FLUXO DE CALOR

Foi realizada uma análise do efeito da configuração (VB45°, VC45° e VC90°) sobre o coeficiente de transferência de calor, para o caso em que grau de confinamento é o mais

elevado ($s = 0,1\text{mm}$) e para o caso sem confinamento ($s = 13\text{mm}$). A Fig.4.5 e a Fig. 4.6 mostram este efeito para $s = 0,1\text{mm}$, e para $s = 13\text{mm}$, respectivamente.

Na Fig. 4.5, quando o fluxo de calor é menor que 20kW/m^2 , a configuração VB45° apresenta o melhor coeficiente de transferência de calor. Para $q \geq 20\text{kW/m}^2$, para as configurações VB45° e VC45°, a transferência de calor diminui, indicando o início do fenômeno de “dryout”. Para estas configurações e resultados pode-se considerar o fluxo de 20kW/m^2 , o valor representativo do início da secagem. Para a configuração VC90° e fluxo de calor menor que 15kW/m^2 o valor de h está muito próximo dos resultados para a configuração VC45°, com um desvio absoluto médio de 4,64%, e o início da secagem ocorre para $q = 15\text{kW/m}^2$. O decréscimo do fluxo de calor para o início da secagem, na configuração VC90°, é causado pelo efeito adicional do elemento confinador sem o chanfro de 45°, o que leva ao aumento do tempo de residência das bolhas de vapor sobre a superfície aquecida e consequentemente, inibe o efeito do resfriamento fornecido pelo líquido quando este entra em contato com a superfície após a partida da bolha de vapor, Passos *et al.* (2004).

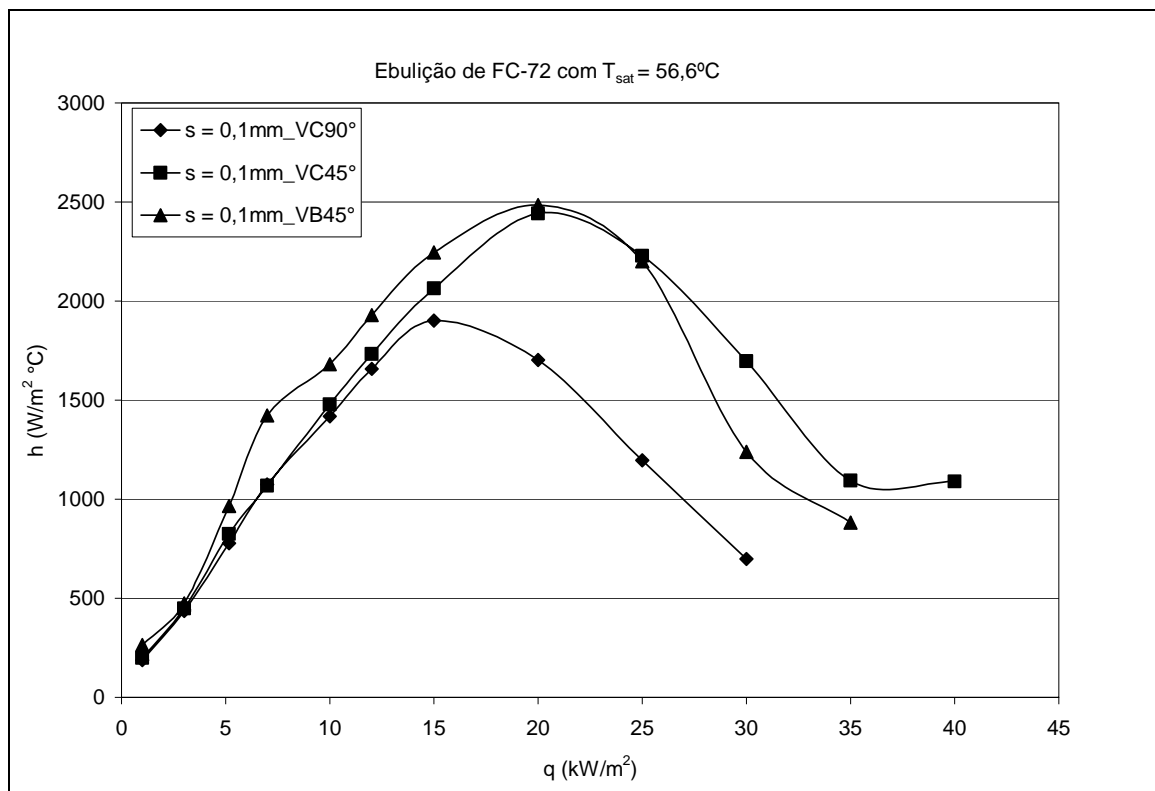


Figura 4.5 – Efeito da configuração sobre h , em função de q , para $s = 0,1\text{mm}$.

A Fig. 4.6 mostra os resultados de h versus q , para o caso sem confinamento, $s = 13\text{mm}$. O coeficiente de transferência de calor para a configuração VB45° é melhor, seguido por VC45°. Esta tendência é consistente com a característica de fluxo de calor de

transição entre o regime de bolhas isoladas e o regime de ebulição nucleada desenvolvida. Usando as propriedades do FC-72 e o ângulo de contato θ de 35° e 85° como indicado por Carey (1992), o fluxo de calor calculado pela equação de Moissis-Berenson é de 70kW/m^2 e 109kW/m^2 , respectivamente, ou seja, maiores que o fluxo de calor máximo atingido neste estudo.

Como analisado na revisão bibliográfica, para um ângulo de orientação de 0° (superfície aquecida voltada para cima), a geração de bolhas de vapor é praticamente periódica e caracterizada por bolhas isoladas, portanto, a transferência de calor é controlada pela agitação causada pela partida das bolhas de vapor dentro do líquido. Para uma orientação de 180° (superfície aquecida voltada para baixo), as bolhas de vapor são maiores e permanecem mais tempo sobre a superfície, porém não o suficiente para causar o “dryout”, e o mecanismo de transferência de calor é controlado pelo transporte devido à remoção da camada térmica superaquecida (quando a bolha de vapor desliza sobre a superfície), e pelo transporte de calor latente que ocorre através da evaporação da película líquida sob a bolha de vapor, como também foi explicado na análise de Nishikawa *et al.* (1984).

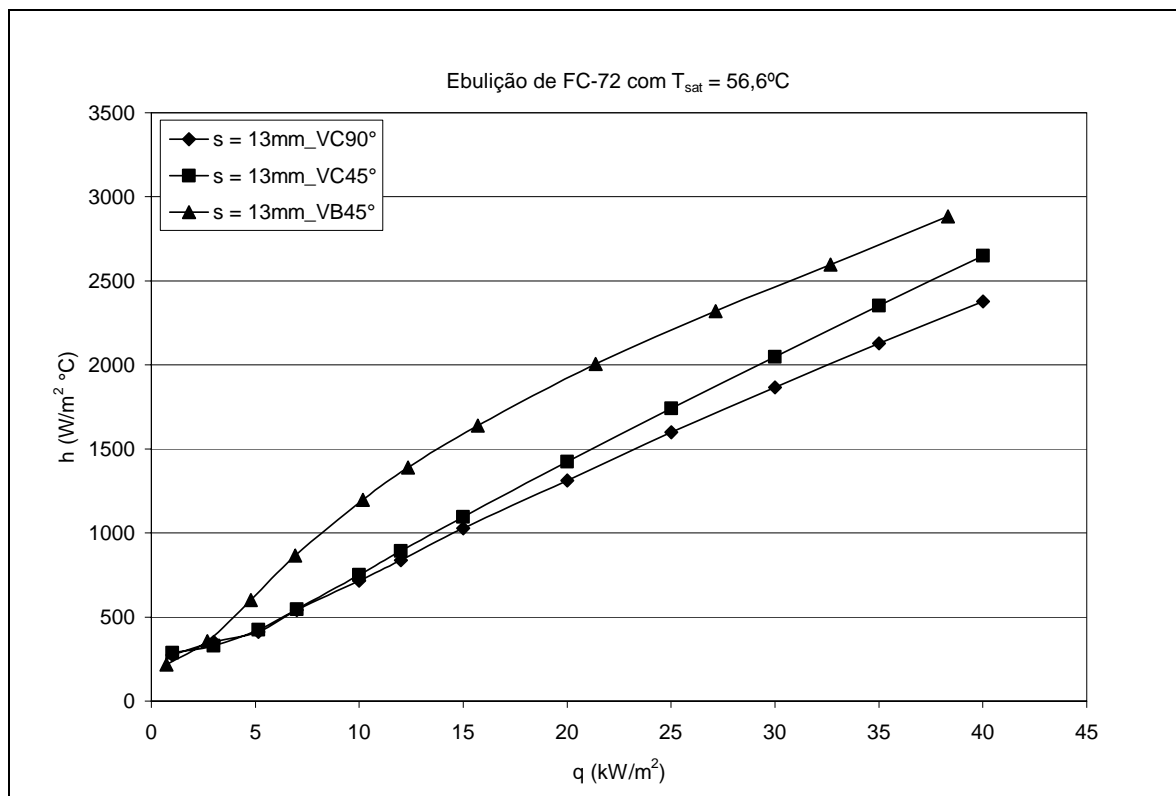


Figura 4.6 – Efeito da configuração sobre h , em função de q , para $s = 13\text{mm}$.

A Fig. 4.7 mostra os valores do coeficiente de transferência de calor como uma função da orientação da superfície para o caso sem confinamento, $s = 13\text{mm}$, e para quatro valores de

fluxo de calor entre 15kW/m^2 e 40kW/m^2 . As diferenças entre os valores do coeficiente de transferência de calor, h , para a orientação de 0° (VC45°) e 180° (VB45°), diminuem quando o fluxo de calor aumenta o que é consistente com a tendência dos resultados divulgados por Nishikawa *et al.* (1984). Este valor limite corresponde à transição entre o regime de bolhas isoladas e o regime de “slugs” ou colunas (ebulição desenvolvida). Este resultado experimental indica que as curvas parciais de ebulição que estão sendo apresentadas neste trabalho não se encontram na região de ebulição completamente desenvolvida.

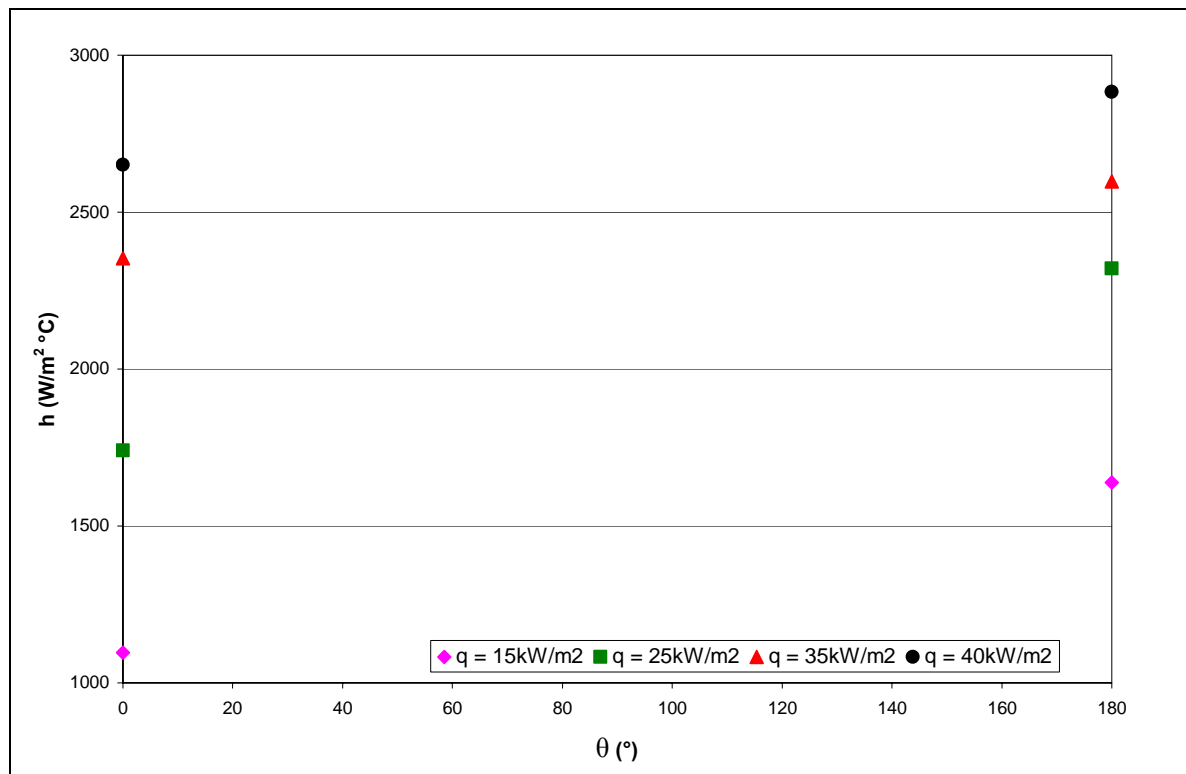


Figura 4.7 – Efeito da orientação da superfície para FC-72, com $s = 13\text{mm}$, em função do q .

4.3 COMPARAÇÃO DOS DADOS EXPERIMENTAIS COM OS DA LITERATURA

Foi realizada uma comparação entre os resultados obtidos, experimentalmente, para FC-72 com as configurações VB45° e VC45°, e os resultados publicados sobre este mesmo fluido e configuração. Os trabalhos encontrados e que foram utilizados para tal comparação foram Passos *et al.* (2004) e Marto e Lepere (1982).

O primeiro trabalho citado, Passos *et al.* (2004), consiste no estudo do regime de ebulição nucleada, para o fluido FC-72, sobre um disco de cobre, cuja face aquecida está voltada para baixo e o suporte na qual a seção de teste está fixada possui um chanfro de 45° .

O trabalho de Marto e Lepere (1982) baseia-se na ebulição nucleada não confinada do fluido R-113 e FC-72, sobre uma superfície cilíndrica de cobre. É importante mencionar que todos os dados, inclusive dos artigos citados acima, foram obtidos à pressão atmosférica.

Na Figura 4.8 tem-se o coeficiente de transferência de calor em função do fluxo de calor. As curvas indicam que os resultados experimentais para VB45° concordam com os obtidos por Passos *et al.* (2004) e possuem o mesmo comportamento da curva obtida por Marto e Lepere (1982). Para VC45°, os pontos experimentais se afastam dos pontos obtidos para VB45°, pois como foi observado na revisão bibliográfica, para baixo a moderado fluxo de calor ($q < 45 \text{ kW/m}^2$), com o aumento do ângulo de inclinação a densidade de sítios de nucleação sobre a superfície aquecida diminui e o diâmetro da bolha aumenta, o que resulta em um maior tempo de permanência sobre a superfície. Isso explica o fato de que quanto maior o ângulo de inclinação maior o coeficiente de transferência de calor (fenômeno que tende ser amenizado à medida que fluxo de calor aumenta).

Em síntese, esta comparação indica que os resultados experimentais concordam com os resultados citados usualmente na literatura.

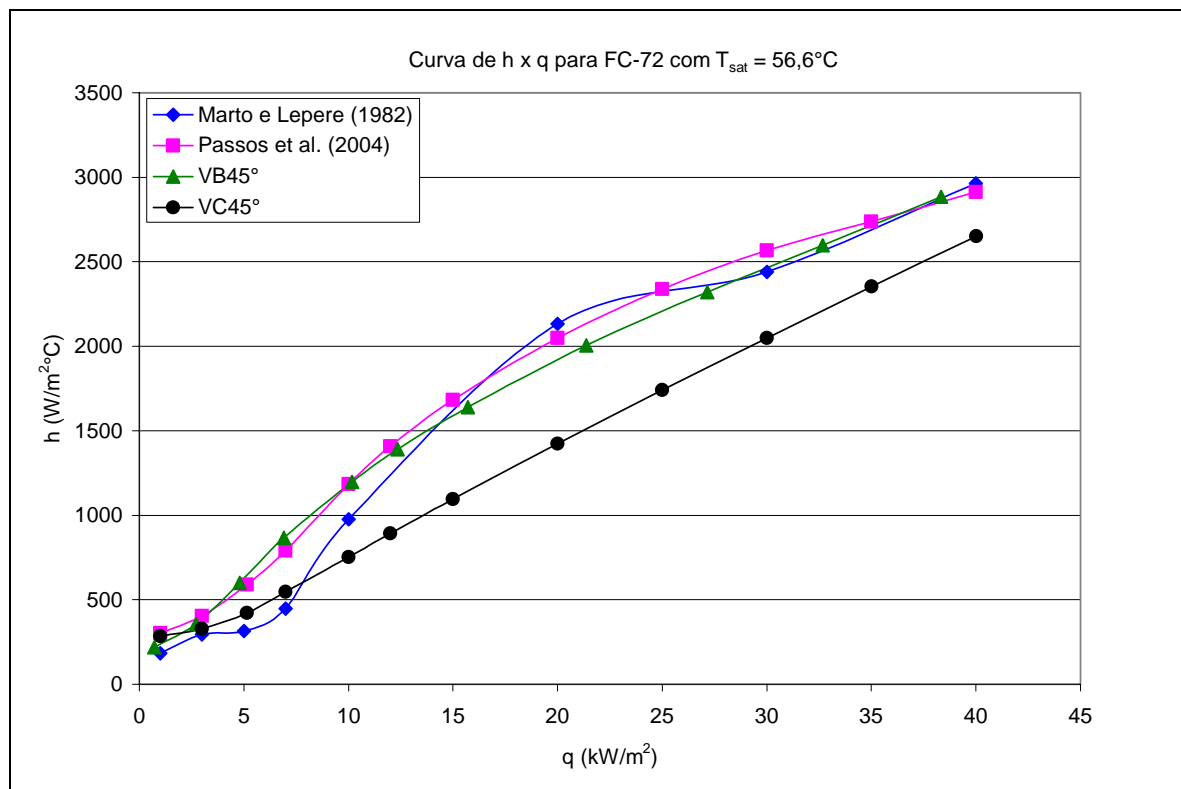


Figura 4.8 – Comparação dos dados experimentais com os retirados da literatura, para FC-72, com $s = 13 \text{ mm}$.

4.4 COMPARAÇÃO ENTRE O FLUIDO FC-72 E FC-87

As propriedades termofísicas do fluido também afetam o fenômeno de ebulição. A fim de compreender as diferenças no comportamento dos fluidos refrigerantes, para uma mesma configuração e orientação da superfície aquecida, foram analisados os fluidos FC-72 e FC-87 à pressão atmosférica e à temperatura de saturação de 56,6°C e 29,1°C, respectivamente. A configuração utilizada foi VC90°.

As Fig. 4.9 e 4.10 mostram as curvas parciais de ebulição para o FC-72 e FC-87 nas temperaturas de saturação, sendo a primeira para $s = 0,1\text{mm}$ e a segunda para $s = 13\text{mm}$. Na região de ebulição, com fluxo de calor maior que 5kW/m^2 , os pontos experimentais correspondentes ao FC-72 estão deslocados para a direita em relação ao FC-87. O superaquecimento para o FC-87 é menor que FC-72, tanto para $s = 0,1\text{mm}$ quanto para $s = 13\text{mm}$, sendo que quando $s = 13\text{mm}$ a diferença entre os ΔT varia de 4 a 5,5°C na região de ebulição nucleada. Portanto, este resultado indica um maior coeficiente de transferência de calor para o FC-87.

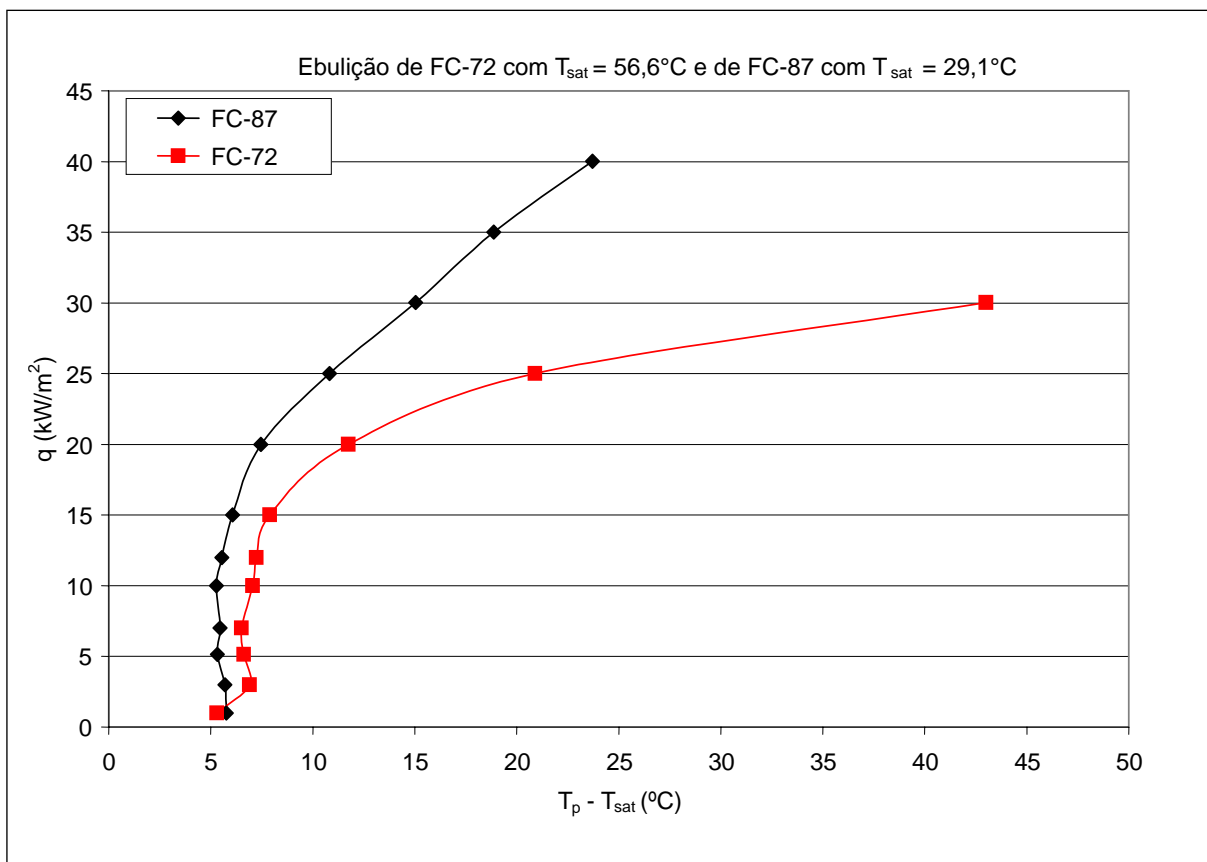


Figura 4.9 – Comparação entre FC-72 e FC-87, para VC90° e com $s = 0,1\text{mm}$.

Uma explicação plausível para o deslocamento, para a direita, do FC-72 em relação ao FC-87 seria que, como o FC-72 possui uma cadeia de átomos de carbono e flúor maior (C_6F_{14}) que a do FC-87 (C_5F_{12}), irá requerer maior quantidade de energia, nesse caso maior superaquecimento, para quebrar as ligações químicas conhecidas como ligações covalentes simples.

Para o caso sem confinamento, $s = 13\text{mm}$, foi adotado um ponto experimental dos estudos de Chang e You (1996) para FC-72, à temperatura de saturação, sobre uma superfície aquecida voltada para baixo. Para $q = 15\text{kW/m}^2$, estes autores obtiveram $\Delta T = 14^\circ\text{C}$, o que corresponde a um h igual a $1075\text{W/m}^2\text{K}$. Da Fig. 4.10, para o mesmo fluxo de calor, foi obtido um coeficiente de transferência de calor de $1028\text{W/m}^2\text{K}$. Porém é necessário observar que esta configuração é VC90°, ou seja, possui valores de coeficiente de transferência de calor bem mais baixos que a configuração VB45°.

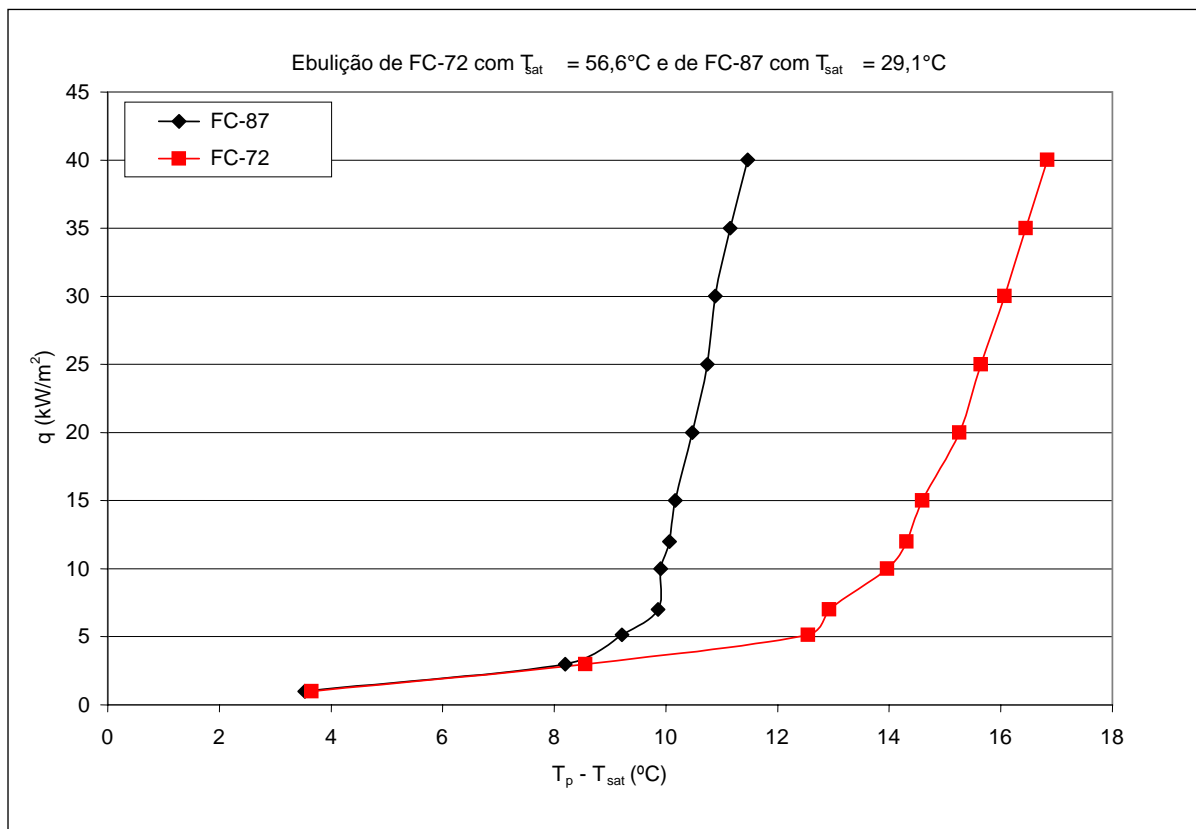


Figura 4.10 – Comparação entre FC-72 e FC-87, para VC90° e com $s = 13\text{mm}$.

4.5 COMPARAÇÃO DO h COM AS CORRELAÇÕES DE EBULIÇÃO NUCLEADA

Os coeficientes de transferência de calor obtidos experimentalmente com $s = 13\text{mm}$, para os fluidos FC-72 (VB45°, VC45° e VC90°) e FC-87 (VC90°), foram comparados com os

valores de h calculados a partir das correlações de Cooper (1984), Rohsenow (1962) *apud* Carey (1992) e de Stephan e Abdelsalam (1980).

A Fig. 4.11 mostra que os valores do coeficiente de transferência de calor, h , para o FC-72 e configuração VB45°, estão bem próximos dos valores calculados pela correlação de Stephan e Abdelsalam, Equação (2.6), e pela correlação de Rohsenow, Equação (2.9), com $C_{sf} = 0,0047$. O valor dos desvios padrões absolutos, entre os valores experimentais e as correlações, foi de 23,30% para a correlação de Cooper, Equação (2.8), enquanto que para as outras correlações mencionadas foi de 5,34%.

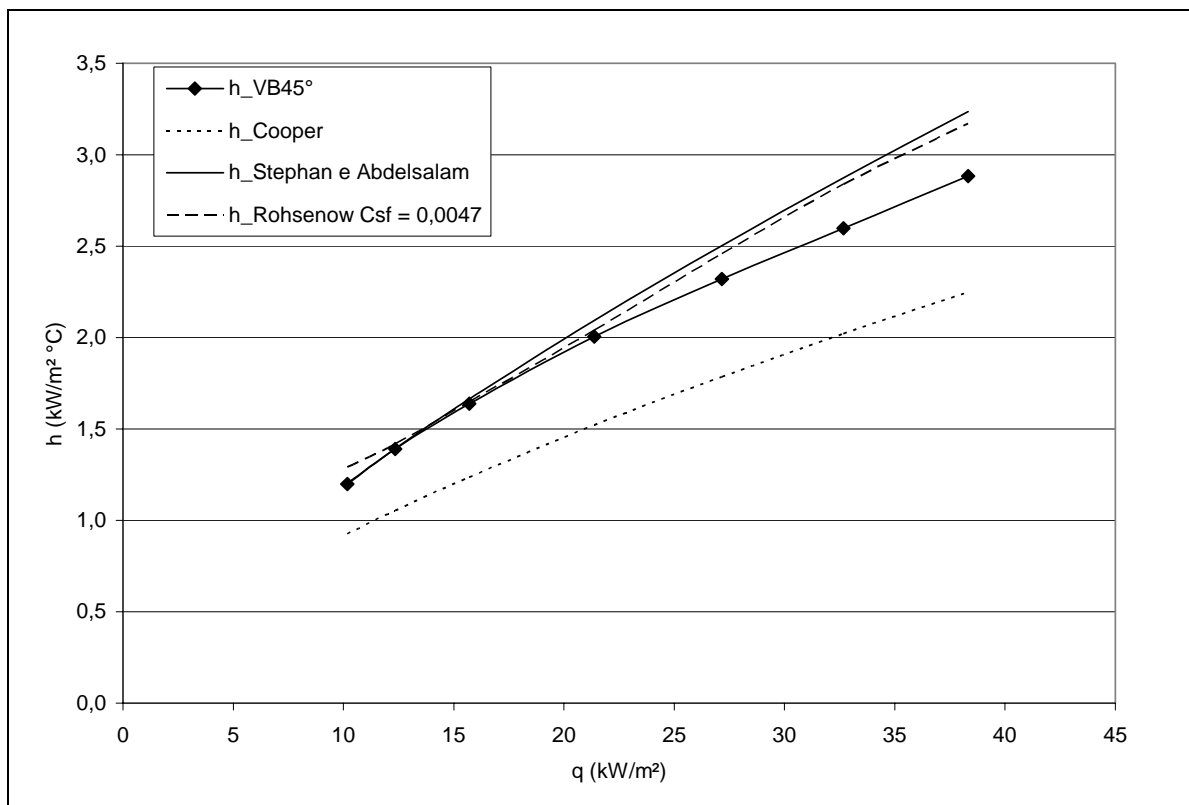


Figura 4.11 – Comparação do h experimental com as correlações para o FC-72, com $s = 13\text{mm}$ e VB45°.

A Fig.4.12 apresenta, para a configuração VC45°, os valores experimentais de h com um desvio médio de 10,16% em relação aos valores calculados pela correlação de Cooper. Para a correlação de Rohsenow, com $C_{sf} = 0,0064$, um desvio médio de 30,93% foi observado. Nesta figura foram colocados os valores da correlação de Rohsenow com $C_{sf} = 0,0047$, o qual foi calculado através de uma aproximação dos dados experimentais para o caso VB45°. Esses valores são mais altos devido, provavelmente, ao efeito da melhor transferência de calor para o caso VB45° somado ao efeito dos valores mais elevados de superaquecimento para o caso VC45°. Para o fluido FC-72 e configuração VC90°, é

observado o mesmo comportamento dos pontos experimentais para a configuração VC45° onde, os valores experimentais se aproximaram dos valores obtidos através das correlações de Cooper com um valor do desvio médio de 11,19%.

Portanto, é possível concluir que o coeficiente C_{sf} na correlação de Rohsenow é dependente da orientação da superfície aquecida dentro desta região de fluxo de calor moderado.

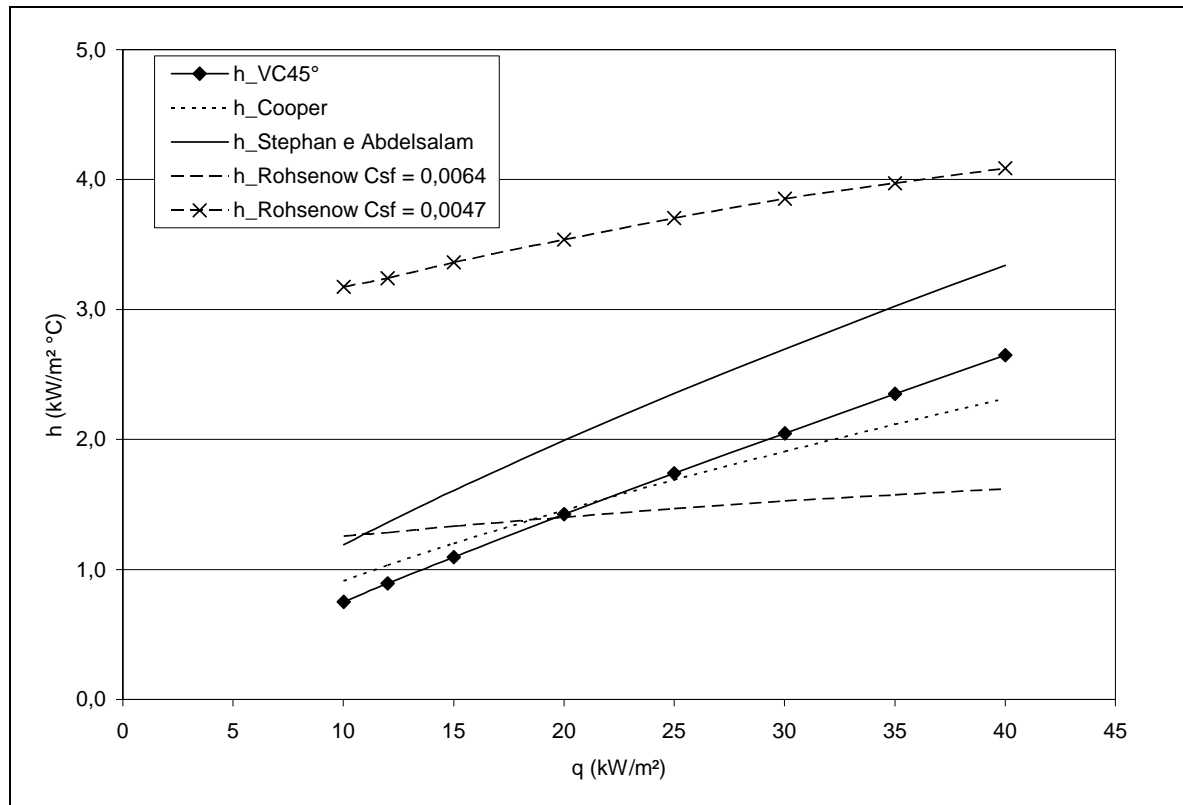


Figura 4.12 – Comparação do h experimental com as correlações para FC-72, com $s = 13\text{mm}$ e VC45°.

A Fig. 4.13 mostra, para o fluido FC-87 e configuração VC90°, que os valores experimentais estão entre os esperados pela correlação de Cooper e Stephan e Abdelsalam, com um desvio absoluto de 21,04% e 48,25%, respectivamente. Para este fluido e configuração, os valores da correlação de Rohsenow usando $C_{sf} = 0,0079$ foram menores que os experimentais com um desvio absoluto de 83,84%. O valor do coeficiente C_{sf} para a correlação de Rohsenow, usando este fluido e configuração, foi obtido dos artigos de Passos *et al.* (2003, 2004, 2005).

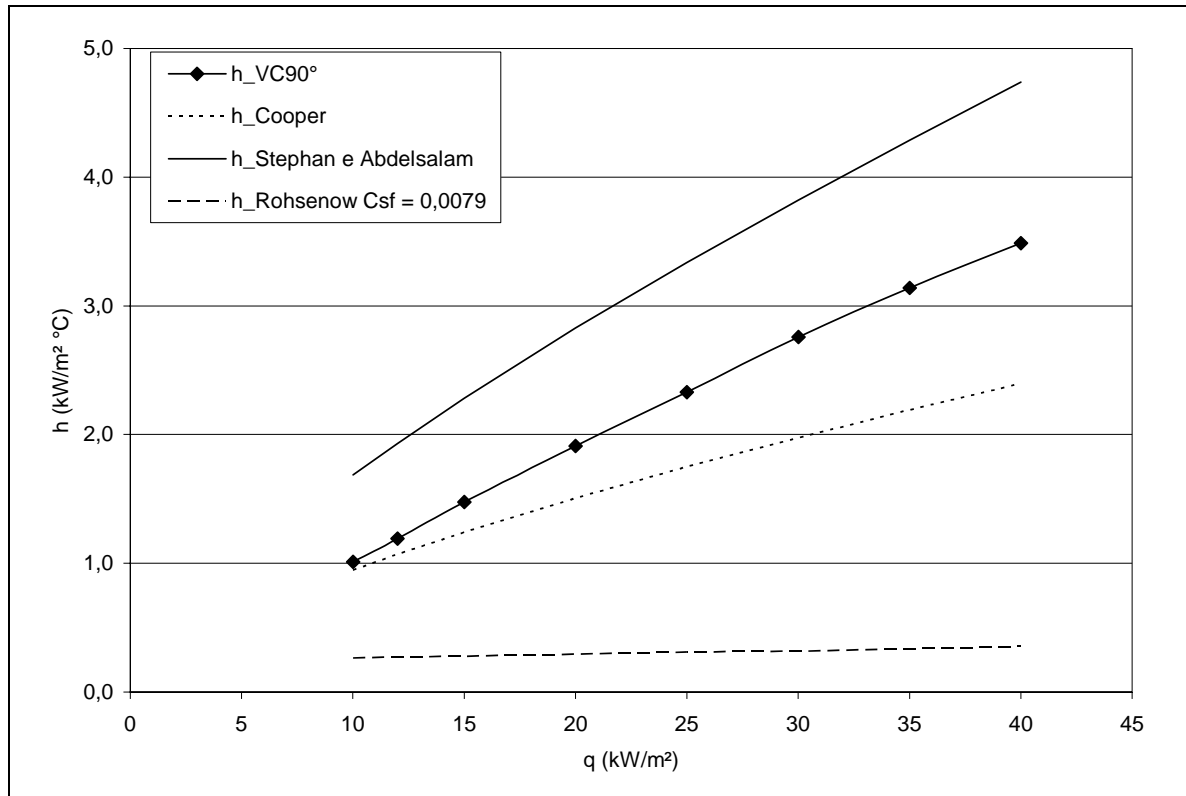


Figura 4.13 – Comparação do h experimental com as correlações para FC-87, com $s = 13$ mm e VC90°.

A fim de verificar a tendência qualitativa dos resultados, foi analisada a relação entre o coeficiente de transferência de calor, h , e o fluxo de calor, q , segundo a equação:

$$h = Cq^n \quad (4.1)$$

Foram calculados os valores de n e seus respectivos desvios padrões, para $s = 13$ mm e para os fluidos FC-72 (VB45°, VC45° e VC90°) e FC-87 (VC90°). As figuras abaixo mostram como a função se comporta em relação à linha de tendência dos resultados.

A Fig. 4.14, para FC-72 e configuração VB45°, indica que o valor do expoente n é de 0,654, apresentando um desvio padrão de 0,40%.

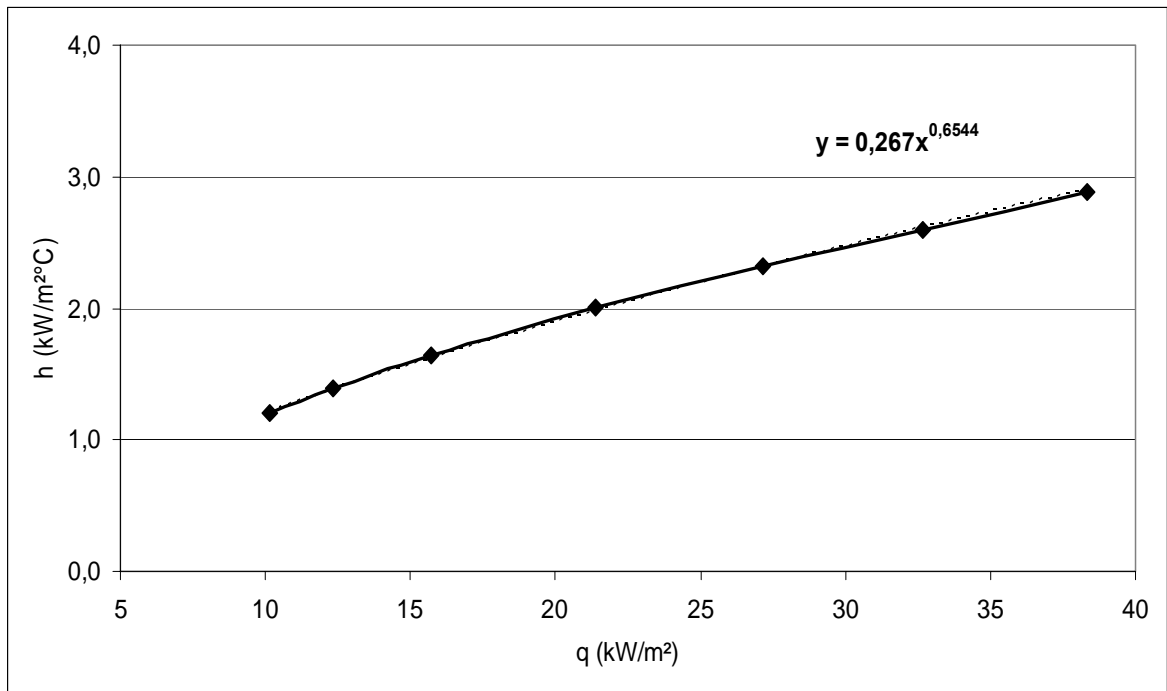


Figura 4.14 – Tendência dos dados experimentais para FC-72, com s = 13mm e VB45°.

Na Fig. 4.15, para o fluido FC-72 e configuração VC45°, tem-se que o valor do expoente n é de 0,907, com um desvio padrão de 0,13%.

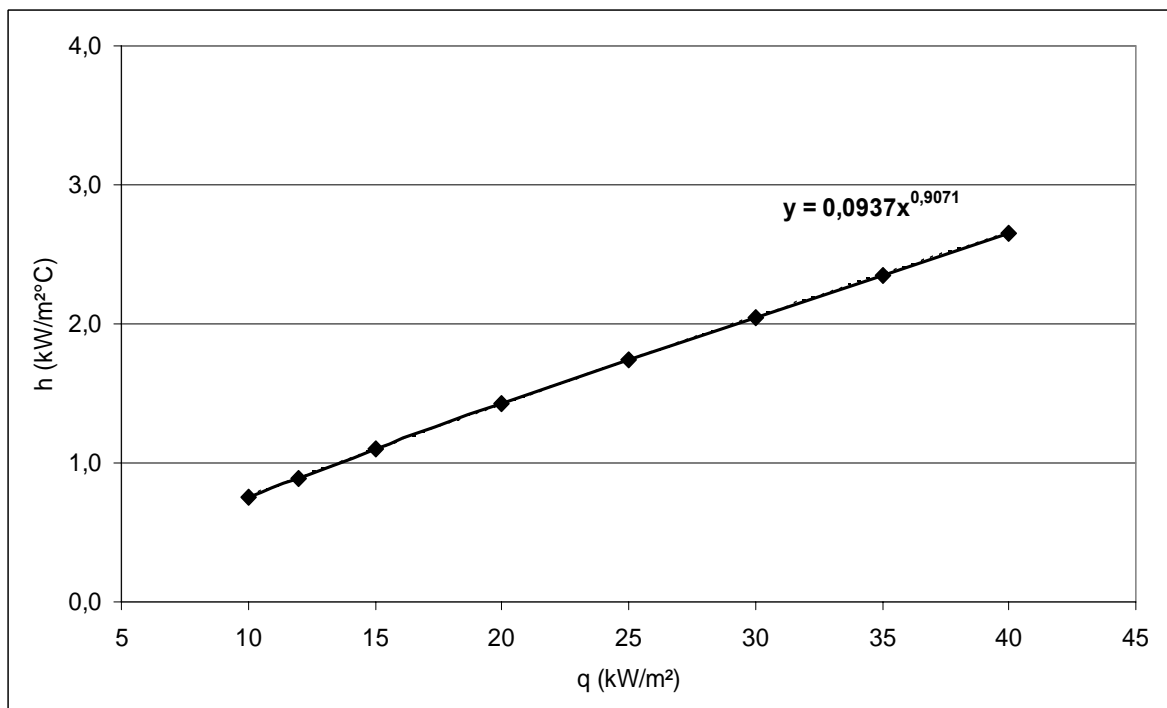


Figura 4.15 – Tendência dos dados experimentais para FC-72, com s = 13mm e VC45°.

Na Fig. 4.16, para o fluido FC-72 e configuração VC90°, o valor do expoente n é de 0,867, com um desvio padrão de 0,14%.

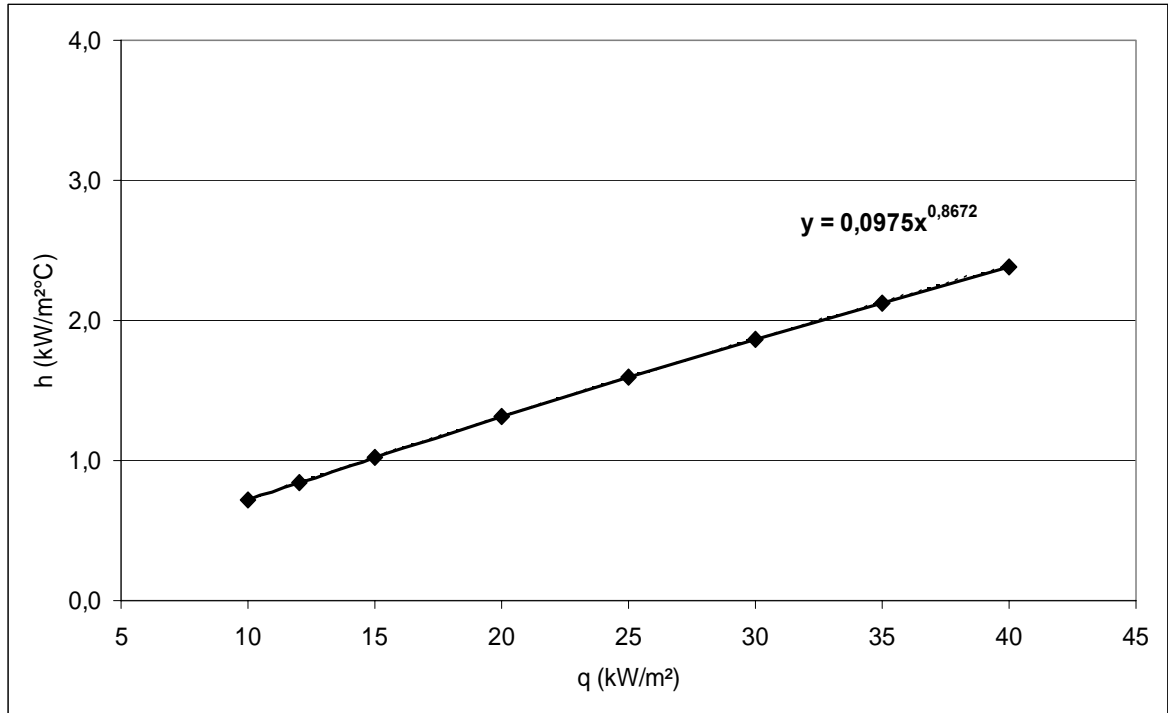


Figura 4.16 – Tendência dos dados experimentais para FC-72, com $s = 13\text{mm}$ e VC90°.

Na Fig. 4.17, para o fluido FC-87 e configuração VC90°, o valor do expoente n é de 0,8996, com um desvio padrão de 0,27%.

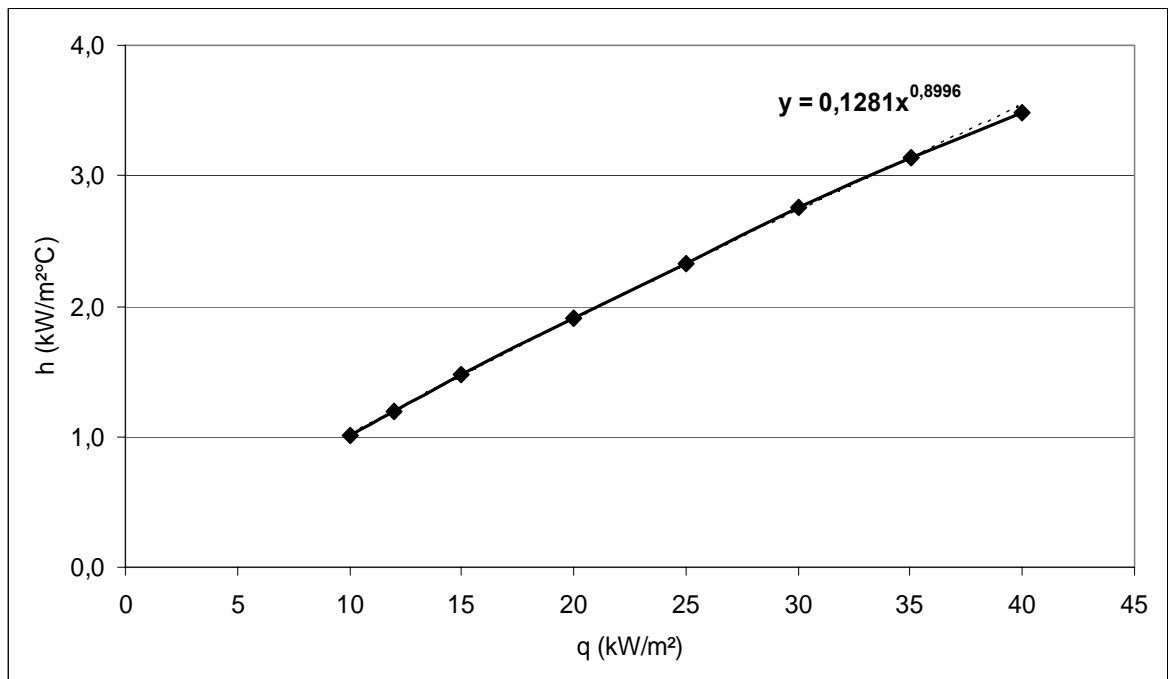


Figura 4.17 – Tendência dos dados experimentais para FC-87, com $s = 13\text{mm}$ e VC90°.

Segundo Stephan (1992), relatando a tendência dos resultados de vários autores, o valor de n deve variar entre 0,6 e 0,8, portanto pode-se observar que somente os pontos experimentais do FC-72 e configuração VB45° se encontram dentro deste intervalo (ver Tabela 4.1). Porém, segundo os estudos de Fujita e Tsuitsui (1994), o fato do valor do expoente n ser maior que 0,8 pode ser explicado através da rugosidade da superfície aquecida, pois se esta possuir um valor baixo haverá poucos sítios de nucleação.

Tabela 4.1 – Valores de C e n para os fluidos FC-72 e FC-87.

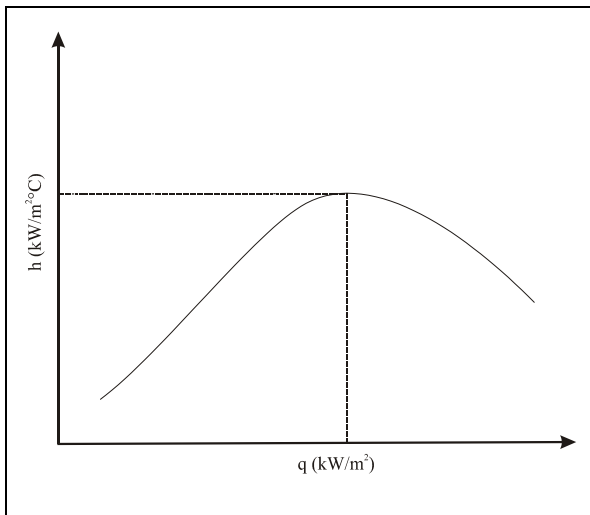
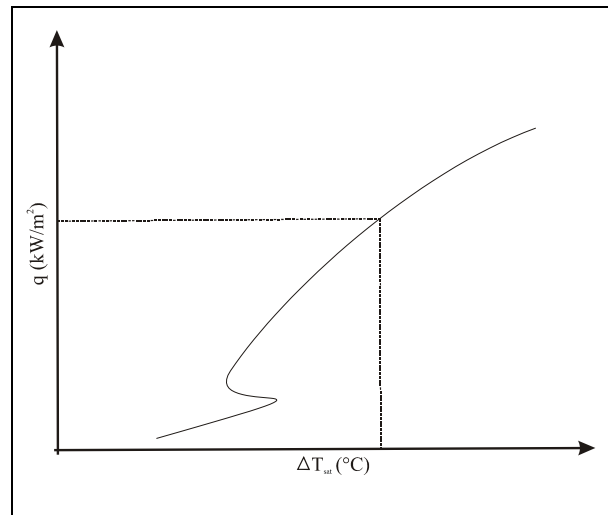
	FC-72			FC-87
	VB45°	VC45°	VC90°	VC90°
n	0,6544	0,9071	0,8672	0,8996
C	0,267	0,0937	0,0975	0,1281

4.6 ANÁLISE DO FLUXO DE CALOR CRÍTICO

Neste caso, o fluxo de calor crítico é representado pelo fluxo de calor do início da secagem da superfície aquecida.

O procedimento utilizado para encontrar o fluxo de calor inicial de secagem consistiu em encontrar inicialmente o fluxo de calor crítico e o coeficiente de transferência de calor correspondente, utilizando o gráfico $h \times q$. Neste gráfico o ponto crítico escolhido foi o mais alto valor da curva que, quando projetado no eixo da abscissa encontra-se o valor do fluxo de calor crítico e no eixo da ordenada, encontra-se o valor do coeficiente de transferência de calor.

Para obterem-se os valores do superaquecimento, ΔT_{sat} , foi necessário selecionar as curvas $q \times \Delta T_{sat}$ correspondentes a cada curva anterior. Assim, com os valores do fluxo de calor de secagem já obtidos, pode-se traçar uma reta que intercepta a curva de ebulição $q \times \Delta T_{sat}$ e deste ponto outra reta que intercepta o eixo correspondente aos valores do superaquecimento.

Figura 4.18 – Esquema qualitativo do h_{CHF} .Figura 4.19 – Esquema qualitativo do ΔT .

Para o caso $s = 1,0\text{mm}$ e para $s = 13,0\text{mm}$, os gráficos indicam ebulição não confinada, onde o coeficiente de transferência de calor aumenta com o fluxo de calor. Neste trabalho, por limitação técnica do sistema de aquecimento, apenas os fluxos de calor crítico ou de secagem para as situações com confinamento foram obtidos experimentalmente. Logo, os casos em que $s = 1\text{mm}$ e $s = 13\text{mm}$ não foram mencionados, pois a seção de teste e a resistência não permitiram atingir o valor de fluxo de calor e aquecimento necessário para o início da secagem.

As tabelas abaixo, correspondem ao fluido de trabalho utilizado, a configuração e geometria da superfície aquecida (disco de cobre) e ao grau de confinamento. Em todos os casos o fluido de trabalho estava à temperatura de saturação.

Tabela 4.2 – Valores experimentais para o FC-72 ($T_{\text{sat}} = 56,6^\circ\text{C}$ e p_{atm}).

Fluido FC-72 - superfície aquecida voltada para baixo (VB45°)				
s (mm)	q_{crit} (kW/m ²)	$q_{\text{crit}}/q_{\text{max,Z}}$ (%)	ΔT_{crit} (°C)	h_{crit} (W/m ² °C)
0,1	20,00	13,07	11,76	2467
0,2	27,45	17,94	14,22	1899
0,3	27,16	17,75	9,74	2833
0,5	33,68	22,01	18,33	2384

Fluido FC-72 - superfície aquecida voltada para cima e confinador com chanfro (VC45°)				
s (mm)	q_{crit} (kW/m ²)	$q_{\text{crit}}/q_{\text{max,Z}}$ (%)	ΔT_{crit} (°C)	h_{crit} (W/m ² °C)
0,1	20,77	13,58	8,50	2439
0,2	23,20	15,16	9,00	2559
0,3	21,22	13,87	11,20	1889
0,4	36,00	23,53	18,40	1959
0,5	20,38	13,32	10,70	1921

Fluido FC-72 - superfície aquecida voltada para cima e confinador sem chanfro (VC90°)				
<i>s (mm)</i>	<i>q_{crit} (kW/m²)</i>	<i>q_{crit}/q_{max,Z} (%)</i>	ΔT_{crit} (°C)	<i>h_{crit} (W/m² °C)</i>
0,1	15,00	9,80	6,54	1878
0,2	13,58	8,88	7,83	1734
0,3	32,54	21,27	13,95	2334
0,4	33,46	21,87	13,52	2472
0,5	23,77	15,54	13,37	1806

Tabela 4.3 – Valores experimentais para o FC-87 ($T_{sat} = 29,1^{\circ}\text{C}$ e p_{atm}).

Fluido FC-87 - superfície aquecida voltada para cima e confinador sem chanfro (VC90°)				
<i>s (mm)</i>	<i>q_{crit} (kW/m²)</i>	<i>q_{crit}/q_{max,Z} (%)</i>	ΔT_{crit} (°C)	<i>h_{crit} (W/m² °C)</i>
0,1	20,00	11,24	6,43	2670
0,2	21,00	11,80	6,67	3143
0,3	25,00	14,04	7,60	3336
0,4	35,00	19,66	12,00	2832
0,5	33,48	18,81	12,43	2720

Os resultados listados nas Tabelas 4.2 e 4.3 mostram que para o confinamento $s = 0,1\text{mm}$, exceto para a configuração VC90°, o fluxo de calor de secagem é próximo de 20kW/m^2 . A tendência apresentada nos resultados de outros autores, conforme observado no item 2.7, é de que o fluxo de calor de secagem diminui à medida que o confinamento aumenta, ou seja, o número de Bond diminui. Esta tendência pode ser observada parcialmente nos resultados apresentados nas Tabelas 4.2 e 4.3.

A causa para o fluxo de calor de secagem não possuir a mesma tendência que a apresentada pela literatura, pode estar associada a grande dificuldade experimental para a realização destes testes, pois podem facilmente levar à destruição do sistema de aquecimento.

É interessante observar que o limite máximo para o sistema operar em ebulição nucleada, sem confinamento e com a superfície aquecida voltada para cima, é dada pela correlação de Zuber, Equação (2.12), onde para o fluido FC-72 este valor é aproximadamente 153kW/m^2 e para o fluido FC-87 é de aproximadamente 178kW/m^2 . Pelas Tabelas 4.2 e 4.3 tem-se que, o fluxo de secagem para o FC-72 compreende o intervalo de 9% a 23% e para o FC-87 o intervalo de 11% a 20%, do valor do fluxo crítico dado pela correlação de Zuber.

4.7 CONSIDERAÇÕES GERAIS

Neste capítulo foram apresentadas as curvas de ebulição para os fluidos FC-72 e FC-87, à pressão atmosférica e temperatura de saturação, para as configurações VB45°, VC45° e VC90° no caso do FC-72 e para a configuração VC90°, no caso FC-87. Observa-se

que a tendência geral dos resultados para $s \leq 0,5\text{mm}$, quando comparados aos pontos experimentais para $s = 13\text{mm}$, indicam para a faixa de fluxo de calor entre 10 e 20kW/m^2 , que ocorreu intensificação da ebulição devido ao confinamento.

Realizou-se uma análise do efeito do tipo de configuração da seção de teste sobre o coeficiente de transferência de calor, uma comparação dos resultados experimentais com os resultados encontrados na literatura indicando que há concordância entre eles. Como as propriedades termofísicas do fluido também afetam o fenômeno de ebulição foram analisados os fluidos FC-72 e FC-87, à pressão atmosférica e à temperatura de saturação de $56,6^\circ\text{C}$ e $29,1^\circ\text{C}$, respectivamente, para a configuração VC90°.

Os coeficientes de transferência de calor obtidos experimentalmente com $s = 13\text{mm}$, para ambos os fluidos de trabalho e todas as configurações da superfície aquecida, foram comparados com os valores de h calculados a partir das correlações de Cooper (1984), Rohsenow (1962) *apud* Carey (1992) e de Stephan e Abdelsalam (1980), onde observou-se que o valor do coeficiente C_{sf} da correlação de Rohsenow é dependente da configuração da superfície para a faixa de fluxo de calor moderado.

Por fim foi realizada uma análise do fluxo de calor de secagem para as configurações onde ocorreu ebulição confinada, $s \leq 0,5$ ($Bo \leq 0,68$). Uma tendência observada nos valores encontrados foi que à medida que o confinamento aumenta o fluxo de calor de secagem diminui.

CAPÍTULO 5

RESULTADOS DA VISUALIZAÇÃO

A visualização do fenômeno de ebulição nucleada foi realizada com o fluido FC-72, à temperatura de saturação e à pressão atmosférica, com a superfície aquecida voltada para baixo (VB45°), permitindo uma melhor compreensão do comportamento das bolhas de vapor nos diferentes graus de confinamento.

As fotos foram obtidas por intermédio de uma câmera digital CANON EOS Rebel 6.3 Megapixel, com lente EF-S-18055mm e f 3.5-5.6 e uma objetiva CANON 100mm f 2.8 MACRO AF USMD58, através de uma janela de acrílico transparente existente na base inferior da câmara de ebulição, conforme mostrado nas Figs. 3.5 e 3.6.

A fim de se observar as principais diferenças na configuração da interface líquido-vapor, em função do confinamento e do fluxo de calor, a visualização foi feita para os casos $s = 0,1\text{mm}$ e $s = 13\text{mm}$ e fluxo de calor acima de 10kW/m^2 , pois abaixo deste valor o modo de transferência de calor é por convecção natural, logo, sem bolhas de vapor.

Para ambos os graus de confinamento testados, quando $q = 10\text{kW/m}^2$, poucas bolhas de vapor crescem sobre a superfície de cobre. Notou-se que grande parte das bolhas surge na fenda preenchida com resina epóxi Araldite[®] entre o disco de cobre e o PVC. Devido ao polimento da seção de teste, pequenos sítios parasitas acabam sendo criados.

Em geral, para o caso $s = 13\text{mm}$, notou-se que para baixo fluxo de calor há maior quantidade de bolhas isoladas e poucos sítios de nucleação estão ativos. Para fluxo de calor moderado, a superfície aquecida está coberta por bolhas pequenas isoladas que migram em direção as bolhas maiores (coalescidas), fazendo com que estas deslizem e escapem da superfície permitindo assim, que uma grande quantidade de líquido frio entre no canal e resfrie a superfície. Este mecanismo é altamente dependente das condições impostas pelas características geométricas da superfície aquecida e seu suporte ou elemento confinador. Logo, o diâmetro do suporte da seção de teste pode influenciar no tempo de residência da bolha no canal.



$T_p = 66,15^\circ\text{C}$

$T_p = 66,02^\circ\text{C}$

$T_p = 66,15^\circ\text{C}$

Figura 5.1 – Visualização para $s = 13\text{mm}$ e fluxo de calor de 20kW/m^2 .

Nas Figs. 5.1, 5.2 e 5.3 são apresentadas nove fotografias obtidas para o caso $s = 13\text{mm}$, nos fluxos de calor de 20, 30 e 40kW/m^2 . Em todas as fotografias são observadas pequenas bolhas de vapor isoladas coexistindo com bolhas de vapor maiores (coalescidas). Além disso, principalmente para os fluxos de 20 e 30kW/m^2 , são observadas grandes áreas sem indicação de terem surgido sítios ativos, pelo menos no intervalo em que as fotografias foram obtidas.

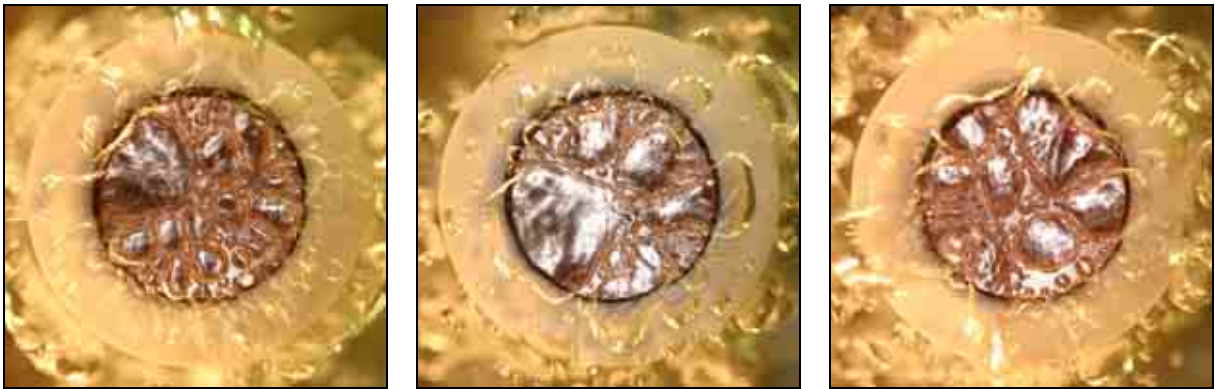


$T_p = 68,38^\circ\text{C}$

$T_p = 68,49^\circ\text{C}$

$T_p = 68,33^\circ\text{C}$

Figura 5.2 – Visualização para $s = 13\text{mm}$ e fluxo de calor de 30kW/m^2 .



$T_p = 69,17^\circ\text{C}$

$T_p = 69,26^\circ\text{C}$

$T_p = 69,24^\circ\text{C}$

Figura 5.3 – Visualização para $s = 13\text{mm}$ e fluxo de calor de 40kW/m^2 .

Devido à força de empuxo, as bolhas são empurradas contra a superfície aquecida, sendo deformadas. Tal deformação causa o aumento da área da camada de líquido entre a bolha de vapor e a superfície de cobre, o que explica o efeito intensificador mostrado na Fig. 4.6. No entanto, este efeito é mais discreto do que no caso onde ocorre confinamento, $Bo \leq 0,5$, conforme mostrado na Fig. 4.1.

Para o caso em que $s = 0,1\text{mm}$, o vapor se apresenta como uma fase contínua sobre a superfície aquecida, conforme mostra a Fig. 5.4 (sendo a região escura a área seca), embora se admita uma película de líquido entre o vapor e a superfície até que ocorra a secagem para fluxos de calor mais elevados. A área desta película tende a aumentar com o aumento do fluxo de calor.



$T_p = 65,57^\circ\text{C}$

$T_p = 65,61^\circ\text{C}$

$T_p = 65,80^\circ\text{C}$

Figura 5.4 – Visualização para $s = 0,1\text{mm}$ e fluxo de calor de 20kW/m^2 .

Na Fig. 5.5 são mostradas duas fotografias, uma para cada confinamento, onde pode-se observar as principais diferenças nas configurações da interface líquido-vapor. Para $q = 20\text{kW/m}^2$, a temperatura da superfície para $s = 0,1\text{mm}$ é menor que para $s = 13\text{mm}$, indicando ligeira intensificação da ebulição quando $Bo < 1$, uma vez que o coeficiente de

transferência de calor é maior para o primeiro caso. Os resultados apresentados na Fig. 4.1 mostram que a intensificação foi mais importante do que nos testes para a tomada das fotografias. No caso da Fig. 4.1, para $q = 20\text{kW/m}^2$, a diferença de T_p foi de $2,5^\circ\text{C}$ enquanto que no teste de visualização foi de aproximadamente $0,6^\circ\text{C}$.

Conforme mostrado no Capítulo 4, Tabela 4.1, para $s = 0,1\text{mm}$ foi encontrado um fluxo de calor de secagem de 20kW/m^2 , o que explicaria a pequena diferença das temperaturas da superfície, para $s = 0,1\text{mm}$ e $s = 13\text{mm}$.

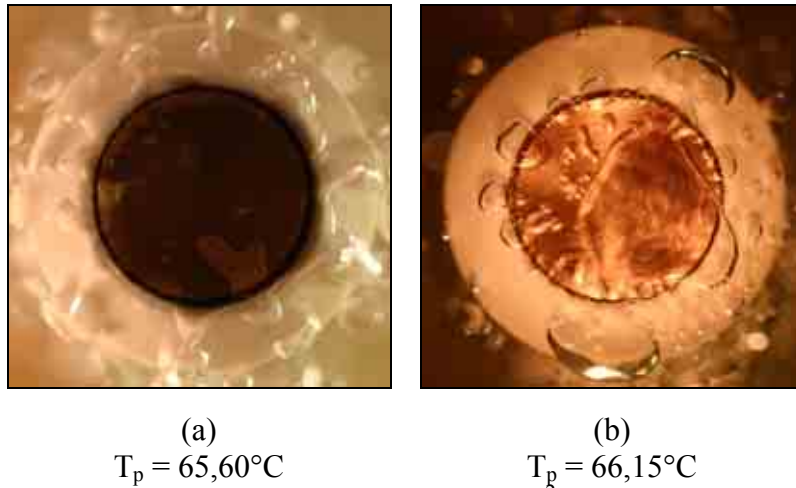


Figura 5.5 – Efeito do confinamento para $q = 20\text{kW/m}^2$: (a) $s = 0,1\text{mm}$ e (b) $s = 13\text{mm}$.

Na Fig. 5.6, aumentando o fluxo de calor, não mais se observa a intensificação da ebulição para o caso $s = 0,1\text{mm}$, pois a temperatura da superfície aumentou de forma considerável, indicando um processo avançado de secagem. Os valores do fluxo de calor que levam o sistema à secagem representam limites de ebulição que devem ser conhecidos para determinadas aplicações. Pode-se observar um aumento na área seca da superfície com o aumento do fluxo de calor, seguido por uma elevação da temperatura.

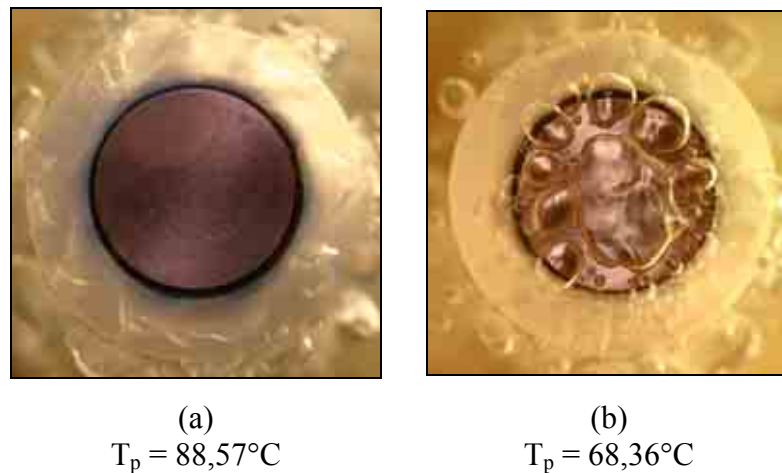


Figura 5.6 – Efeito do confinamento para $q = 30\text{kW/m}^2$: (a) $s = 0,1\text{mm}$ e (b) $s = 13\text{mm}$.

5.1 ANÁLISE DAS FOTOS UTILIZANDO O SOFTWARE IMAGO[®]

As fotografias das visualizações sobre ebulição nucleada confinada podem fornecer informações da fração de vazio sobre o disco de cobre em um determinado instante. Esta informação é adquirida submetendo as fotografias a uma análise no software Imago[®], cedido pela ESSS (Engineering Simulation and Scientific Software Ltda) e pelo LMPT (Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas - UFSC).

Para que o software possa analisar as imagens de forma correta, é necessário fazer uma diferenciação entre o disco de cobre (no qual ocorre a ebulição) e o restante da fotografia, pois o foco da análise encontra-se no disco de cobre. Tal diferenciação é obtida sobrepondo uma máscara preta (com mesma dimensão da fotografia) com um furo no centro (cujo diâmetro é igual ao do disco de cobre) sobre a fotografia, como mostrado na Fig. 5.7 e na Fig. 5.8.



Figura 5.7 - Fotografia original.



Figura 5.8 - Fotografia com a máscara sobreposta.

Após realizar a sobreposição deve-se abrir a fotografia, com a máscara sobreposta, no software Imago[®] e fazer o histograma RGB da mesma. O histograma RGB consiste em ajustar as intensidades das cores vermelha, verde e azul ($RGB = red, green, blue$), procurando o melhor conjunto de intensidades para separar as regiões com e sem bolhas sobre o disco de cobre. Portanto, a utilização da máscara preta é conveniente, pois durante o ajuste do histograma, não será preciso se preocupar com a região fora do disco de cobre, cuja área não fará parte da região selecionada. Ao atingir o histograma final (separação correta das áreas com e sem bolhas sobre o disco de cobre), a imagem resultante será bicolor, ou seja, preta e branca. Após a binarização da imagem, o software mede a porcentagem de área em branco

(nota-se que a área em branco é a região sem bolhas sobre o disco de cobre), conforme mostra a Fig. 5.9.



Figura 5.9 - Exemplo de imagem binarizada.

Por intermédio do software, determina-se a área total da fotografia ocupada pelo vapor e com o diâmetro do disco, através de algumas manipulações algébricas, chega-se ao percentual da área do disco coberto por bolhas, ou seja, a fração de vazio.

Foi possível realizar esta análise somente com as fotografias da visualização para $s = 0,1\text{mm}$, pois são as que possuem uma grande quantidade de massa de vapor deformada no espaço confinado.



	$\frac{A_{bolhas}}{A_{placa}} \cong 73,90\%$ $T_p = 65,85^\circ\text{C} \text{ e } q = 20\text{kW/m}^2.$
	$\frac{A_{bolhas}}{A_{placa}} \cong 75,20\%$ $T_p = 70,45^\circ\text{C} \text{ e } q = 30\text{kW/m}^2.$

Figura 5.10 - Fotos analisadas pelo software Imago[®] para o fluido FC-72 e $s = 0,1\text{mm}$.

Na Fig. 5.10 tem-se que à medida que o fluxo de calor aumenta, a temperatura do disco de cobre aumenta e conseqüentemente, a área de vapor sobre a superfície também aumenta, concordando com os resultados mostrados na literatura.

Na Fig. 5.11 é apresentada a análise, através do software Imago[®], dos resultados da visualização de Passos *et al.* (2005). Os resultados foram obtidos com o fluido FC-72, à temperatura de saturação e pressão atmosférica, com disco de cobre aquecido voltado para baixo e confinamento $s = 0,2\text{mm}$.



	$\frac{A_{bolhas}}{A_{placa}} \cong 60,35\%$ $T_p = 64,06^\circ\text{C} \text{ e } q = 25\text{kW/m}^2.$
	$\frac{A_{bolhas}}{A_{placa}} \cong 65,53\%$ $T_p = 68,45^\circ\text{C} \text{ e } q = 35\text{kW/m}^2.$

Figura 5.11 - Fotos retiradas de Passos *et al.* (2005) analisadas pelo software Imago[®] para o fluido FC-72 e $s = 0,2\text{mm}$.

Nas Figs. 5.10 e 5.11 observa-se que quando $s = 0,2\text{mm}$, apesar do fluxo de calor ser mais alto que quando $s = 0,1\text{mm}$, a temperatura da superfície é menor indicando que, para um confinamento menor o líquido consegue manter a superfície aquecida resfriada por mais tempo. As análises mostram que a fração de vazio para $s = 0,1\text{mm}$ é maior que para $s = 0,2\text{mm}$, mesmo com fluxo de calor menor, logo, à medida que o grau de confinamento aumenta o fluxo de calor para o início da secagem da superfície diminui. Estes resultados concordam com a tendência daqueles apresentados no Capítulo 4 e também com a literatura revisada nos itens 2.5 e 2.7.

5.2 RESUMO

Neste capítulo foi apresentada a análise da visualização realizada para o fluido FC-72 e configuração VB45°, ou seja, superfície aquecida voltada para baixo. Foram obtidas fotografias dos casos $s = 0,1\text{mm}$ e 13mm , para fluxos de calor de 20, 30 e 40kW/m^2 a fim de observar quais as principais influências que o confinamento traz para a interface líquido-vapor.

Em geral, para o caso sem confinamento, notou-se que as bolhas coalescidas não são tão achatadas quando comparadas ao caso $s = 0,1\text{mm}$ e a superfície aquecida está coberta por bolhas isoladas que migram em direção as bolhas maiores, e ao escaparem da superfície de cobre permitem que uma grande quantidade de líquido frio entre no canal e resfrie a superfície. Para o caso $s = 0,1\text{mm}$, o vapor se apresenta como uma fase contínua sobre a superfície aquecida, onde existe uma película de líquido entre a massa de vapor e a superfície até que ocorra a secagem para fluxos de calor mais elevados. A área desta película tende a aumentar com o aumento do fluxo de calor.

Por fim, foi apresentada uma análise a partir das fotografias obtidas para $s = 0,1\text{mm}$, onde ao serem comparadas com as fotografias retiradas de Passos *et al.* (2005), mostram o efeito do confinamento sobre o fluxo de calor do início da secagem da superfície aquecida e sobre a temperatura da mesma.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Foram apresentados resultados experimentais para a ebulição nucleada confinada e não confinada, para os fluidos FC-72 e FC-87, à temperatura de saturação e pressão atmosférica. Foram testadas configurações diferentes para a superfície aquecida, sendo estas: voltada para baixo com o suporte chanfrado (VB45°), voltada para cima com elemento confinador chanfrado (VC45°) e, voltada para cima com elemento confinador sem o chanfro (VC90°).

O confinamento é caracterizado pela distância entre a superfície aquecida e uma superfície adiabática. Os graus de confinamentos estudados foram $s = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 1$ e 13mm.

Os principais resultados deste trabalho são os seguintes:

- (i) Observa-se que a tendência geral dos resultados, independente da configuração da superfície aquecida e do fluido de trabalho, para $s \leq 0,5\text{mm}$ quando comparados aos pontos experimentais para $s = 13\text{mm}$, indicam que ocorreu intensificação da ebulição devido ao confinamento para a faixa de fluxo de calor entre 10 e 20kW/m².
- (ii) Para o fluido FC-72, a configuração VC90° quando comparada à configuração VC45°, possui um confinamento adicional das bolhas de vapor causado pela forma geométrica do elemento confinador, ocasionando um efeito de retenção das bolhas de vapor e maior tempo de residência sobre a superfície aquecida, inibindo assim, o efeito de resfriamento fornecido pelo líquido.
- (iii) Para o fluido FC-87 e configuração VC90°, à medida que s diminui o coeficiente de transferência de calor aumenta, exceto para $s = 0,1\text{mm}$, onde a maior parte da superfície aquecida permanece seca e a ebulição ocorre somente na periferia desta. Portanto este comportamento acaba afetando a transferência de calor.
- (iv) No caso em que $s = 0,1\text{mm}$, para as configurações VB45° e VC45°, pode-se considerar o fluxo de 20kW/m², o valor representativo do início da secagem ou “*dryout*”. Para a configuração VC90° o início da secagem ocorre para $q = 15\text{kW/m}^2$, causado pelo efeito adicional do elemento confinador sem o chanfro de 45°.
- (v) No caso em que $s = 13\text{mm}$, o coeficiente de transferência de calor para VB45° é maior que para VC45°, porém esta diferença tende a diminuir à medida que o fluxo de calor aumenta. Esta tendência é consistente com a característica de fluxo de calor de

transição entre o regime de bolhas isoladas e o regime de ebulição nucleada desenvolvida. Portanto, este resultado indica que as curvas parciais de ebulição apresentadas neste trabalho não se encontram na região de ebulição completamente desenvolvida.

- (vi) Os resultados experimentais apresentados neste trabalho para FC-72 concordam com os resultados encontrados na literatura.
- (vii) Na região de ebulição nucleada, para VC90°, os pontos experimentais para o fluido FC-72 estão deslocados para a direita em relação ao fluido FC-87. O superaquecimento para o fluido FC-87 é menor, tanto para $s = 0,1\text{mm}$ quanto para $s = 13\text{mm}$, indicando um maior coeficiente de transferência de calor quando comparado ao fluido FC-72.
- (viii) Na correlação de Rohsenow, o coeficiente C_{sf} é dependente da orientação da superfície aquecida dentro da região de fluxo de calor moderado ($\leq 40\text{kW/m}^2$).
- (ix) A fim de verificar a tendência qualitativa dos resultados experimentais, foi analisada a relação entre o coeficiente de transferência de calor e o fluxo de calor elevado a um expoente n , cujo valor situou-se entre 0,654 e 0,907. Somente os pontos experimentais para FC-72 e VB45° possuem o valor do expoente n dentro do intervalo 0,6 a 0,8, considerado como a tendência geral dos resultados, segundo Stephan (1992).
- (x) Para $s = 0,1\text{mm}$, exceto na configuração VC90°, o fluxo de calor de secagem é próximo de 20kW/m^2 . A tendência apresentada parcialmente nos resultados é de que o fluxo de calor de secagem diminui à medida que o confinamento aumenta.
- (xi) Na visualização do fluido FC-72 e configuração VB45°, tanto para $s = 0,1\text{mm}$ quanto para $s = 13\text{mm}$, quando $q = 10\text{kW/m}^2$, poucas bolhas de vapor crescem sobre a superfície de cobre. Grande parte das bolhas surge na fenda preenchida com resina epóxi Araldite® entre o disco de cobre e o suporte de PVC.
- (xii) Para o caso $s = 13\text{mm}$, são observadas pequenas bolhas de vapor isoladas coexistindo com bolhas de vapor maiores (coalescidas). Estas são deformadas o que explica o efeito intensificador na transferência de calor.
- (xiii) Para o caso em que $s = 0,1\text{mm}$, quando $q = 20\text{kW/m}^2$, a temperatura da superfície é menor que para $s = 13\text{mm}$, indicando a intensificação da ebulição quando $Bo < 1$. À medida que o fluxo de calor aumenta, ocorre a degradação da transferência de calor para o caso confinado, pois a temperatura da superfície é alta, indicando o início da secagem.

- (xiv) Observa-se que a incerteza experimental para o fluxo de calor é inferior a 3% e que a incerteza do coeficiente de transferência de calor tende a diminuir à medida que o fluxo de calor aumenta.

Para trabalhos futuros em ebulição nucleada confinada são recomendados os seguintes estudos:

- (i) Estudar os efeitos da pressão sobre a ebulição nucleada confinada.
- (ii) Analisar o fenômeno de ebulição sobre um disco de cobre com um único sítio de nucleação artificial, a fim de conhecer melhor os mecanismos que regem a ebulição sem a existência de coalescência horizontal.
- (iii) Um estudo mais aprofundado dos parâmetros envolvidos no fenômeno de ebulição nucleada confinada, a fim de desenvolver um modelo para a transferência de calor.
- (iv) Realizar estudos com outros fluidos e outras superfícies aquecidas, para analisar a diferença entre materiais e fluidos de trabalho, conhecendo assim, quais combinações fluido-superfície seriam mais eficientes para aplicações.
- (v) Analisar o efeito do diâmetro da superfície aquecedora no fenômeno de ebulição, mais especificamente, da razão entre o comprimento característico do espaço confinado e o diâmetro da superfície aquecedora.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

3M Speciality Fluids Newsletter, vol.1, No.1, Abril, 1995.

BENJAMIN, R.J., BALAKRISHNAN, A.R., “Nucleate pool boiling heat transfer of liquids at low to moderate heat fluxes”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.39, No.12, pp. 2495-2504, 1996.

BERGLES, A.E., “Enhancement of pool boiling”, International Journal of Refrigeration, vol.20, No.8, pp. 545-551, 1998.

BONJOUR, J., BOULANGER, F., GENTILE, D., LALLEMAND, M., “Étude phénoménologique de l'ébullition en espace confiné à partir d'un site nucléation isolé”, Revue Générale de Thermique, vol.36, pp. 562-572, 1997.

BONJOUR, J., CLAUSSE, M., LALLEMAND, M., “Experimental study of the coalescence phenomenon during nucleate pool boiling”, Experimental Thermal and Fluid Science, vol.20, pp.180-187, 2000.

BONJOUR, J., LALLEMAND, M., “Effects of confinement and pressure on critical heat flux during natural convective boiling in vertical channels”, International Communication Heat and Mass Transfer, vol.24, No.2, pp. 191-200, 1997.

BOULANGER, F., GENTILE, D., BONJOUR, J., LALLEMAND, M., “The physical mechanism involved in the boiling of mixtures in narrow spaces”, 11th International Heat Transfer Conference, Kyongju, Corée, 515-519, 1998.

BUYEVICH, A.Y., WEBBON, W.B., “Dynamics of vapour bubbles in nucleate boiling”, International Journal Heat Mass Transfer, vol.39, No.12, pp. 2409-2426, 1996.

CALKA, A., JUDD, R.L., “Some aspect of the interaction among nucleation sites during saturated nucleate boiling”, International Journal Heat Transfer, vol.28, pp. 2331-2342, 1985.

CARDOSO, E.M., PASSOS, J.C., 2005, “Confined nucleate boiling of FC-72 on a downward or upward facing copper disc”, 18th International Congress of Mechanical

Engineering, Ouro Preto, MG, 6-11 November, in press.

CAREY, V.P., "Liquid-vapor phase-change phenomena", Taylor & Francis, USA, 1992.

CHAI, L.H., PENG, X.F., WANG, B.X., "Nonlinear aspects of boiling systems and new method for predicting the pool nucleate boiling heat transfer", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.43, pp. 75-84, 2000.

CHANG, J.Y., YOU, S.M., "Heater orientation effects on pool boiling of micro-porous-enhanced surfaces in saturated FC-72", Journal of Heat Transfer-Transactions of the ASME, vol.118, pp. 937-943, 1996.

CHRISTOPHER, D.M., WANG, B., "Similarity simulation for Marangoni convection around vapor bubble during nucleation and growth", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.44, pp. 799-810, 2001.

COHEN, B.A., SIMON, T.W., "Wall superheat excursions in the boiling incipience of dielectric fluids", Heat Transfer Engineering, vol.9, No.3, 1988.

COOPER, M.G., "Saturation nucleate pool boiling: a simple correlation", 1st U. K. National Conference on Heat Transfer, vol.2, pp.785-793, 1984.

FOSTER, D.E., GREIF, R., "Heat transfer to a boiling liquid-mechanism and correlation", Journal Heat Transfer, vol.1, pp. 43-53, 1959.

FUJITA, Y., OHTA, H., UCHIDA, S., NISHIKAWA, K., "Nucleate boiling heat transfer and critical heat flux in narrow space between rectangular surfaces", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.31, No.2, pp. 229-239, 1988.

FUJITA, Y., TSUITSUI, M., "Heat transfer in nucleate pool boiling of binary mixtures", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.37, pp. 291-302, 1994.

GUO, Z., EL-GENK, M. S., "An experimental study of saturated pool boiling from downward facing and inclined surfaces", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol.35, No.9, pp. 2109-2117, 1992.

HAIDER, S.I., WEBB, R.L., “A transient micro-convection model of nucleate pool boiling”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.40, No.15, pp. 3675-3688, 1997.

HARAMURA, Y., KATTO, Y., “A new hydrodynamic model of critical heat flux, applicable widely to both pool and forced convection boiling on submerged bodies in saturated liquids”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.26, No.3, pp. 389-399, 1983.

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”, *Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME*, vol. 84, pp. 207 – 216, 1962.

INCROPERA, F.P. E DEWITT, D.P., “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”, 5th Edition, John Wiley & Sons, 2002.

ISHIBASHI, E., NISHIKAWA, K., “Saturated boiling heat transfer in narrow spaces”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.12, pp. 863-894, 1969.

KATTO, Y., YOKOYA, S., TERAOKA, K., “Nucleate and transition boiling in a narrow space between two horizontal, parallel disk-surfaces”, *Bulletin of the JSME*, vol.20, No.143, pp. 638-643, 1977.

KIM, Y.H., SUH, K.Y., “One-dimensional critical heat flux concerning surface orientation and gap size effects”, *Nuclear Engineering and Design*, vol.226, pp. 277-292, 2003.

LEE, H.C., OH, B.D., BAE, S.W., KIM, M.H., “Single bubble growth in saturated pool boiling on a constant wall temperature surface”, *International Journal of Multiphase Flow*, vol.29, pp. 1857-1874, 2003.

LIN, S., SEFIANE, K., CHRISTY, J. R. E., “Prospects of confined flow boiling in thermal management of microsystems”, *Applied Thermal Engineering*, vol.22, pp. 825-837, 2002.

MARTO, P.J., LEPERE, L.V.J., “Pool boiling heat transfer from enhanced surfaces to

dielectric fluids”, *Journal of Heat Transfer*, vol.104, pp.292-299, 1982.

MIKIC, B.B., ROHSENOW, “A new correlation of pool boiling data including the effect of heating surface characteristics”, *Transactions of the ASME – Journal of Heat Transfer*, vol.91, pp. 245-250, 1969.

NETO, B.B., SCARMINIO, I.S., BRUNS, R.E., “Como fazer experimentos: pesquisa e desenvolvimento na ciência e na indústria”, Editora Unicamp, 2^a Edição, SP, 2002.

NISHIKAWA, K., FUJITA, Y., UCHIDA, S., OHTA, H., “Effect of surface configuration on nucleate boiling heat transfer”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.27, No.9, pp. 1559-1571, 1984.

NUKIYAMA, S., “The maximum and minimum value of the q transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure”, *Journal Japan Society of mechanical Engineers*, vol.37, pp. 367-374, 1934. Tradução para o inglês: *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.9, pp. 1419-1433, 1966.

PASSOS, J.C., HIRATA, F.R., POSSAMAI, L.F.B., “Confined and unconfined nucleate boiling on downward facing surfaces”, 4th European Thermal Science Conference, Birmingham, UK, 21-31 May, pp. 1-13, 2004.

PASSOS, J.C., HIRATA, F.R., POSSAMAI, L.F.B., BALSAMO, M., MISALE, M., “Confined boiling of FC-72 and FC-87 on a downward facing heating copper disk”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Elsevier, vol.25, No.2, pp.313-319, 2004.

PASSOS, J.C., KOGA, T., HIRATA, F.R., POSSAMAI, L.F.B., SILVA, E.L., BALSAMO, M., MISALE, M., “Confined nucleate boiling experiment”, 5th International Conference on Boiling Heat Transfer, Montego Bay, Jamaica, 5-8 May, 2003.

PASSOS, J.C., REINALDO, R.F., “Analysis of pool boiling within smooth and grooved tubes”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol.22, pp. 35-44, 2000.

PASSOS, J.C., SILVA, E.L. AND POSSAMAI, L.F.B., “Visualization of FC-72 Confined Nucleate Boiling”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, pp. 1-7. (Proofs-ETF 6679-Elsevier, online), 2005.

RAINEY, K.N., YOU, S. M., LEE, S., “Effect of pressure, subcooling, and dissolved gas on pool heat transfer from microporous, square pin-finned in FC-72”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.46, pp. 23-35, 2003.

REED, S.J., MUDAWAR, I., “Enhancement of boiling heat transfer using highly wetting liquids with pressed-on fins at low contact forces”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.40, No.10, pp. 2379-2392, 1997.

SHOJI, M., TAKAGI, Y., “Bubbling features from a single artificial cavity”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.44, pp. 2763-2776, 2001.

SNYDER, T.J., CHUNG, J.N., “Terrestrial and microgravity boiling heat transfer in a dielectrophoretic force field”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.43, pp. 1547-1562, 2000.

STEPHAN, K., “Heat transfer in condensation and boiling”, Springer Verlag, 1992.

STEPHAN, K., ABDELSALAM, M., “Heat transfer correlations for natural convection boiling”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.23, pp. 73-87, 1980.

STEPHAN, P., KERN, J., “Evaluation of heat and mass transfer phenomena in nucleate boiling”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Elsevier, vol.25, No.2, pp. 140-148, 2004.

STRAUB, J., “The role of surface tension for two-phase heat and mass transfer in the absence of gravity”, *Experimental Thermal Fluid Science*, vol.9, pp.253-273, 1994.

THOME, J.R., “Enhanced boiling heat transfer”, Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1990.

TIEN, C.L., “A hydrodynamic model for nucleate pool boiling”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.5, pp.533-540, 1962.

TONG, W., COHEN, A.B., SIMON, T.W., YOU, S.M., “Contact angle effects on boiling

incipience of highly-wetting liquids”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.33, No.1, pp. 91-103, 1990.

YAO, S.C., CHANG, Y., “Pool boiling heat transfer in a confined space”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.26, No.6, pp. 841-848, 1983.

ZHAO, Y., MASUOKA, T., TSURUTA, T., “Unified theoretical prediction of fully developed nucleate boiling and critical heat flux based on a dynamic microlayer model”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol.45, pp. 3189-3197, 2002.

APÊNDICE A

APRESENTAÇÃO DO EXPERIMENTO DA CÂMARA DE EBULIÇÃO CONFINADA SOB MICROGRAVIDADE – ECECM

Em muitos dispositivos para aplicações espaciais ocorre confinamento e a presença de bolhas de vapor é indesejável. Entretanto, o surgimento de bolhas de vapor que caracteriza o início da ebulição deve ser um parâmetro de projeto de vários dispositivos para uso espacial tais como tubos de calor, circuito de bombas capilares e circuitos bifásicos de resfriamento.

O objetivo do ECECM é a realização de testes de resfriamento em superfícies por meio da ebulição do fluido dielétrico FC-72, da 3M, em espaço confinado ($s = 0,2\text{mm}$) e não confinado ($s = 13\text{mm}$) sob microgravidade, durante o voo sub-orbital do VS-30. Os dados experimentais obtidos permitirão uma estimativa dos coeficientes de transferência de calor em função do fluxo de calor e a comparação com os resultados sob condições de gravidade terrestre ($g = 9,8\text{m/s}^2$).

Esta operação, chamada CUMÃ II, está sob coordenação da Agência Espacial Brasileira – AEB, do Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais – INPE e do Instituto da Aeronáutica e Espaço – IAE.

O CUMÃ II possui as seguintes características:

- Nível de aceleração durante o lançamento de 11 a 14g;
- Pré-voo de até 8 horas;
- Ambiente de microgravidade $< 10^{-3}g$;
- Tempo de microgravidade entre 150 e 240 segundos;
- Tempo total de voo de aproximadamente 15 minutos;
- Pós-voo de 2 horas;
- Nível de aceleração de re-entrada de 8 a 10g.

O módulo, com os experimentos, está previsto para cair no mar e ser resgatado pelo Comando da Aeronáutica (COMAER).

A.1 DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO ECECM

Este experimento consiste de um reservatório cilíndrico de alumínio com 80mm de diâmetro e 39mm de altura, dividido em dois compartimentos, que serão preenchidos com o fluido dielétrico da 3M, FC-72. No interior deste reservatório estão as seções de teste.

Cada seção de teste é constituída de um disco de cobre de 12mm de diâmetro e 1mm de espessura, que é aquecida por uma resistência elétrica de aproximadamente 12Ω . No disco de cobre está inserido um termopar tipo-E (chromel-constantan), outros dois termopares estão localizados no fluido. Cada disco de cobre está fixado a uma bucha de PVC, presa por rosqueamento a um passador de alumínio.

Um termistor de referência está fixado na base superior do reservatório e o valor de sua indicação servirá de referência para os demais sinais do termopar, com o auxílio de uma placa de cobre que servirá como terminal comum a todos os termopares e termistor.

As seções de teste estão a $s = 0,2\text{mm}$ e $s = 13\text{mm}$ distantes da base inferior e a pressão no interior do reservatório será medida por um transdutor de pressão Ômega.

A base superior do reservatório possui dois tubos, sendo um para a tomada de pressão e o outro, para o carregamento do fluido FC-72. Após o reservatório ser totalmente preenchido com o FC-72, o tubo de carregamento é lacrado e soldado. A base superior é presa ao corpo cilíndrico por seis parafusos de aço inox espaçados simetricamente de 60° . Um o'ring faz a vedação entre a tampa e o corpo cilíndrico.

A base inferior é de acrílico transparente para permitir a visualização do processo de ebulição. Esta será realizada por uma câmera digital PowerShot CANON S500. Quatro parafusos de aço inox separados de 90° fazem a união entre o corpo cilíndrico, o acrílico e o suporte para a câmera digital. Novamente, um o'ring faz a vedação entre o corpo cilíndrico e a base de acrílico.

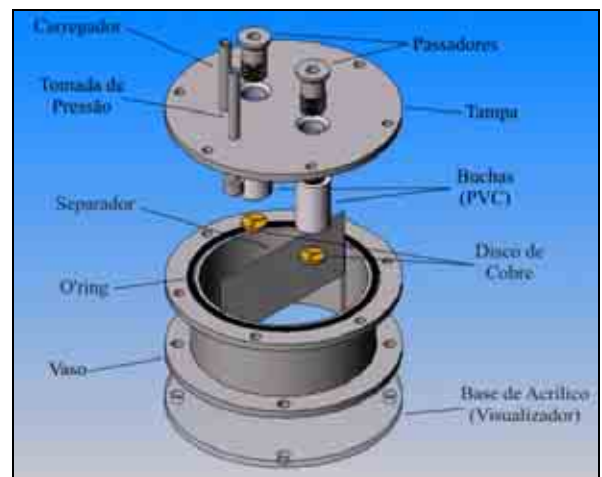
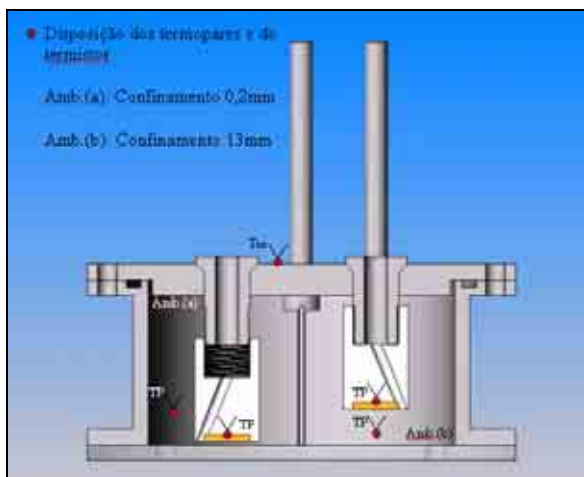


Figura A.1 - Corte transversal do experimento. Figura A.2 – Vista explodida do ECECM.

O sistema eletrônico do experimento é responsável pelo fornecimento dos níveis de potência às resistências aquecedoras contidas na câmara, segundo critérios previamente estabelecidos em terra. Também executa o condicionamento dos sinais envolvidos

(amplificação, filtragem). Na Fig. A.3 é mostrada uma vista da caixa que contém o sistema eletrônico, montado na mesa de testes de vibração do IAE .

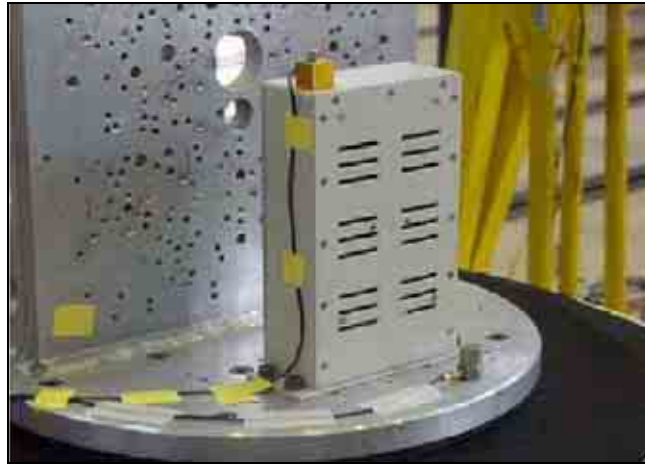


Figura A.3 – Vista do sistema eletrônico.

Apesar do objetivo principal, que era a obtenção de resultados em microgravidade, não ter sido alcançado, os novos resultados obtidos com a bancada de laboratório permitiram aprofundar o conhecimento sobre ebulição nucleada confinada. Deve-se ressaltar a importância da abertura de novos editais na área de microgravidade, de forma a permitir que as experiências adquiridas no presente projeto possibilitem novos desenvolvimentos e conhecimentos científicos, na área de transferência de calor com mudança de fase, com aplicações na área espacial.

APÊNDICE B

RESULTADOS ANTERIORES *versus* RESULTADOS ATUAIS

Os resultados experimentais obtidos, anteriormente, no LABSOLAR/NCTS e já publicados (Passos *et al.*, 2003, 2004, 2005) para o fluido FC-72 e configuração VB45°, indicam uma melhor transferência de calor comparado aos testes realizados para este trabalho.

Este comportamento pode ser causado por vários fatores, entre eles:

- Falha no controle do espaçamento: o espaçamento entre a superfície aquecida e a placa de acrílico transparente é determinado por um relógio comparador com precisão de 0,01mm, porém após cada teste observou-se que a indicação do relógio comparador não retornava para a posição zero. Isso indica que à medida que o teste estava sendo realizado, ou houve uma pequena dilatação do suporte de PVC ou, o relógio comparador não é suficientemente preciso para a determinação do grau de confinamento.
- Qualidade do fluido de trabalho: o fluido utilizado neste experimento possui grande quantidade de ar dissolvido. Portanto, o transporte do fluido, o manuseio e armazenamento influenciam na qualidade do mesmo.
- Falha na metodologia: apesar de todo cuidado em realizar sempre o mesmo procedimento a fim de evitar erros aleatórios, podem ocorrer pequenas alterações que acabam prejudicando o resultado final. Também deve-se levar em consideração o fato de que a metodologia utilizada para um conjunto de testes difere conforme o grupo de pesquisadores.
- Envelhecimento da superfície: após cada teste a superfície aquecida é limpa com acetona e polida novamente. Como esta superfície não é renovada a cada teste, pode resultar em um desgaste e corrosão, prejudicando o desempenho da transferência de calor entre a superfície aquecida e o fluido de trabalho.

Abaixo estão os gráficos comparando os valores de fluxo de calor e temperatura entre os resultados obtidos anteriormente e os últimos testes realizados para esta pesquisa (Cardoso e Passos, 2005). Estes são para o FC-72 e superfície aquecida voltada para baixo, com a mesma rugosidade $R_p = 1,1\mu\text{m}$.

Na Fig. B.1 tem-se a comparação para o caso em que o confinamento é de 0,2mm. Neste caso verifica-se que há uma diferença relevante entre os testes realizados anteriormente com os testes adotados para este trabalho que pode ser resultado da influência dos fatores mencionados acima. Para este caso a diferença do coeficiente de transferência de calor entre

os testes foi de 38,54%, sendo que os testes realizados anteriormente apresentaram um coeficiente melhor.

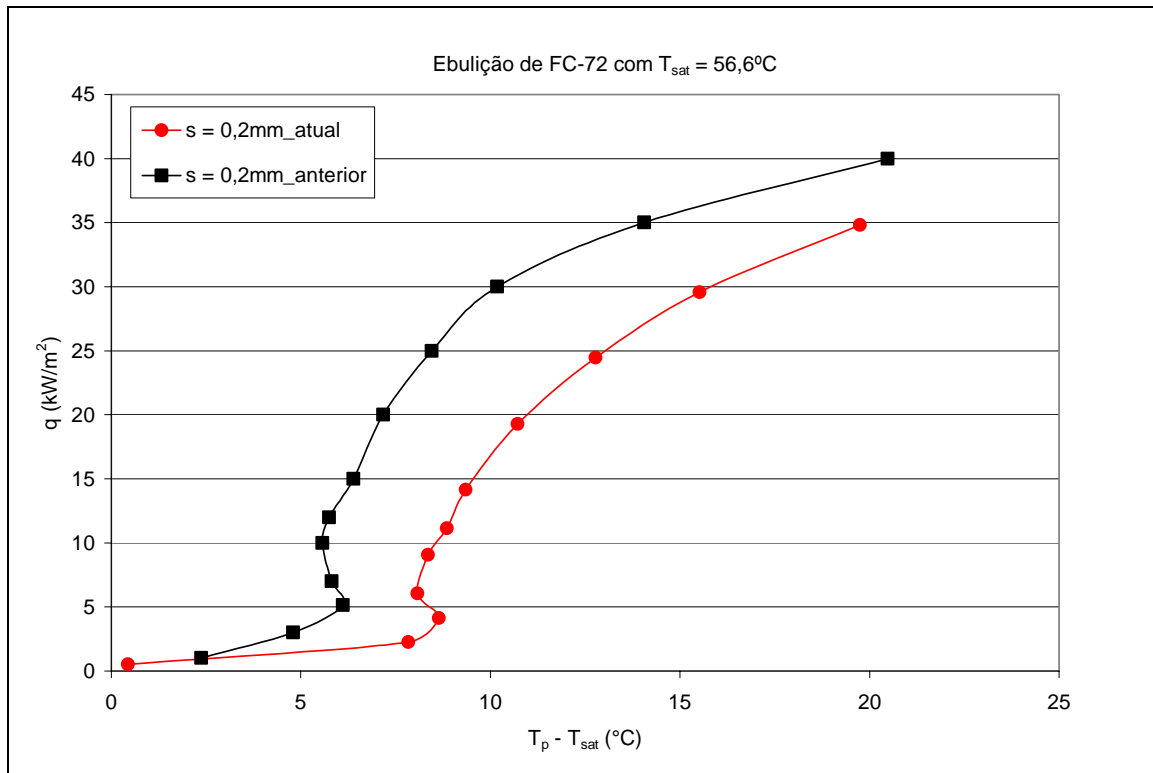


Figura B.1 – Comparação entre resultados obtidos para $s = 0,2\text{mm}$.

s = 0,2mm_atual		s = 0,2mm_anterior	
$(T_p - T_{sat})$ (°C)	q (kW/m ²)	$(T_p - T_{sat})$ (°C)	q (kW/m ²)
0,44	0,51	2,38	1,00
7,84	2,24	4,80	3,00
8,64	4,12	6,12	5,16
8,08	6,06	5,82	7,00
8,35	9,06	5,57	10,00
8,85	11,13	5,75	12,00
9,35	14,16	6,39	15,00
10,72	19,30	7,17	20,00
12,77	24,46	8,45	25,00
15,52	29,59	10,18	30,00
19,75	34,82	14,06	35,00
		20,48	40,00

Na Fig. B.2, em que $s = 0,5\text{mm}$, observa-se uma aproximação nos valores do coeficiente de transferência de calor até um fluxo de calor de 25kW/m^2 , sendo que os testes anteriores possuem um coeficiente de transferência de calor superior em 10,8% quando

comparados aos testes atuais. À medida que o fluxo de calor aumenta observa-se que a temperatura da superfície aquecida aumenta rapidamente, no caso dos testes atuais, fazendo com que a diferença entre os h seja maior.

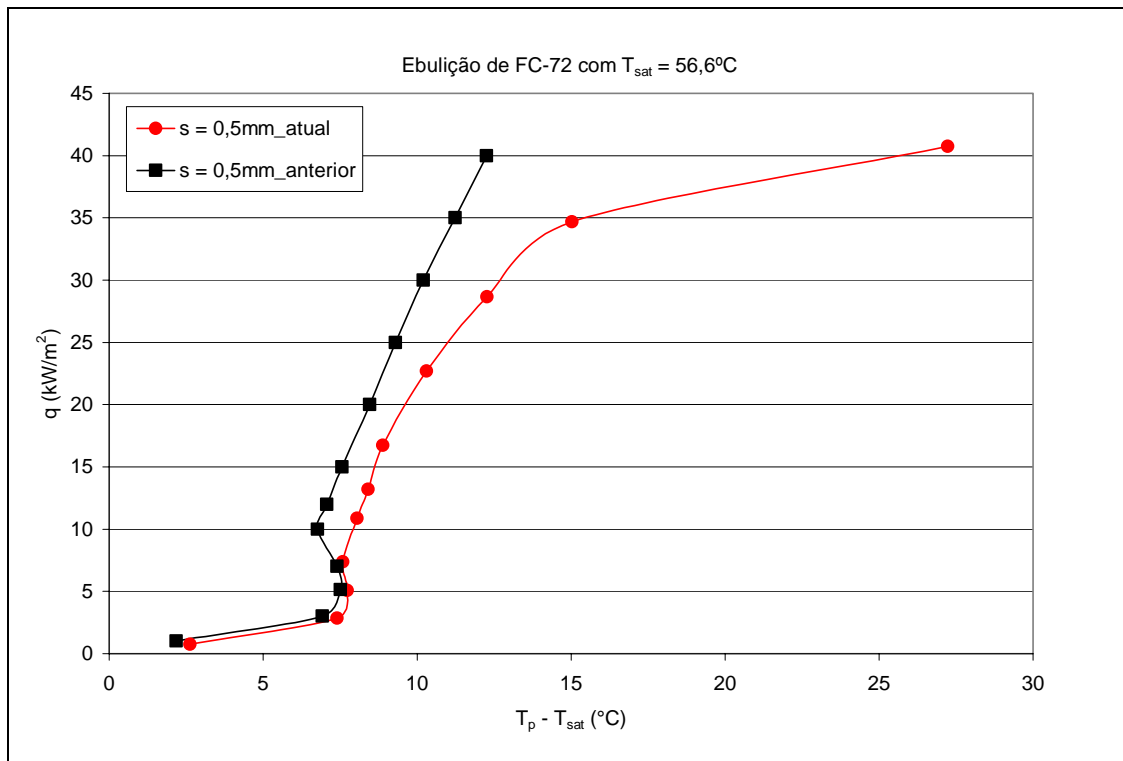


Figura B.2 – Comparação entre resultados obtidos para $s = 0,5\text{mm}$.

s = 0,5mm_atual		s = 0,5mm_anterior	
$(T_p - T_{sat})$ (°C)	q (kW/m ²)	$(T_p - T_{sat})$ (°C)	q (kW/m ²)
2,62	0,75	2,17	1,00
7,40	2,85	6,93	3,00
7,73	5,08	7,50	5,16
7,59	7,36	7,40	7,00
8,05	10,86	6,76	10,00
8,41	13,20	7,07	12,00
8,88	16,74	7,55	15,00
10,30	22,70	8,47	20,00
12,26	28,65	9,29	25,00
15,03	34,67	10,19	30,00
27,23	40,73	11,24	35,00
		12,26	40,00

Para o caso em que o confinamento é de 1mm, Fig. B.3, ocorre o mesmo comportamento do caso em que $s = 0,5\text{mm}$, ou seja, até um fluxo de calor de 25kW/m^2 as

temperaturas da superfície aquecida possuem uma diferença pequena, de aproximadamente 16,6%. Porém, quando o fluxo de calor aumenta essa diferença passa a ser de 26,4%. Quando se compara o coeficiente de transferência de calor, os resultados anteriores são superiores em 16,35% aos resultados atuais.

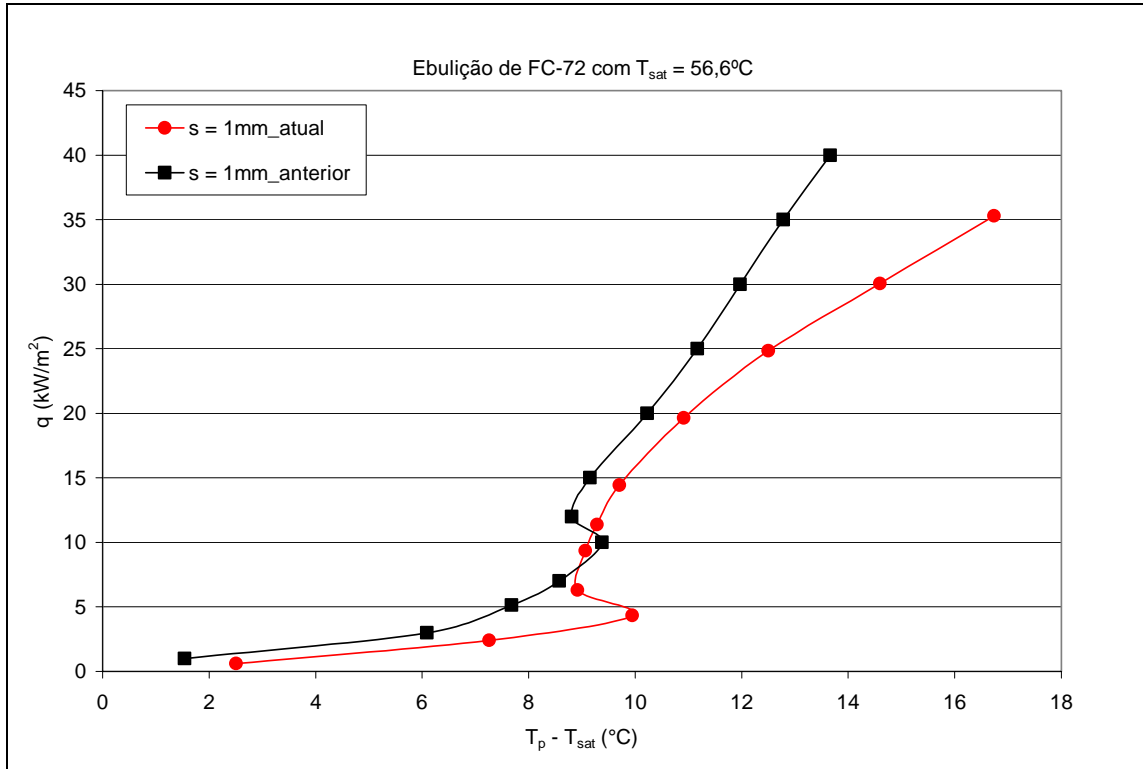


Figura B.3 – Comparação entre resultados obtidos para $s = 1\text{mm}$.

s = 1mm_atual		s = 1mm_anterior	
$(T_p - T_{sat})$ ($^{\circ}\text{C}$)	q (kW/m^2)	$(T_p - T_{sat})$ ($^{\circ}\text{C}$)	q (kW/m^2)
2,51	0,62	1,54	1,00
7,26	2,41	6,09	3,00
9,95	4,35	7,68	5,16
8,92	6,31	8,57	7,00
9,07	9,35	9,38	10,00
9,28	11,38	8,81	12,00
9,71	14,44	9,16	15,00
10,91	19,64	10,22	20,00
12,50	24,84	11,17	25,00
14,60	30,04	11,97	30,00
16,74	35,31	12,78	35,00
		13,66	40,00

Na Fig. B.4 tem-se o caso em que não há confinamento, ou seja, $s = 13\text{mm}$. Observa-se que este é o melhor conjunto de resultados, uma vez que a diferença das temperaturas da superfície aquecida entre os resultados anteriores e atuais é de 5,8%. O coeficiente de transferência de calor, para o conjunto de pontos experimentais obtidos anteriormente, superam em apenas 5,94% os pontos experimentais obtidos para este trabalho. Estes resultados evidenciam que, o nosso conjunto experimental e os procedimentos adotados no laboratório são bem coerentes.

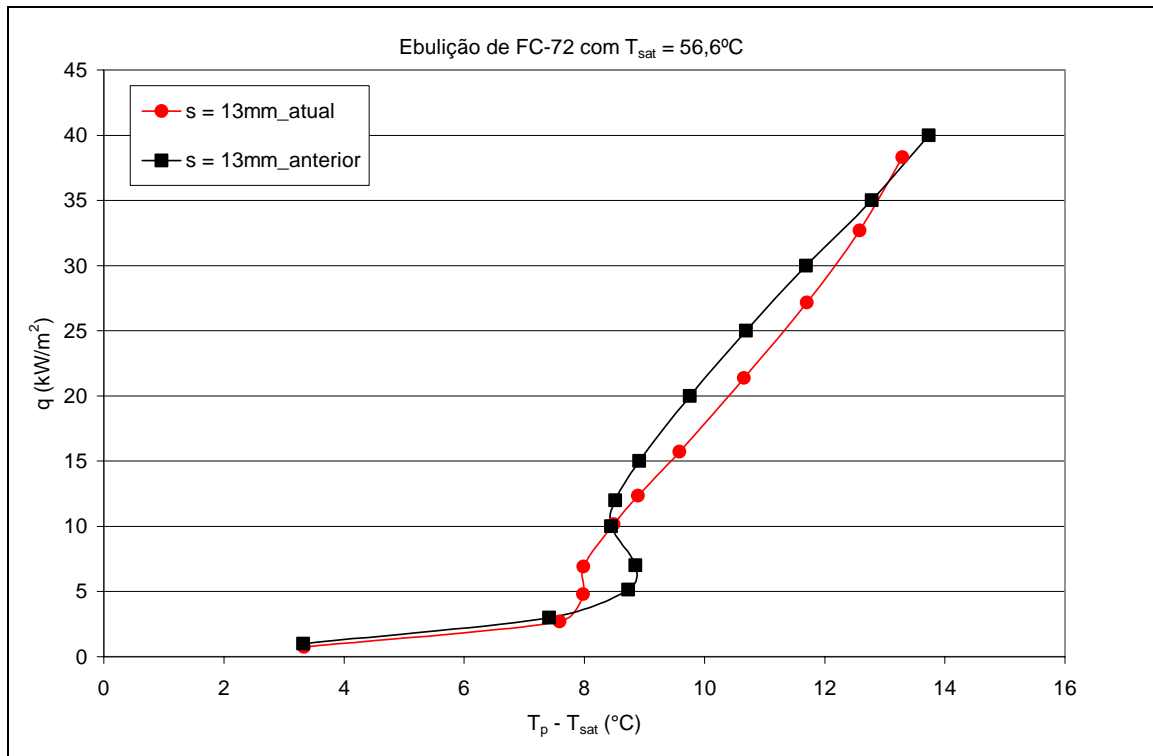


Figura B.4 – Comparação entre resultados obtidos para $s = 13\text{mm}$.

s = 13mm_atual		s = 13mm_anterior	
$(T_p - T_{sat})$ (°C)	q (kW/m ²)	$(T_p - T_{sat})$ (°C)	q (kW/m ²)
3,34	0,73	3,32	1,00
7,59	2,70	7,42	3,00
7,98	4,79	8,73	5,16
7,98	6,92	8,85	7,00
8,49	10,17	8,45	10,00
8,89	12,35	8,52	12,00
9,58	15,71	8,91	15,00
10,66	21,37	9,76	20,00
11,70	27,15	10,69	25,00
12,58	32,67	11,69	30,00
13,29	38,33	12,79	35,00

APÊNDICE C

ANÁLISE DE INCERTEZA

Medidas de quantidades físicas estão sempre sujeitas a erros. Têm-se três principais tipos de erros (Neto *et al.*, 2002):

- Erros sistemáticos: erros que afetam o resultado sempre na mesma direção, para mais ou para menos.

- Erros aleatórios: às vezes, mesmo que o procedimento seja rigoroso e as operações sejam feitas com cuidado, podem existir erros imprevisíveis. Como não se consegue controlar tais erros, são chamados de “erros aleatórios”.

- Erros grosseiros: a estatística não se ocupa destes erros. Nesse caso, é necessário prestar mais atenção ao que se está fazendo.

Utilizando o procedimento descrito em Holman (1989), pode-se analisar as incertezas no experimento de ebulição nucleada confinada.

C.1 INCERTEZA NO FLUXO DE CALOR:

A potência elétrica dissipada, por efeito Joule, pela resistência foi calculada como:

$$P = \frac{V^2}{R} \quad (\text{C.1})$$

onde V e R representam a tensão medida nos bornes da resistência elétrica e a resistência elétrica medida por um multímetro digital, respectivamente.

Os termopares foram calibrados no intervalo de temperaturas entre 20°C a 35°C usando termômetros da Omega de 0,1°C de subdivisão. A conversão de milivolts/°C foi feita através de um polinômio de nona ordem (Holman, 1989), e o desvio padrão da temperatura foi de 0,3°C. Pela estatística, considerando t-student igual a 2 ($t = 2$) e um grau de confiabilidade igual a 95%, vezes o desvio padrão, fornece a incerteza experimental da temperatura igual a $\pm 0,6^\circ\text{C}$.

Supondo conhecer as incertezas da voltagem (δV) e da resistência (δR), a incerteza da potência elétrica dissipada será,

$$\delta P = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial V} \delta V\right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial R} \delta R\right)^2} \quad (\text{C.2})$$

$$\delta P = \sqrt{\left(\frac{2V}{R} \delta V\right)^2 + \left(\frac{V^2}{R^2} \delta R\right)^2} \quad (\text{C.3})$$

fazendo,

$$Q_T = P \quad (\text{C.4})$$

$$\Delta Q_T = \Delta P$$

A quantidade de calor transferido para o fluido Q_{fluido} é dada pela subtração entre Q_{total} e o calor perdido $Q_{perdido}$ através da resina epóxi e do suporte de PVC, portanto:

$$Q_{fluido} = Q_{total} - Q_{perdido} \quad (\text{C.5})$$

$$Q_{perdido} = xQ_{total} \quad (\text{C.6})$$

$$Q_{fluido} = (1 - x)Q_{total} \quad (\text{C.7})$$

onde x é a fração da taxa do calor perdido.

A parcela de calor perdido foi calculada considerando uma transferência de calor unidirecional, onde leva-se em conta as resistências térmicas entre fonte aquecedora e fluido. O cálculo foi realizado no *software EES*, onde os dados de entrada foram a área correspondente ao suporte de PVC em contato com a superfície aquecida, a temperatura medida na superfície aquecida e a temperatura do PVC. Com o valor da condutividade do PVC que é de 0,15W/mK e o diâmetro externo do suporte de PVC, o cálculo do calor perdido fica:

$$R_t = \frac{L}{A_{PVC} k_{PVC}} \quad (\text{C.8})$$

$$Q_{perdido} = \frac{T_p - T_{PVC}}{R_t} \quad (\text{C.9})$$

A incerteza do calor transferido para o fluido resulta em:

$$\delta Q_{fluido} = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_{fluido}}{\partial x} \delta x\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{fluido}}{\partial Q_{total}} \delta Q_{total}\right)^2} \quad (C.10)$$

$$\delta Q_{fluido} = \sqrt{(Q_{total} \delta x)^2 + ((1-x)\delta Q_{total})^2} \quad (C.11)$$

onde δx corresponde a incerteza da fração da taxa de calor perdido, cujo valor é igual a x .

Para obter o valor da incerteza do fluxo de calor, tem-se que calcular a incerteza da área do disco de cobre, sendo esta:

$$A_d = \frac{\pi D^2}{4} \quad (C.12)$$

Logo,

$$\delta A_d = \sqrt{\left(\frac{\partial A_d}{\partial D}\right)^2 \delta D^2} \quad (C.13)$$

$$\delta A_d = \frac{\pi D}{2} \delta D \quad (C.14)$$

usando um micrômetro com precisão de $\pm 0,05\text{mm}$, encontrou-se $\delta A_d = 9,42\text{E-}07$.

Visto que,

$$q_{fluido} = \frac{Q_{fluido}}{A_d} \quad (C.15)$$

A incerteza do fluxo líquido de calor é dada por:

$$\delta q_{fluido} = \sqrt{\left(\frac{\partial q_{fluido}}{\partial Q_{fluido}} \delta Q_{fluido}\right)^2 + \left(\frac{\partial q_{fluido}}{\partial A_d} \delta A_d\right)^2} \quad (C.16)$$

$$\delta q_{\text{fluido}} = \sqrt{\left(\frac{1}{A_d} \delta Q_{\text{fluido}}\right)^2 + \left(\frac{Q_{\text{fluido}}}{A_d^2} \delta A_d\right)^2} \quad (\text{C.17})$$

C.2 INCERTEZA DE ΔT

A incerteza da diferença entre a temperatura do disco de cobre e a temperatura do fluido é dada por,

$$\delta(\Delta T) = \sqrt{\left(\frac{\partial(\Delta T)}{\partial T_p} \delta T_p\right)^2 + \left(\frac{\partial(\Delta T)}{\partial T_f} \delta T_f\right)^2} \quad (\text{C.18})$$

$$\delta(\Delta T) = \sqrt{\delta T_p^2 + \delta T_f^2} \quad (\text{C.19})$$

A incerteza da temperatura T não está sujeita a análise de incerteza pois depende dos termopares utilizados. Neste caso, o valor da incerteza foi de $\pm 0,6^\circ\text{C}$.

C.3 INCERTEZA NO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O coeficiente de transferência de calor é dado por,

$$h = \frac{q_{\text{fluido}}}{\Delta T} \quad (\text{C.20})$$

Logo,

$$\delta h = \sqrt{\left(\frac{\partial h}{\partial q_{\text{fluido}}} \delta q_{\text{fluido}}\right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial(\Delta T)} \delta(\Delta T)\right)^2} \quad (\text{C.21})$$

$$\delta h = \sqrt{\left(\frac{1}{\Delta T} \delta q_{\text{fluido}}\right)^2 + \left(\frac{q_{\text{fluido}}}{\Delta T^2} \delta(\Delta T)\right)^2} \quad (\text{C.22})$$

C.4 CÁLCULO DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

Na Tabela A.1 são apresentados os valores da resistência elétrica, do diâmetro do disco de cobre, da área do mesmo e suas incertezas experimentais, além das incertezas experimentais da temperatura e da voltagem.

Tabela C.1 – Valores das incertezas experimentais.

Material	$\delta(\Delta T)$ (°C)	δV (%)	R (Ω)	δR (Ω)	D (m)	δD (m)	A (m ²)	δA (m ²)
cobre	0,6	1	11,8	0,005	1,20E-02	5,00E-05	1,13E-04	9,42E-07

Nas Tabelas C.2 até C.8 são apresentados os valores calculados das incertezas do fluxo de calor e do coeficiente de transferência de calor para o fluido FC-72 e configuração VB45°.

Observa-se que a incerteza experimental para o fluxo de calor é inferior a 3% e que a incerteza do coeficiente de transferência de calor tende a aumentar com a diminuição do fluxo de calor, e o seu valor máximo calculado para o FC-72 e configuração VB45° foi de aproximadamente 24% para o confinamento $s = 1\text{mm}$ e fluxo de calor de 1kW/m^2 .

Tabela C.2 – Incertezas experimentais para FC-72, VB45° e $s = 0,1\text{mm}$.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	4,579E-05	4,579E-07	1,0087	0,0218	2,17	0,2676	0,0430	16,07
2,00	0,0200	6,346E-05	6,346E-07	2,9986	0,0649	2,17	0,4749	0,0462	9,75
2,58	0,0258	3,158E-05	3,158E-07	4,9901	0,1081	2,17	0,9350	0,1070	11,45
3,06	0,0306	1,663E-05	1,663E-07	7,0197	0,1521	2,17	1,4263	0,1766	12,38
3,65	0,0365	1,085E-05	1,085E-07	9,9877	0,2164	2,17	1,6797	0,1733	10,32
4,00	0,0400	2,839E-07	2,839E-09	11,9951	0,2599	2,17	1,9281	0,1905	9,88
4,47	0,0447	3,940E-06	3,940E-08	14,9795	0,3246	2,17	2,2416	0,2070	9,24
5,17	0,0517	1,533E-05	1,533E-07	20,0382	0,4342	2,17	2,4886	0,1931	7,76
5,78	0,0578	1,012E-05	1,012E-07	25,0459	0,5427	2,17	2,2045	0,1258	5,71
6,33	0,0633	1,655E-04	1,655E-06	30,0345	0,6508	2,17	1,2415	0,0408	3,29
6,83	0,0683	4,278E-04	4,278E-06	34,9575	0,7577	2,17	0,8810	0,0232	2,64

Tabela C.3 – Incertezas experimentais para FC-72, VB45° e $s = 0,2\text{mm}$.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	1,730E-05	1,730E-07	1,0087	0,0218	2,17	0,3820	0,0872	22,83
2,00	0,0200	3,526E-06	3,526E-08	2,9987	0,0649	2,17	0,3826	0,0304	7,96
2,58	0,0258	3,986E-06	3,986E-08	4,9902	0,1081	2,17	0,5775	0,0420	7,27
3,06	0,0306	4,459E-06	4,459E-08	7,0198	0,1521	2,17	0,8689	0,0672	7,74
3,65	0,0365	4,736E-06	4,736E-08	9,9877	0,2164	2,17	1,1954	0,0896	7,50
4,00	0,0400	5,181E-06	5,181E-08	11,9950	0,2599	2,17	1,3557	0,0965	7,12
4,47	0,0447	6,180E-06	6,180E-08	14,9795	0,3246	2,17	1,6028	0,1086	6,78
5,17	0,0517	7,343E-06	7,343E-08	20,0384	0,4342	2,17	1,8687	0,1121	6,00
5,78	0,0578	9,492E-06	9,492E-08	25,0459	0,5427	2,17	1,9608	0,1014	5,17
6,33	0,0633	9,930E-06	9,930E-08	30,0392	0,6509	2,17	1,9352	0,0857	4,43
6,83	0,0683	1,165E-05	1,165E-07	34,9721	0,7578	2,17	1,7703	0,0660	3,73

Tabela C.4 – Incertezas experimentais para FC-72, VB45° e $s = 0,3\text{mm}$.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	5,111E-05	5,111E-07	1,0087	0,0218	2,17	0,2348	0,0331	14,13
2,00	0,0200	6,337E-05	6,337E-07	2,9986	0,0649	2,17	0,4181	0,0361	8,64
2,58	0,0258	6,079E-05	6,079E-07	4,9899	0,1081	2,17	0,6420	0,0514	8,02
3,06	0,0306	4,655E-05	4,655E-07	7,0195	0,1521	2,17	0,8807	0,0690	7,83
3,65	0,0365	4,161E-06	4,161E-08	9,9878	0,2164	2,17	1,4197	0,1249	8,80
4,00	0,0400	6,027E-06	6,027E-08	11,9950	0,2599	2,17	1,7269	0,1538	8,91
4,47	0,0447	1,734E-06	1,734E-08	14,9796	0,3246	2,17	2,1913	0,1981	9,04
5,17	0,0517	7,138E-06	7,138E-08	20,0384	0,4342	2,17	2,6908	0,2245	8,34
5,78	0,0578	1,605E-06	1,605E-08	25,0461	0,5427	2,17	2,8366	0,2023	7,13
6,33	0,0633	2,877E-05	2,877E-07	30,0386	0,6509	2,17	2,7880	0,1666	5,98
6,83	0,0683	2,392E-05	2,392E-07	34,9717	0,7578	2,17	2,5388	0,1235	4,87

Tabela C.5 – Incertezas experimentais para FC-72, VB45° e $s = 0,4\text{mm}$.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	5,038E-05	5,038E-07	1,0091	0,0218	2,17	0,2898	0,0503	17,37
2,00	0,0200	7,204E-05	7,204E-07	2,9996	0,0650	2,17	0,4507	0,0417	9,27
2,58	0,0258	6,650E-05	6,650E-07	4,9917	0,1081	2,17	0,6623	0,0546	8,25
3,06	0,0306	2,869E-05	2,869E-07	7,0221	0,1521	2,17	1,1735	0,1203	10,26
3,65	0,0365	1,159E-06	1,159E-08	9,9913	0,2165	2,17	1,7026	0,1779	10,45
4,00	0,0400	1,505E-06	1,505E-08	11,9993	0,2600	2,17	1,9526	0,1952	10,00
4,47	0,0447	1,102E-05	1,102E-07	14,9847	0,3247	2,17	2,1459	0,1901	8,86
5,17	0,0517	6,295E-06	6,295E-08	20,0455	0,4344	2,17	2,5521	0,2026	7,94
5,78	0,0578	1,299E-05	1,299E-07	25,0547	0,5429	2,17	2,7699	0,1933	6,98
6,33	0,0633	2,822E-05	2,822E-07	30,0493	0,6512	2,17	2,8319	0,1715	6,06
6,83	0,0683	1,861E-05	1,861E-07	34,9842	0,7581	2,17	2,8774	0,1550	5,39

Tabela C.6 – Incertezas experimentais para FC-72, VB45° e $s = 0,5\text{mm}$.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	4,843E-06	4,843E-06	1,0091	0,0218	2,17	0,3852	0,0886	23,01
2,00	0,0200	1,552E-06	1,552E-06	2,9998	0,0650	2,17	0,4052	0,0340	8,39
2,58	0,0258	1,085E-06	1,085E-06	4,9920	0,1081	2,17	0,6459	0,0520	8,06
3,06	0,0306	2,237E-06	2,237E-06	7,0223	0,1521	2,17	0,9253	0,0758	8,20
3,65	0,0365	3,045E-06	3,045E-06	9,9913	0,2165	2,17	1,2413	0,0963	7,76
4,00	0,0400	3,359E-06	3,359E-06	11,9993	0,2600	2,17	1,4263	0,1063	7,45
4,47	0,0447	3,808E-06	3,808E-06	14,9848	0,3247	2,17	1,6872	0,1197	7,10
5,17	0,0517	5,246E-06	5,246E-06	20,0455	0,4344	2,17	1,9460	0,1209	6,21
5,78	0,0578	6,475E-06	6,475E-06	25,0548	0,5429	2,17	2,0432	0,1093	5,35
6,33	0,0633	8,125E-06	8,125E-06	30,0499	0,6512	2,17	1,9994	0,0908	4,54
6,83	0,0683	9,536E-06	9,536E-06	34,9845	0,7581	2,17	1,2845	0,0397	3,09

Tabela C.7 – Incertezas experimentais para FC-72, VB45° e s = 1mm.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	2,353E-06	2,353E-08	1,0091	0,0218	2,17	0,4020	0,0964	24,00
2,00	0,0200	2,987E-06	2,987E-08	2,9998	0,0650	2,17	0,4134	0,0353	8,55
2,58	0,0258	3,769E-06	3,769E-08	4,9920	0,1081	2,17	0,5018	0,0321	6,41
3,06	0,0306	4,699E-06	4,699E-08	7,0223	0,1521	2,17	0,7873	0,0556	7,07
3,65	0,0365	5,624E-06	5,624E-08	9,9913	0,2165	2,17	1,1021	0,0767	6,96
4,00	0,0400	6,525E-06	6,525E-08	11,9993	0,2600	2,17	1,2927	0,0881	6,82
4,47	0,0447	7,396E-06	7,396E-08	14,9848	0,3247	2,17	1,5438	0,1011	6,55
5,17	0,0517	8,706E-06	8,706E-08	20,0455	0,4344	2,17	1,8371	0,1085	5,91
5,78	0,0578	9,635E-06	9,635E-08	25,0548	0,5429	2,17	2,0043	0,1055	5,27
6,33	0,0633	1,067E-05	1,067E-07	30,0498	0,6512	2,17	2,0583	0,0956	4,65
6,83	0,0683	1,137E-05	1,137E-07	34,9845	0,7581	2,17	2,0903	0,0875	4,19

Tabela C.8 – Incertezas experimentais para FC-72, VB45° e s = 13mm.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	2,414E-06	2,414E-08	1,0091	0,0218	2,17	0,3024	0,0547	18,11
2,00	0,0200	3,067E-06	3,067E-08	2,9998	0,0650	2,17	0,3951	0,0323	8,20
2,58	0,0258	3,084E-06	3,084E-08	4,9920	0,1081	2,17	0,6253	0,0489	7,82
3,06	0,0306	3,706E-06	3,706E-08	7,0223	0,1521	2,17	0,8794	0,0687	7,82
3,65	0,0365	4,952E-06	4,952E-08	9,9913	0,2165	2,17	1,1771	0,0870	7,39
4,00	0,0400	5,505E-06	5,505E-08	11,9993	0,2600	2,17	1,3496	0,0956	7,09
4,47	0,0447	6,345E-06	6,345E-08	14,9848	0,3247	2,17	1,5635	0,1035	6,63
5,17	0,0517	7,837E-06	7,837E-08	20,0455	0,4344	2,17	1,8804	0,1134	6,03
5,78	0,0578	9,425E-06	9,425E-08	25,0548	0,5429	2,17	2,1411	0,1191	5,57
6,33	0,0633	1,085E-05	1,085E-07	30,0498	0,6512	2,17	2,3888	0,1251	5,24
6,83	0,0683	1,230E-05	1,230E-07	34,9845	0,7581	2,17	2,6321	0,1318	5,01

Para o fluido FC-72 e configuração VC45°, tem-se que a incerteza experimental para o fluxo de calor é inferior a 3% e que o coeficiente de transferência de calor possui uma incerteza de no máximo 17,3%, para o caso sem confinamento.

Tabela C.9 – Incertezas experimentais para FC-72, VC45° e $s = 0,1\text{mm}$.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	8,316E-05	8,316E-07	1,0090	0,0218	2,17	0,2008	0,0243	12,14
2,00	0,0200	7,745E-05	7,745E-07	2,9996	0,0650	2,17	0,4487	0,0414	9,23
2,58	0,0258	6,737E-05	6,737E-07	4,9917	0,1081	2,17	0,7992	0,0787	9,85
3,06	0,0306	5,849E-05	5,849E-07	7,0219	0,1521	2,17	1,0725	0,1010	9,42
3,65	0,0365	4,238E-05	4,238E-07	9,9909	0,2165	2,17	1,4763	0,1347	9,13
4,00	0,0400	3,446E-05	3,446E-07	11,9989	0,2600	2,17	1,7314	0,1545	8,92
4,47	0,0447	2,190E-05	2,190E-07	14,9846	0,3247	2,17	2,0617	0,1759	8,54
5,17	0,0517	7,781E-06	7,781E-08	20,0455	0,4344	2,17	2,4481	0,1870	7,64
5,78	0,0578	2,514E-05	2,514E-07	25,0544	0,5429	2,17	2,2339	0,1289	5,77
6,33	0,0633	9,314E-05	9,314E-07	30,0473	0,6511	2,17	1,6984	0,0683	4,02
6,83	0,0683	2,763E-04	2,763E-06	34,9752	0,7580	2,17	1,0928	0,0313	2,87
7,31	0,0731	3,584E-04	3,584E-06	40,0607	0,8683	2,17	1,0903	0,0295	2,71

Tabela C.10 – Incertezas experimentais para FC-72, VC45° e $s = 0,2\text{mm}$.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	8,653E-05	8,653E-07	1,0090	0,0218	2,17	0,1954	0,0231	11,82
2,00	0,0200	8,123E-05	8,123E-07	2,9996	0,0650	2,17	0,5296	0,0572	10,81
2,58	0,0258	7,097E-05	7,097E-07	4,9917	0,1081	2,17	0,8260	0,0839	10,16
3,06	0,0306	4,952E-05	4,952E-07	7,0220	0,1521	2,17	1,2017	0,1261	10,49
3,65	0,0365	3,238E-05	3,238E-07	9,9910	0,2165	2,17	1,6291	0,1632	10,02
4,00	0,0400	2,212E-05	2,212E-07	11,9991	0,2600	2,17	1,9225	0,1894	9,85
4,47	0,0447	1,447E-05	1,447E-07	14,9847	0,3247	2,17	2,2298	0,2048	9,19
5,17	0,0517	5,953E-06	5,953E-08	20,0455	0,4344	2,17	2,5469	0,2018	7,93
5,78	0,0578	6,524E-06	6,524E-08	25,0548	0,5429	2,17	2,5465	0,1648	6,47
6,33	0,0633	1,582E-05	1,582E-07	30,0497	0,6512	2,17	2,3803	0,1243	5,22
6,83	0,0683	2,719E-05	2,719E-07	34,9839	0,7581	2,17	2,2437	0,0991	4,42
7,31	0,0731	5,503E-05	5,503E-07	40,0728	0,8684	2,17	2,0798	0,0789	3,79

Tabela C.11 – Incertezas experimentais para FC-72, VC45° e s = 0,3mm.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	8,821E-05	8,821E-07	1,0090	0,0218	2,17	0,1723	0,0180	10,47
2,00	0,0200	9,654E-05	9,654E-07	2,9995	0,0650	2,17	0,3901	0,0315	8,10
2,58	0,0258	7,562E-05	7,562E-07	4,9916	0,1081	2,17	0,6758	0,0568	8,41
3,06	0,0306	6,103E-05	6,103E-07	7,0219	0,1521	2,17	0,9514	0,0800	8,41
3,65	0,0365	3,813E-05	3,813E-07	9,9909	0,2165	2,17	1,3989	0,1213	8,68
4,00	0,0400	3,786E-05	3,786E-07	11,9989	0,2600	2,17	1,5200	0,1201	7,90
4,47	0,0447	3,097E-05	3,097E-07	14,9844	0,3247	2,17	1,7281	0,1253	7,25
5,17	0,0517	3,107E-05	3,107E-07	20,0450	0,4344	2,17	1,8951	0,1150	6,07
5,78	0,0578	4,287E-05	4,287E-07	25,0539	0,5429	2,17	1,8841	0,0943	5,01
6,33	0,0633	5,670E-05	5,670E-07	30,0484	0,6512	2,17	1,8259	0,0774	4,24
6,83	0,0683	6,468E-05	6,468E-07	34,9826	0,7581	2,17	1,8525	0,0712	3,85
7,31	0,0731	6,819E-05	6,819E-07	40,0723	0,8684	2,17	1,9073	0,0683	3,59

Tabela C.12 – Incertezas experimentais para FC-72, VC45° e s = 0,4mm.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	8,537E-05	8,537E-07	1,0090	0,0218	2,17	0,1711	0,0178	10,41
2,00	0,0200	9,756E-05	9,756E-07	2,9995	0,0650	2,17	0,3861	0,0309	8,02
2,58	0,0258	7,716E-05	7,716E-07	4,9916	0,1081	2,17	0,6746	0,0566	8,39
3,06	0,0306	6,642E-05	6,642E-07	7,0218	0,1521	2,17	0,9209	0,0751	8,16
3,65	0,0365	5,486E-05	5,486E-07	9,9908	0,2165	2,17	1,2387	0,0959	7,75
4,00	0,0400	4,177E-05	4,177E-07	11,9989	0,2600	2,17	1,4447	0,1089	7,54
4,47	0,0447	3,516E-05	3,516E-07	14,9844	0,3247	2,17	1,6698	0,1173	7,03
5,17	0,0517	3,253E-05	3,253E-07	20,0450	0,4344	2,17	1,8923	0,1147	6,06
5,78	0,0578	3,853E-05	3,853E-07	25,0540	0,5429	2,17	1,9438	0,0998	5,13
6,33	0,0633	4,992E-05	4,992E-07	30,0486	0,6512	2,17	1,9281	0,0851	4,42
6,83	0,0683	5,174E-05	5,174E-07	34,9831	0,7581	2,17	1,9736	0,0793	4,02
7,31	0,0731	6,806E-05	6,806E-07	40,0723	0,8684	2,17	1,9452	0,0706	3,63

Tabela C.13 – Incertezas experimentais para FC-72, VC45° e $s = 0,5\text{mm}$.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	8,978E-05	8,978E-05	1,0090	0,0218	2,17	0,1668	0,0169	10,16
2,00	0,0200	6,660E-05	6,660E-05	2,9996	0,0650	2,17	0,5544	0,0626	11,30
2,58	0,0258	6,227E-05	6,227E-05	4,9917	0,1081	2,17	0,8411	0,0869	10,34
3,06	0,0306	5,318E-05	5,318E-05	7,0219	0,1521	2,17	1,1324	0,1123	9,92
3,65	0,0365	4,782E-05	4,782E-05	9,9909	0,2165	2,17	1,4212	0,1251	8,81
4,00	0,0400	5,018E-05	5,018E-05	11,9988	0,2600	2,17	1,5529	0,1252	8,06
4,47	0,0447	4,403E-05	4,403E-05	14,9842	0,3247	2,17	1,7571	0,1293	7,36
5,17	0,0517	4,400E-05	4,400E-05	20,0447	0,4344	2,17	1,9203	0,1179	6,14
5,78	0,0578	6,049E-05	6,049E-05	25,0535	0,5429	2,17	1,8499	0,0912	4,93
6,33	0,0633	7,610E-05	7,610E-05	30,0478	0,6512	2,17	1,8113	0,0763	4,22
6,83	0,0683	9,037E-05	9,037E-05	34,9817	0,7581	2,17	1,7541	0,0650	3,71
7,31	0,0731	8,658E-05	8,658E-05	40,0716	0,8684	2,17	1,8108	0,0628	3,47

Tabela C.14 – Incertezas experimentais para FC-72, VC45° e $s = 1\text{mm}$.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	7,475E-05	7,475E-07	1,0090	0,0218	2,17	0,2192	0,0289	13,22
2,00	0,0200	1,054E-04	1,054E-06	2,9995	0,0650	2,17	0,3752	0,0293	7,81
2,58	0,0258	1,130E-04	1,130E-06	4,9914	0,1081	2,17	0,5164	0,0339	6,58
3,06	0,0306	1,126E-04	1,126E-06	7,0215	0,1521	2,17	0,6757	0,0416	6,17
3,65	0,0365	8,129E-05	8,129E-07	9,9905	0,2165	2,17	1,0255	0,0669	6,53
4,00	0,0400	7,971E-05	7,971E-07	11,9984	0,2600	2,17	1,1502	0,0707	6,15
4,47	0,0447	8,111E-05	8,111E-07	14,9837	0,3247	2,17	1,2844	0,0716	5,58
5,17	0,0517	8,064E-05	8,064E-07	20,0440	0,4344	2,17	1,4820	0,0731	4,94
5,78	0,0578	6,909E-05	6,909E-07	25,0533	0,5429	2,17	1,7075	0,0790	4,63
6,33	0,0633	4,806E-05	4,806E-07	30,0487	0,6512	2,17	1,9392	0,0860	4,44
6,83	0,0683	2,897E-05	2,897E-07	34,9839	0,7581	2,17	2,1504	0,0919	4,28
7,31	0,0731	1,271E-05	1,271E-07	40,0745	0,8684	2,17	2,3573	0,0976	4,14

Tabela C.15 – Incertezas experimentais para FC-72, VC45° e s = 13mm.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	5,625E-05	5,625E-07	1,0090	0,0218	2,17	0,2884	0,0498	17,29
2,00	0,0200	1,218E-04	1,218E-06	2,9994	0,0650	2,17	0,3285	0,0227	6,92
2,58	0,0258	1,471E-04	1,471E-06	4,9913	0,1081	2,17	0,4095	0,0220	5,38
3,06	0,0306	1,442E-04	1,442E-06	7,0213	0,1521	2,17	0,5467	0,0281	5,15
3,65	0,0365	1,322E-04	1,322E-06	9,9900	0,2165	2,17	0,7509	0,0375	5,00
4,00	0,0400	1,215E-04	1,215E-06	11,9979	0,2600	2,17	0,8925	0,0442	4,96
4,47	0,0447	1,072E-04	1,074E-06	14,9833	0,3247	2,17	1,0944	0,0535	4,89
5,17	0,0517	8,452E-05	8,451E-07	20,0439	0,4344	2,17	1,4272	0,0683	4,79
5,78	0,0578	6,152E-05	6,185E-07	25,0535	0,5429	2,17	1,7438	0,0820	4,71
6,33	0,0633	3,595E-05	3,595E-07	30,0490	0,6512	2,17	2,0504	0,0949	4,63
6,83	0,0683	1,057E-05	1,057E-07	34,9845	0,7581	2,17	2,3511	0,1076	4,58
7,31	0,0731	6,129E-07	6,129E-09	40,0750	0,8685	2,17	2,6548	0,1201	4,53

Para a configuração VC90° e fluido FC-72, a incerteza do fluxo de calor fica em torno de 2,2% e o maior valor encontrado para a incerteza do coeficiente de transferência de calor foi 16,57%, quando não há confinamento. Esses valores podem ser verificados nas Tabelas C.16 a C.22.

Tabela C.16 – Incertezas experimentais para FC-72, VC90° e s = 0,1mm.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	8,967E-05	8,967E-07	1,0090	0,0218	2,17	0,1800	0,0196	10,92
2,00	0,0200	8,692E-05	8,692E-07	2,9995	0,0650	2,17	0,4521	0,0420	9,30
2,58	0,0258	7,385E-05	7,385E-07	4,9916	0,1081	2,17	0,7303	0,0660	9,04
3,06	0,0306	6,634E-05	6,634E-07	7,0218	0,1521	2,17	0,9732	0,0836	8,59
3,65	0,0365	5,370E-05	5,370E-07	9,9908	0,2165	2,17	1,2960	0,1047	8,08
4,00	0,0400	4,702E-05	4,702E-07	11,9988	0,2600	2,17	1,4765	0,1136	7,70
4,47	0,0447	3,922E-05	3,922E-07	14,9843	0,3247	2,17	1,7087	0,1226	7,18
5,17	0,0517	3,167E-05	3,167E-07	20,0450	0,4344	2,17	1,9789	0,1248	6,31
5,78	0,0578	5,732E-05	5,732E-07	25,0536	0,5429	2,17	1,7868	0,0857	4,80
6,33	0,0633	1,920E-04	1,920E-06	30,0444	0,6511	2,17	1,1723	0,0374	3,19
6,83	0,0683	4,545E-04	4,545E-06	34,9690	0,7580	2,17	0,8387	0,0218	2,60

Tabela C.17 – Incertezas experimentais para FC-72, VC90° e $s = 0,2\text{mm}$.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	9,283E-05	9,283E-07	1,0090	0,0218	2,17	0,1850	0,0207	11,21
2,00	0,0200	8,121E-05	8,121E-07	2,9996	0,0650	2,17	0,5251	0,0563	10,72
2,58	0,0258	6,382E-05	6,382E-07	4,9917	0,1081	2,17	0,9185	0,1033	11,25
3,06	0,0306	4,949E-05	4,949E-07	7,0220	0,1521	2,17	1,3315	0,1542	11,58
3,65	0,0365	4,762E-05	4,762E-07	9,9909	0,2165	2,17	1,5433	0,1469	9,52
4,00	0,0400	4,570E-05	4,570E-07	11,9988	0,2600	2,17	1,7097	0,1508	8,82
4,47	0,0447	5,402E-05	5,402E-07	14,9841	0,3247	2,17	1,7115	0,1230	7,19
5,17	0,0517	8,923E-05	8,923E-07	20,0438	0,4343	2,17	1,5284	0,0773	5,06
5,78	0,0578	1,471E-04	1,471E-06	25,0513	0,5429	2,17	1,3122	0,0501	3,82
6,33	0,0633	2,177E-04	2,177E-06	30,0436	0,6511	2,17	1,1482	0,0362	3,16
6,83	0,0683	2,496E-04	2,496E-06	34,9761	0,7580	2,17	1,1485	0,0336	2,93
7,31	0,0731	3,778E-04	3,778E-06	40,0599	0,8683	2,17	1,0068	0,0265	2,64

Tabela C.18 – Incertezas experimentais para FC-72, VC90° e $s = 0,3\text{mm}$.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	8,584E-05	8,584E-07	1,0090	0,0218	2,17	0,1728	0,0181	10,51
2,00	0,0200	1,074E-04	1,074E-06	2,9995	0,0650	2,17	0,3521	0,0259	7,37
2,58	0,0258	7,147E-05	7,147E-07	4,9916	0,1081	2,17	0,7080	0,0621	8,78
3,06	0,0306	6,485E-05	6,485E-07	7,0218	0,1521	2,17	0,9427	0,0786	8,34
3,65	0,0365	5,211E-05	5,211E-07	9,9908	0,2165	2,17	1,2610	0,0993	7,88
4,00	0,0400	4,551E-05	4,551E-07	11,9988	0,2600	2,17	1,4444	0,1089	7,54
4,47	0,0447	3,479E-05	3,479E-07	14,9844	0,3247	2,17	1,7246	0,1248	7,24
5,17	0,0517	1,517E-05	1,517E-07	20,0453	0,4344	2,17	2,0998	0,1396	6,65
5,78	0,0578	1,071E-05	1,071E-07	25,0547	0,5429	2,17	2,2446	0,1301	5,80
6,33	0,0633	9,881E-06	9,881E-08	30,0498	0,6512	2,17	2,3309	0,1196	5,13
6,83	0,0683	1,465E-05	1,465E-07	34,9844	0,7581	2,17	2,3336	0,1062	4,55
7,31	0,0731	2,030E-05	2,030E-07	40,0742	0,8684	2,17	2,3023	0,0937	4,07

Tabela C.19 – Incertezas experimentais para FC-72, VC90° e $s = 0,4\text{mm}$.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	8,681E-05	8,681E-07	1,0090	0,0218	2,17	0,1874	0,0212	11,36
2,00	0,0200	7,394E-05	7,394E-07	2,9996	0,0650	2,17	0,5028	0,0517	10,29
2,58	0,0258	8,208E-05	8,208E-07	4,9916	0,1081	2,17	0,7006	0,0609	8,70
3,06	0,0306	6,930E-05	6,930E-07	7,0218	0,1521	2,17	0,9936	0,0870	8,76
3,65	0,0365	5,042E-05	5,042E-07	9,9908	0,2165	2,17	1,3418	0,1119	8,34
4,00	0,0400	4,101E-05	4,101E-07	11,9989	0,2600	2,17	1,5648	0,1270	8,12
4,47	0,0447	2,904E-05	2,904E-07	14,9844	0,3247	2,17	1,8482	0,1425	7,71
5,17	0,0517	1,581E-05	1,581E-07	20,0453	0,4344	2,17	2,2070	0,1534	6,95
5,78	0,0578	1,047E-05	1,047E-07	25,0547	0,5429	2,17	2,3894	0,1462	6,12
6,33	0,0633	1,287E-05	1,287E-07	30,0497	0,6512	2,17	2,4446	0,1305	5,34
6,83	0,0683	1,426E-05	1,426E-07	34,9844	0,7581	2,17	2,4570	0,1164	4,74
7,31	0,0731	2,537E-05	2,537E-07	40,0740	0,8684	2,17	2,3239	0,0952	4,10

Tabela C.20 – Incertezas experimentais para FC-72, VC90° e $s = 0,5\text{mm}$.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	5,808E-05	5,808E-05	1,0090	0,0218	2,17	0,2675	0,0429	16,06
2,00	0,0200	6,501E-05	6,501E-05	2,9996	0,0650	2,17	0,6071	0,0749	12,34
2,58	0,0258	6,208E-05	6,208E-05	4,9917	0,1081	2,17	0,8893	0,0970	10,91
3,06	0,0306	5,618E-05	5,618E-05	7,0219	0,1521	2,17	1,1674	0,1191	10,21
3,65	0,0365	4,955E-05	4,955E-05	9,9908	0,2165	2,17	1,4632	0,1324	9,05
4,00	0,0400	4,769E-05	4,769E-05	11,9988	0,2600	2,17	1,6009	0,1327	8,29
4,47	0,0447	4,559E-05	4,559E-05	14,9842	0,3247	2,17	1,7336	0,1260	7,27
5,17	0,0517	5,283E-05	5,283E-05	20,0446	0,4344	2,17	1,7838	0,1028	5,76
5,78	0,0578	5,887E-05	5,887E-05	25,0535	0,5429	2,17	1,7926	0,0862	4,81
6,33	0,0633	8,537E-05	8,537E-05	30,0476	0,6512	2,17	1,7059	0,0688	4,04
6,83	0,0683	1,122E-04	1,122E-04	34,9810	0,7581	2,17	1,5950	0,0556	3,49
7,31	0,0731	1,471E-04	1,471E-04	40,0691	0,8684	2,17	1,4990	0,0467	3,12

Tabela C.21 – Incertezas experimentais para FC-72, VC90° e s = 1mm.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	6,785E-05	6,785E-07	1,0090	0,0218	2,17	0,2333	0,0327	14,04
2,00	0,0200	6,892E-05	6,892E-07	2,9996	0,0650	2,17	0,5620	0,0643	11,45
2,58	0,0258	6,871E-05	6,871E-07	4,9917	0,1081	2,17	0,8021	0,0792	9,88
3,06	0,0306	6,962E-05	6,962E-07	7,0218	0,1521	2,17	0,9710	0,0832	8,58
3,65	0,0365	6,951E-05	6,951E-07	9,9906	0,2165	2,17	1,1805	0,0875	7,41
4,00	0,0400	7,216E-05	7,216E-07	11,9985	0,2600	2,17	1,2916	0,0880	6,81
4,47	0,0447	6,911E-05	6,911E-07	14,9838	0,3247	2,17	1,4545	0,0903	6,21
5,17	0,0517	6,932E-05	6,932E-07	20,0442	0,4344	2,17	1,6480	0,0888	5,39
5,78	0,0578	8,639E-05	8,639E-07	25,0528	0,5429	2,17	1,6356	0,0732	4,48
6,33	0,0633	1,187E-04	1,187E-06	30,0466	0,6511	2,17	1,5145	0,0563	3,72
6,83	0,0683	1,317E-04	1,317E-06	34,9803	0,7581	2,17	1,5069	0,0508	3,37
7,31	0,0731	1,471E-04	1,471E-06	40,0691	0,8684	2,17	1,5013	0,0468	3,12

Tabela C.22 – Incertezas experimentais para FC-72, VC90° e s = 13mm.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	6,278E-05	6,278E-07	1,0090	0,0218	2,17	0,2762	0,0457	16,57
2,00	0,0200	1,172E-04	1,172E-06	2,9995	0,0650	2,17	0,3506	0,0257	7,34
2,58	0,0258	1,591E-04	1,591E-06	4,9912	0,1081	2,17	0,3979	0,0209	5,25
3,06	0,0306	1,517E-04	1,517E-06	7,0212	0,1521	2,17	0,5431	0,0278	5,12
3,65	0,0365	1,482E-04	1,482E-06	9,9898	0,2165	2,17	0,7153	0,0344	4,81
4,00	0,0400	1,432E-04	1,432E-06	11,9976	0,2600	2,17	0,8381	0,0395	4,72
4,47	0,0447	1,292E-04	1,292E-06	14,9829	0,3247	2,17	1,0264	0,0476	4,65
5,17	0,0517	1,126E-04	1,126E-06	20,0434	0,4343	2,17	1,3138	0,0590	4,49
5,78	0,0578	9,307E-05	9,307E-07	25,0527	0,5429	2,17	1,6012	0,0705	4,40
6,33	0,0633	7,369E-05	7,369E-07	30,0479	0,6512	2,17	1,8697	0,0807	4,32
6,83	0,0683	5,355E-05	5,355E-07	34,9830	0,7581	2,17	2,1274	0,0902	4,24
7,31	0,0731	2,910E-05	2,910E-07	40,0739	0,8684	2,17	2,3809	0,0993	4,17

Para o fluido FC-87, a única configuração com a qual foi realizado teste foi VC90°. Para esta configuração, todos os níveis de confinamento foram testados e o cálculo das incertezas experimentais foi realizado para cada um desses. Como pode-se observar nas Tabelas C.23 a C.29, o fluxo de calor possui uma incerteza abaixo de 3% e a incerteza obtida para o coeficiente de transferência de calor teve valor máximo de 17,12%, para s = 13mm.

Tabela C.23 – Incertezas experimentais para FC-87, VC90° e s = 0,1mm.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	7,656E-05	7,656E-07	1,0090	0,0218	2,17	0,1750	0,0186	10,63
2,00	0,0200	5,541E-05	5,541E-07	2,9996	0,0650	2,17	0,5266	0,0566	10,75
2,58	0,0258	4,011E-05	4,011E-07	4,9918	0,1081	2,17	0,9364	0,1073	11,46
3,06	0,0306	2,884E-05	2,884E-07	7,0221	0,1521	2,17	1,2889	0,1446	11,22
3,65	0,0365	7,272E-06	7,272E-08	9,9913	0,2165	2,17	1,8941	0,2193	11,58
4,00	0,0400	3,521E-07	3,521E-09	11,9994	0,2600	2,17	2,1686	0,2398	11,06
4,47	0,0447	2,109E-06	2,109E-08	14,9848	0,3247	2,17	2,4672	0,2495	10,11
5,17	0,0517	2,051E-05	2,051E-07	20,0452	0,4344	2,17	2,6862	0,2237	8,33
5,78	0,0578	6,610E-06	6,610E-08	25,0548	0,5429	2,17	2,3139	0,1376	5,95
6,33	0,0633	4,122E-05	4,122E-07	30,0489	0,6512	2,17	1,9977	0,0906	4,54
6,83	0,0683	7,252E-05	7,252E-07	34,9823	0,7581	2,17	1,8527	0,0712	3,85
7,31	0,0731	1,189E-04	1,189E-06	40,0703	0,8684	2,17	1,6901	0,0563	3,33

Tabela C.24 – Incertezas experimentais para FC-87, VC90° e s = 0,2mm.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	8,033E-05	8,033E-07	1,0090	0,0218	2,17	0,1738	0,0183	10,56
2,00	0,0200	5,136E-05	5,136E-07	2,9997	0,0650	2,17	0,6075	0,0749	12,34
2,58	0,0258	3,827E-05	3,827E-07	4,9918	0,1081	2,17	1,0070	0,1238	12,30
3,06	0,0306	2,678E-05	2,678E-07	7,0221	0,1521	2,17	1,3909	0,1680	12,08
3,65	0,0365	1,293E-05	1,293E-07	9,9912	0,2165	2,17	1,8751	0,2150	11,47
4,00	0,0400	1,653E-06	1,653E-08	11,9993	0,2600	2,17	2,3736	0,2863	12,07
4,47	0,0447	1,119E-06	1,119E-08	14,9849	0,3247	2,17	2,7975	0,3191	11,41
5,17	0,0517	6,623E-06	6,623E-08	20,0455	0,4344	2,17	3,1456	0,3039	9,66
5,78	0,0578	5,917E-06	5,917E-08	25,0549	0,5429	2,17	3,0793	0,2366	7,69
6,33	0,0633	8,675E-06	8,675E-08	30,0499	0,6512	2,17	2,9626	0,1866	6,30
6,83	0,0683	2,892E-05	2,892E-07	34,9839	0,7581	2,17	2,6609	0,1344	5,05
7,31	0,0731	2,479E-05	2,479E-07	40,0740	0,8684	2,17	2,3588	0,0977	4,14

Tabela C.25 – Incertezas experimentais para FC-87, VC90° e s = 0,3mm.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	7,214E-05	7,214E-07	1,0090	0,0218	2,17	0,18716	0,0212	11,34
2,00	0,0200	5,473E-05	5,473E-07	2,9996	0,0650	2,17	0,5761	0,0675	11,73
2,58	0,0258	4,073E-05	4,073E-07	4,9918	0,1081	2,17	0,9738	0,1159	11,90
3,06	0,0306	2,231E-05	2,231E-07	7,0221	0,1521	2,17	1,4695	0,1872	12,74
3,65	0,0365	4,433E-06	4,433E-08	9,9913	0,2165	2,17	2,0775	0,2630	12,66
4,00	0,0400	5,507E-06	5,507E-08	11,9993	0,2600	2,17	2,4272	0,2992	12,33
4,47	0,0447	7,597E-07	7,597E-09	14,9849	0,3247	2,17	2,8286	0,3261	11,53
5,17	0,0517	7,633E-06	7,633E-08	20,0455	0,4344	2,17	3,2557	0,3250	9,98
5,78	0,0578	1,652E-05	1,652E-07	25,0546	0,5429	2,17	3,3203	0,2736	8,24
6,33	0,0633	1,445E-05	1,445E-07	30,0497	0,6512	2,17	3,2403	0,2211	6,82
6,83	0,0683	2,327E-05	2,327E-07	34,9841	0,7581	2,17	3,0242	0,1700	5,62
7,31	0,0731	4,039E-04	4,039E-06	40,0588	0,8683	2,17	1,0917	0,0296	2,72

Tabela C.26 – Incertezas experimentais para FC-87, VC90° e s = 0,4mm.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	7,089E-05	7,089E-07	1,0090	0,0218	2,17	0,1913	0,0221	11,58
2,00	0,0200	4,737E-05	4,737E-07	2,9997	0,0650	2,17	0,6336	0,0814	12,86
2,58	0,0258	3,973E-05	3,973E-07	4,9918	0,1081	2,17	0,9647	0,1138	11,80
3,06	0,0306	2,404E-05	2,404E-07	7,0221	0,1521	2,17	1,4035	0,1710	12,19
3,65	0,0365	1,274E-05	1,274E-07	9,9912	0,2165	2,17	1,8134	0,2013	11,10
4,00	0,0400	4,239E-06	4,239E-08	11,9993	0,2600	2,17	2,0966	0,2244	10,71
4,47	0,0447	6,273E-06	6,273E-08	14,9848	0,3247	2,17	2,3771	0,2320	9,76
5,17	0,0517	2,404E-06	2,404E-08	20,0456	0,4344	2,17	2,6999	0,2259	8,37
5,78	0,0578	1,525E-05	1,525E-07	25,0546	0,5429	2,17	2,8236	0,2005	7,10
6,33	0,0633	1,100E-05	1,100E-07	30,0498	0,6512	2,17	2,8816	0,1771	6,15
6,83	0,0683	2,623E-05	2,623E-07	34,9840	0,7581	2,17	2,9278	0,1601	5,47
7,31	0,0731	5,334E-05	5,334E-07	40,0729	0,8684	2,17	2,5787	0,1141	4,43

Tabela C.27 – Incertezas experimentais para FC-87, VC90° e $s = 0,5\text{mm}$.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	6,887E-05	6,887E-07	1,0090	0,0218	2,17	0,2047	0,0253	12,36
2,00	0,0200	3,337E-05	3,336E-07	2,9997	0,0650	2,17	0,8747	0,1542	17,63
2,58	0,0258	4,892E-05	4,892E-07	4,9918	0,1081	2,17	0,9675	0,1144	11,83
3,06	0,0306	3,539E-05	3,539E-07	7,0221	0,1521	2,17	1,3228	0,1522	11,51
3,65	0,0365	2,459E-05	2,459E-07	9,9911	0,2165	2,17	1,6953	0,1764	10,41
4,00	0,0400	1,763E-05	1,763E-07	11,9991	0,2600	2,17	1,9298	0,1908	9,89
4,47	0,0447	9,611E-06	9,611E-08	14,9847	0,3247	2,17	2,1924	0,1982	9,04
5,17	0,0517	2,241E-06	2,241E-08	20,0456	0,4344	2,17	2,3890	0,1785	7,47
5,78	0,0578	1,421E-05	1,421E-07	25,0546	0,5429	2,17	2,5357	0,1635	6,45
6,33	0,0633	7,537E-06	7,537E-08	30,0499	0,6512	2,17	2,6461	0,1511	5,71
6,83	0,0683	1,069E-05	1,069E-07	34,9845	0,7581	2,17	2,6642	0,1347	5,06
7,31	0,0731	2,273E-05	2,273E-07	40,0741	0,8684	2,17	2,3755	0,0989	4,17

Tabela C.28 – Incertezas experimentais para FC-87, VC90° e $s = 1\text{mm}$.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	6,502E-05	6,502E-07	1,0090	0,0218	2,17	0,1936	0,0227	11,72
2,00	0,0200	6,788E-05	6,788E-07	2,9996	0,0650	2,17	0,4574	0,0430	9,40
2,58	0,0258	4,639E-05	4,639E-07	4,9918	0,1081	2,17	0,8208	0,0829	10,10
3,06	0,0306	4,554E-05	4,554E-07	7,0220	0,1521	2,17	1,0100	0,0898	8,90
3,65	0,0365	4,055E-05	4,055E-07	9,9909	0,2165	2,17	1,2535	0,0982	7,83
4,00	0,0400	3,650E-05	3,650E-07	11,9989	0,2600	2,17	1,4033	0,1030	7,34
4,47	0,0447	2,900E-05	2,900E-07	14,9844	0,3247	2,17	1,6083	0,1092	6,79
5,17	0,0517	1,125E-05	1,125E-07	20,0454	0,4344	2,17	1,9813	0,1251	6,31
5,78	0,0578	1,090E-05	1,090E-07	25,0547	0,5429	2,17	2,3319	0,1396	5,99
6,33	0,0633	1,247E-05	1,247E-07	30,0498	0,6512	2,17	2,6192	0,1482	5,66
6,83	0,0683	1,125E-05	1,125E-07	34,9845	0,7581	2,17	2,7885	0,1464	5,25
7,31	0,0731	2,114E-05	2,114E-07	40,0742	0,8684	2,17	2,8151	0,1334	4,74

Tabela C.29 – Incertezas experimentais para FC-87, VC90° e s = 13mm.

V (V)	δV (V)	x	δx	q_{fluido} (kW/m ²)	δq_{fluido} (kW/m ²)	$\delta q_{\text{fluido}}/q_{\text{fluido}}$ (%)	h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1,16	0,0116	4,478E-05	4,478E-07	1,0091	0,0218	2,17	0,2855	0,0488	17,12
2,00	0,0200	9,605E-05	9,605E-07	2,9995	0,0650	2,17	0,3659	0,0279	7,63
2,58	0,0258	9,667E-05	9,667E-07	4,9915	0,1081	2,17	0,5419	0,0372	6,87
3,06	0,0306	9,303E-05	9,303E-07	7,0217	0,1521	2,17	0,7123	0,0460	6,46
3,65	0,0365	7,771E-05	7,771E-07	9,9906	0,2165	2,17	1,0088	0,0649	6,43
4,00	0,0400	6,889E-05	6,889E-07	11,9985	0,2600	2,17	1,1917	0,0755	6,34
4,47	0,0447	5,229E-05	5,229E-07	14,9841	0,3247	2,17	1,4735	0,0926	6,29
5,17	0,0517	2,694E-05	2,694E-07	20,0451	0,4344	2,17	1,9143	0,1172	6,13
5,78	0,0578	3,404E-06	3,404E-08	25,0549	0,5429	2,17	2,3327	0,1397	5,99
6,33	0,0633	1,571E-06	1,571E-08	30,0501	0,6512	2,17	2,7620	0,1636	5,93
6,83	0,0683	2,694E-06	2,694E-08	34,9848	0,7581	2,17	3,1379	0,1820	5,80
7,31	0,0731	1,481E-06	1,481E-08	40,0750	0,8685	2,17	3,4944	0,1978	5,66

C.5 RESUMO

Neste anexo foi apresentada uma análise das incertezas experimentais do fluxo de calor, da temperatura e do coeficiente de transferência de calor. Pode-se observar que o fluxo de calor possui uma incerteza de 2,17% independente do fluido de trabalho e da configuração da seção de teste.

Para a região de convecção natural, a qual compreende na faixa de fluxo de calor de 1 a 7kW/m², a incerteza no coeficiente de transferência de calor variou de 24% a 5,2% para os casos sem confinamento e de 23% a 7,7% para os casos com confinamento.

Para os casos com $s \leq 0,5\text{mm}$ e fluxo de calor entre 10 e 35kW/m², a incerteza no h compreendeu a faixa de 2,6% a 12,7%, sendo que à medida que o fluxo de calor aumenta a incerteza tende ao valor mais baixo.

Para os casos sem confinamento e fluxo de calor na faixa de 10 a 40kW/m², correspondente a região de ebulição nucleada, a incerteza no coeficiente de transferência de calor variou de 3,1% a 7,8%, com os menores valores de incerteza para os casos em que o fluxo de calor é maior.