

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

**EBULIÇÃO NUCLEADA EM PISCINA DE UMA MISTURA BINÁRIA NÃO-
AZEOTRÓPICA**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANGELA REGINA SCHLINDWEIN

Florianópolis, março de 2006.

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

**EBULIÇÃO NUCLEADA EM PISCINA DE UMA MISTURA BINÁRIA NÃO-
AZEOTRÓPICA**

ANGELA REGINA SCHLINDWEIN

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. Ing. (Presidente)

Prof. Amir Antônio Martins de Oliveira Júnior, Ph.D.

Profa. Márcia Barbosa Henriques Mantelli, Ph.D.

Prof. Joaquim Manoel Gonçalves, Dr.Eng. (CEFET-SC)

**“O óbvio só é óbvio
para os olhos avisados”.**

Autor desconhecido

Dedico este trabalho
Aos meus pais Armando e Silvia,
À minha irmã Vanessa,
À minha avó e madrinha,
Ao meu namorado e amigos,
Por todo apoio, compreensão e alegrias.

AGRADECIMENTOS

Quero agradecer a todos que tornaram possível a realização deste trabalho de dissertação:

À CAPES e ao POSMEC pelo apoio financeiro. Ao LABSOLAR/NCTS e ao POSMEC pela estrutura física fornecida.

Aos professores Paulo César Philippi, Márcia Barbosa Henriques Mantelli, Vicente de Paulo Nicolau, Amir Antônio Martins de Oliveira Junior, Antônio Carlos Ribeiro Nogueira e Júlio César Passos pelo conhecimento transmitido em suas disciplinas.

A Eric Lemom por implementar as propriedades termofísicas do FC-87 no programa REFPROP e ao professor Valderes Drago que colaborou com a metodologia experimental. A Dupont pela doação do fluido R-123, que infelizmente não foi utilizado neste trabalho, mas que será de valia para trabalhos futuros, e ao Prof. Mário Misale pela doação dos fluidos FC-72 e FC-87.

Ao Dr. Saulo Güths pela fabricação e fornecimento das resistências elétricas.

Ao professor Júlio César Passos que acreditou no meu potencial para a realização desta dissertação.

Em especial ao técnico Eduardo Ludgero da Silva e ao bolsista de Iniciação Científica Ferrucio Otávio Martin Jr. que contribuíram totalmente para a construção da bancada experimental e realização dos testes, e que também me ensinaram muito.

A todo o pessoal do LABSOLAR e aos amigos que aqui fiz e espero manter.

Para todos os amigos que estiveram ao meu lado dando apoio, mas em especial para Everton, Lílian, Gleice e Tatiana.

Por fim, a toda a minha família que é o que tenho de mais valioso na vida.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	iii
LISTA DE TABELAS	vi
SIMBOLOGIA	viii
RESUMO	xi
ABSTRACT	xii
1 INTRODUÇÃO.....	1
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
2.1 Introdução.....	3
2.2 A Curva de Ebulição	3
2.3 Características das Misturas Binárias.....	5
2.4 Transferência de Calor em Ebulição Nucleada de Misturas.....	7
2.5 Início do Crescimento de Bolha em uma Mistura Binária	8
2.6 O Diagrama de fase para a Mistura FC-87/FC-72.....	10
2.7 Resultados Obtidos na Literatura	12
2.8 Modelos Semi-Empírios para Misturas Binárias.....	15
2.8.1 Modelo de Stephan-Körner	15
2.8.2 Modelo de Thome.....	17
2.8.3 Modelo de Fujita.....	18
2.8.4 Modelo de Fujita e Tsutsui	18
2.8.5 Modelo de Calus e Leonidopoulos	19
2.9 Comparação dos Resultados de Fujita e Tsutsui com Modelos	20
2.10 Correlações para os Fluidos Puros.....	22
2.10.1 Correlação de Rohsenow	22
2.10.2 Correlação de Stephan e Abdelsalam	22
2.10.3 Correlação de Cooper	23
2.11 Resumo	23
3 MATERIAIS E MÉTODOS.....	25
3.1 Aparato Experimental.....	25
3.2 Seção de teste.....	27
3.3 Equipamentos	29
3.4 Metodologia Experimental	31
3.4.1 Procedimentos realizados para o carregamento da bancada com o fluido	32
3.4.2 Condições de teste	33

3.5	Análise das condições de teste	37
3.6	Propriedades dos fluidos puros.....	43
3.7	Análise da Bancada Operando em Convecção Natural.....	44
3.8	Resumo	49
4	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	50
4.1	Resultados Experimentais	50
4.1.1	Fluidos puros e a comparação com as correlações.....	51
4.1.2	Misturas	53
4.2	Comparação dos Resultados com a Literatura	55
4.2.1	Fluidos Puros	55
4.2.2	Misturas	56
4.3	Visualização da Ebulição	57
4.4	Resumo	59
5	COMPARAÇÃO COM MODELOS PARA MISTURAS NÃO-AZEOTRÓPICAS.....	60
5.1	Comparação de h_{exp} com os modelos	60
5.2	Resumo	72
6	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	73
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	75
	APÊNDICES	80
	APÊNDICE A	81
	A1 Cálculo da Fração Molar e da Fração Mássica	81
	A2 Cálculo das Propriedades das Misturas	82
	A3 Determinação do Ponto de Bolha Experimental das Misturas	83
	A4 Curva do Ponto de Bolha Experimental da Mistura	84
	APÊNDICE B.....	85
	B1 Análise de Incerteza	85
	B1.1 Incerteza no Fluxo de Calor	85
	B1.2 Incerteza na Diferença de Temperatura	87
	B1.3 Incerteza do Coeficiente de Transferência de Calor	87
	B1.4 Incerteza da Massa e da Fração Molar das Misturas	88
	B1.5 Apresentação das Incertezas Experimentais	88
	B1.6 Incerteza da Medição do Transdutor de Pressão.....	93
	B1.7 Desvios de h com o h das Correlações.....	95

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Curva de Ebulição	3
Figura 2.2 – Regime de ebulição em película	5
Figura 2.3 - Representação do diagrama de fases em equilíbrio de uma mistura azeotrópica...6	6
Figura 2.4 - Representação do diagrama de fases em equilíbrio de uma mistura não-azeotrópica.....6	6
Figura 2.5 - Diagrama de fases de uma mistura não-azeotrópica.....7	7
Figura 2.6a - Diagrama de fases	9
Figura 2.6b - Crescimento da bolha de vapor em um sistema binário	9
Figura 2.7 – Diagrama de fases da mistura FC-87/FC-72, à pressão atmosférica	12
Figura 2.8 – O h da mistura metanol/água	13
Figura 2.9 – O h da mistura metanol/etanol	13
Figura 2.10 - O h da mistura etanol/butanol.....14	14
Figura 2.11 – O h_{exp} do metanol/água e correlações.....21	21
Figura 2.12 – O h_{exp} do metanol/etanol e correlações	21
Figura 2.13- O h_{exp} do etanol/butanol e correlações.....21	21
Figura 3.1 – Representação esquemática da bancada experimental.....26	26
Figura 3.2 – Fotografia do conjunto experimental	27
Figura 3.3 – Vista explodida da seção de teste:.....28	28
Figura 3.4a - Disco de cobre.....28	28
Figura 3.4b - Disco de cobre com os termopares	28
Figura 3.4c - Resistência elétrica.....28	28
Figura 3.5 – Seção de teste com ebulição do FC-87, $q = 30,01 \text{ kW/m}^2$, $T_p = 42,5^\circ\text{C}$29	29
Figura 3.6 – Interface do programa LabVIEW.....31	31
Figura 3.7 – Desgaseificação e pesagem do fluido	33
Figura 3.9 – Curva parcial de ebulição para o FC-87.....37	37
Figura 3.10 – Temperatura na placa de testes	38
Figura 3.11 – Temperaturas do líquido e do vapor.....39	39
Figura 3.12 – Temperaturas do líquido e do vapor, com $q=12,00 \text{ kW/m}^2$	40
Figura 3.13 – Temperaturas do líquido e do vapor, com $q=25,00 \text{ kW/m}^2$	40
Figura 3.14 – Temperaturas do líquido e do vapor com $q=40,01 \text{ kW/m}^2$41	41
Figura 3.15 – Temperatura de saída da água, no condensador tipo serpentina	42
Figura 3.16 – Pressão na câmara de ebulição.....42	42
Figura 3.17 – Tensão elétrica aplicada nos bornes da resistência elétrica	43

Figura 3.18 – Comparação de h experimental e h da correlação para convecção natural para o FC-87.....	46
Figura 3.19 – Comparação de h experimental e h da correlação para convecção natural.....	46
para o FC-72.....	46
Figura 3.20 – Comparação de h experimental e h da correlação para convecção natural para o FC-87 a 25% (desvio médio de 53,9%).....	47
Figura 3.21 – Comparação de h experimental e h da correlação para convecção natural para o FC-87 a 50% (desvio médio de 45,1%).....	48
Figura 3.22 – Comparação de h experimental e h da correlação para convecção natural para o FC-87 a 75% (desvio médio de 39%).....	48
Figura 3.23 – Comparação de h experimental e h da correlação para convecção natural para o FC-87 a 85% (desvio médio de 52,7%).....	49
Figura 4.1 – Curva parcial de ebulição para os fluidos puros e para as misturas de FC-87/FC-72.....	50
Figura 4.2 – Curva parcial de ebulição com o respectivo desvio padrão para os fluidos puros e para as misturas de FC-87/FC-72.....	51
Figura 4.3 – Comparação de h experimental para o FC-72 com as correlações.....	52
Figura 4.4 – Comparação de h experimental com as correlações para FC-87.....	53
Figura 4.5 - Coeficiente de transferência de calor por ebulição em função da fração molar e do fluxo de calor.....	54
Figura 4.6 – Comparação de h para o FC-72, com os resultados da literatura.....	56
Figura 4.7 – Comparação de h para o FC-87, com os resultados da literatura.....	56
Figura 5.1 – Comparação do h experimental com o h ideal para os fluxos de calor de 15,00 e 40,01 kW/m ² °C.....	61
Figura 5.2 – Correlações para h em função da fração molar.....	63
Figura 5.3 - Correlações para h em função da fração molar.....	64
Figura 5.4 – Correlações para h em função da fração molar.....	64
Figura 5.5 - Correlações para h em função da fração molar.....	65
Figura 5.6 – Correlações para h em função da fração molar.....	66
Figura 5.7 – Correlações para h em função da fração molar.....	66
Figura 5.8 – Síntese dos resultados experimentais.....	68
Figura 5.9 - Correlações para h em função do q para FC-87 a 25%.....	69
Figura 5.10 - Correlações para h em função do q para FC-87 a 50%.....	70
Figura 5.11 - Correlações para h em função do q para FC-87 a 75%.....	70
Figura 5.12 - Correlações para h em função do q para FC-87 a 85%.....	71

Figura A1 – Diagrama de fases da mistura FC-87/FC-72 e curva do ponto de bolha experimental, à pressão atmosférica.....	84
Figura B1 – Temperatura em função da pressão para o fluido FC-72	94
Figura B2 – Temperatura em função da pressão para o fluido FC-87	95

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Resumo para o cálculo do redutor K , para o h de misturas	20
Tabela 3.1 – Frações molar e mássica e massas equivalentes de fluidos de trabalho	32
Tabela 3.2 – Temperatura do ponto de bolha das misturas	36
Tabela 3.3 – Propriedades dos fluidos refrigerantes.....	43
Tabela 3.4 – Valores de h_{CN} e h_{exp} para convecção natural para o FC-87.....	44
Tabela 3.5 – Valores de h_{CN} e h_{exp} para convecção natural para o FC-72.....	45
Tabela 3.6 – Valores de h_{CN} e h_{exp} para convecção natural para o FC-87 a 25%.....	45
Tabela 3.7 – Valores de h_{CN} e h_{exp} para convecção natural para o FC-87 a 50%.....	45
Tabela 3.8 – Valores de h_{CN} e h_{exp} para convecção natural para o FC-87 a 75%.....	45
Tabela 3.9 – Valores de h_{CN} e h_{exp} para convecção natural para o FC-87 a 85%.....	45
Tabela 4.1 – Valores de h experimental e calculados com as correlações para o FC-72	52
Tabela 4.2 - Valores de h experimentais e calculados com as correlações para o FC-87	53
Tabela 4.3 – Valores experimentais de h	54
Tabela 4.4 – Visualização da ebulição da mistura com FC-87 a 50% de fração molar	58
Tabela 5.1 – O h_{id} em função do fluxo de calor e da fração molar da mistura.....	60
Tabela 5.2 – O h_{SK} calculado pelo modelo de Stephan-Körner (1969) com $A_o = 1,53$	61
Tabela 5.3 – O h_T calculado pelo modelo de Thome (1994).....	62
Tabela 5.4 – O h_F calculado pelo modelo de Fujita et al. (1996), apud Rohsenow et al. (1998)	62
Tabela 5.5 – O h_{FT} calculado pelo modelo de Fujita e Tsutsui (1994).....	62
Tabela 5.6 – O h_{CL} calculado pelo modelo de Calus e Leonidopoulos (1973)	62
Tabela 5.7 – O h_{SK} calculado pelo modelo de Stephan-Körner (1969) com $A_o = 3,36^*$	63
Tabela 5.8 - Desvio de h experimental com h dos modelos	67
Tabela 5.9 - Desvio de h experimental com h dos modelos	69
Tabela A1-Determinação do ponto de bolha.....	83
Tabela A2-Determinação do ponto de bolha.....	83
Tabela A3-Determinação do ponto de bolha.....	83
Tabela A4 - Determinação do ponto de bolha.....	84
Tabela B1 – Desvio absoluto da fração molar.....	88
Tabela B2 – Incertezas Experimentais	88
Tabela B3 – Incertezas Experimentais	89

Tabela B4 – Incertezas Experimentais	89
Tabela B5 - Incertezas Experimentais	89
Tabela B6 - Incertezas Experimentais	90
Tabela B7 - Incertezas Experimentais	90
Tabela B8 - Incertezas Experimentais	90
Tabela B9 - Incertezas Experimentais	91
Tabela B10 - Incertezas Experimentais	91
Tabela B11 - Incertezas Experimentais	91
Tabela B12 - Incertezas Experimentais	92
Tabela B13 - Incertezas Experimentais	92
Tabela B14 - Incertezas Experimentais	92
Tabela B15 – Incerteza de temperatura para o FC-72 associada ao transdutor de pressão	94
Tabela B16 – Incerteza de temperatura para o FC-87 associada ao transdutor de pressão	95
Tabela B17 – Desvios para o modelo de Stephan e Körner	96
Tabela B18 – Desvios para o modelo de Thome	96
Tabela B19 – Desvios para o modelo de Fujita et al.	97
Tabela B20 – Desvios para o modelo de Fujita e Tsutsui	97
Tabela B21 – Desvios para o modelo de Calus e Leonidopoulos	98
Tabela B22 – Desvios para o modelo de Stephan-Körner ajustado	98

SIMBOLOGIA

Símbolo	Definição	Unidade
A	Área	[m ²]
A e A_o	Constante adimensional	
A_d	Área da superfície	[m ²]
C	Constante adimensional	
c	Fração mássica	
c_{pl}	Calor específico	[J/kgK]
C_{sf}	Constante adimensional	
D	Diâmetro	[m]
D	Difusividade mássica	[m ² /s]
d_b	Diâmetro de partida da bolha	[m]
DM	Desvio Médio	[%]
E	Erro	
g	Aceleração gravitacional	[m/s ²]
h	Coefficiente de transferência de calor	[kW/m ² °C]
h_{lv}	Calor latente de vaporização	[J/kg]
K	Fator de ajuste	
k_l	Condutividade térmica	[W/mK]
L	Razão da área pelo perímetro	[m]
M	Massa molecular	[kg/kgmol]
m	Massa	[kg]
n	Expoente adimensional	
	Número de moles	
P	Potência dissipada	[W]
p	Pressão	[atm] ou [Pa]
Pr_l	Número de Prandtl do líquido	
q	Fluxo de calor	[kW/m ²]
Q	Taxa de calor	[W]
r	Raio da bolha	[m]
R	Raio	[m]
R	Resistência elétrica	[Ω]
Ra_L	Número de Rayleigh	

R_p	Rugosidade da placa	[μm]
T	Temperatura	[$^{\circ}\text{C}$] ou [K]
TLM	Termopar na altura média do líquido	
TPL	Termopar, no líquido, próximo à placa	
TVM	Termopar no vapor	
V	Tensão elétrica	[V]
x	Fração molar na fase líquida	
y	Fração molar na fase vapor	
z	Fração da taxa de calor perdido	

Sub-índice

0	Condição inicial
1	Componente mais volátil
2	Componente menos volátil
C	Cooper
CN	Convecção natural
crit	crítica
exp	experimental
F	Fujita
f	fluido
FT	Fujita-Tsutsui
id	ideal
liq	líquido
max	máximo
ob	orvalho-bolha
p	parede
pb	ponto de bolha
per	perdido
R	Rohsenow
r	reduzida
SA	Stephan-Abdelsalam
sat	saturação
SK	Stephan-Körner
T	Thome

tot	total
vap	vapor

Símbolos gregos	Definição	Unidade
∂	Derivada parcial	
θ	Ângulo de contato líquido/sólido	[°]
ΔT	Varição de temperatura	[°C] ou [K]
ΔT_{id}	Varição de temperatura ideal	[°C] ou [K]
ΔT_{ob}	Temperatura de bolha menos temperatura de orvalho	[°C] ou [K]
ΔT_{sat}	Temperatura do líquido menos temperatura de saturação	[°C] ou [K]
ΔI	Flutuação em relação à média	
α	Difusividade térmica	[m ² /s]
β	Coefficiente de expansão térmica	[1/K]
δ	Incerteza experimental	
μ	Viscosidade	[kg /ms]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
σ	Tensão superficial	[N/m]
ϕ	Fator de associação da mistura	

RESUMO

As misturas não-azeotrópicas de dois fluidos vêm sendo empregadas com relativo sucesso em várias aplicações da área de refrigeração, em particular na substituição dos cloro-fluor-carbonos (CFCs), podendo ser empregadas como fluidos refrigerantes em evaporadores, em uma faixa ampla de condições de operação, em função da concentração mássica. Os fluidos dielétricos, por sua vez, são de interesse no resfriamento de componentes eletrônicos, tanto em aplicações terrestres quanto espaciais.

Vários resultados experimentais mostram que o coeficiente de transferência de calor (h) em ebulição nucleada para as misturas são menores do que os coeficientes de substâncias puras com as mesmas propriedades físicas, ou do que os valores linearmente interpolados, em função da fração molar, entre os coeficientes dos dois componentes puros.

O objetivo do presente trabalho é analisar o comportamento, no regime de ebulição nucleada em piscina, da mistura binária de dois fluidos dielétricos, FC-87 e FC-72, à pressão atmosférica, nas frações molares de 0/100, 25/75, 50/50, 75/25, 85/15 e 100/0, à temperatura de saturação para os fluidos puros, e ponto de bolha para as misturas, para fluxos de calor $q \leq 40 \text{ kW/m}^2$. A seção de testes é um disco de cobre de 12 mm de diâmetro e 1 mm de espessura, com a superfície voltada para cima. Os coeficientes de transferência de calor obtidos experimentalmente são comparados através das correlações empíricas de Rohsenow (1962), Stephan e Abdelsalam (1978) e Cooper (1984), no caso dos fluidos puros, e dos modelos semi-empíricos de Stephan e Körner (1969), Thome (1982), Fujita et al. (1996), e Fujita e Tsutsui (1994) para as misturas.

Os resultados experimentais mostraram que o melhor h foi para o fluido puro FC-87 seguido do FC-72. Para as misturas, o h mais elevado ocorreu para a mistura de FC-87 a 85%, seguido de FC-87 a 25% e FC-87 a 75%. O menor h ocorreu para a concentração de FC-87 a 50%. Das correlações testadas, as de Stephan-Körner, de Thome e de Fujita et al. (1996) foram as que melhor previram os resultados experimentais, apresentando desvios médios absolutos inferiores a 20%.

Palavras chave: Ebulição nucleada, Mistura binária, Transferência de calor, FC-87, FC-72.

ABSTRACT

Non-azeotropic mixtures for pure fluids have been used with relative success for several applications of refrigeration, particularly to replace the chlorofluorocarbons (CFCs), and can be used as refrigerants in evaporators for a large range of operation conditions as a function of the molar concentration. Dielectric fluids are of interest in the cooling of electronic components for terrestrial and space applications.

Several experimental results show that the heat transfer coefficients (h) for nucleate boiling of mixtures are lower than those for pure fluids with the same properties or compared with the linearly interpolated values between the heat transfer coefficients for the two pure fluids.

The objective of this study is to investigate the behavior of nucleate pool boiling of a binary mixture of the dielectric fluids FC-87 and FC-72, at atmospheric pressure and molar fractions of 0/100, 25/75, 50/50, 75/25, 85/15 and 100/0, at saturation temperature for pure fluids and at the bubble point temperature for mixtures, for heat fluxes $q \leq 40 \text{ kW/m}^2$. The test section is an upward facing copper disc of 12 mm diameter and 1 mm thickness. The experimental heat flux coefficients obtained are compared with those calculated using the empirical correlations of Rohsenow (1962), Stephan and Abdelsalam (1978) and Cooper (1984), for pure fluids, and the semi-empirical models of Stephan and Körner (1969), Thome (1982), Fujita et al. (1996) and Fujita and Tsutsui (1994), for mixtures.

The experimental results show that the highest h value was obtained for FC-87 followed by FC-72. For the mixtures, the highest h value obtained was for 85% of FC-87, followed by 25% and 75% of FC-87. The lowest h value was obtained for the molar fraction of 50% of FC-87. The semi-empirical models of Stephan-Körner, Thome and Fujita et al. (1996) gave the lowest average deviations from the experimental results, less than 20%.

Key words: Nucleate boiling, Binary mixture, Heat transfer, FC-72, FC-87.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Por várias décadas, os fluidos CFC's (cloro-flúor-carbonos) foram usados largamente na refrigeração devido às suas excelentes propriedades químicas e termofísicas (Jung et al., 2003). No entanto, os CFC's são considerados os principais agentes causadores da degradação da camada de ozônio, que absorve a radiação ultravioleta do Sol, nociva ao homem. Em 1986, foi assinado o Protocolo de Montreal com o intuito de suspender, mundialmente, a produção e o emprego dos CFC's e substituí-los por fluidos não agressivos à camada de ozônio. Como consequência, o mercado se viu desafiado a substituir esses fluidos, com rapidez, sem diminuir a eficiência dos sistemas já em operação. O resultado disso tem sido uma significativa dinâmica no aparecimento de novos fluidos refrigerantes e equipamentos, com o desenvolvimento de novas tecnologias, especialmente as relacionadas com a eletrônica e a informática (Jabardo, 2001). A opção de se trabalhar com a mistura de dois fluidos refrigerantes pode representar uma solução rápida na substituição dos CFC's, quando por alguma razão o uso de um fluido apenas, torna-se inviável.

No âmbito das ciências térmicas, um dos fenômenos que têm sido amplamente estudados por ser de interesse em vários processos de resfriamento, incluindo a refrigeração, é a ebulição nucleada, pois este processo caracteriza-se como uma eficiente forma de transferência de calor.

As misturas de dois ou três fluidos refrigerantes tornaram-se alvo de estudo, mais intensamente, nas últimas décadas, pois são importantes em processos químico-industriais e na indústria de refrigeração (Fujita e Bai, 1997).

A mistura de dois fluidos com diferentes temperaturas de ebulição possibilita uma ampla aplicabilidade de condições de trabalho, pois o ponto de bolha depende da concentração da mistura. Além disso, pode-se ter uma redução de custos quando um dos fluidos de trabalho é muito caro, mantendo-se a aproximação das propriedades do fluido de interesse. No entanto, a eficiência do resfriamento por ebulição de misturas é menor do que a proporcionada por fluidos puros que tenham as mesmas propriedades da mistura, obrigando a utilização de superfícies intensificadoras, tais como as microaletadas, (Passos et al. 2003).

O objetivo do presente estudo é avaliar o coeficiente de transferência de calor em ebulição em piscina, à pressão atmosférica, da mistura binária de FC-72 com FC-87, bem como nestes fluidos puros, para fluxo de calor menor ou igual a 40 kW/m^2 , e para superfície lisa voltada para cima. Os fluidos FC-72 e FC-87 foram os escolhidos por serem dielétricos e, portanto, adequados ao emprego como fluidos de resfriamento de componentes eletrônicos,

em aplicações espaciais. Além disso, a diferença entre suas temperaturas de saturação, 56,6 e 29,1°C, respectivamente, é de 27,5°C, possibilitando uma ampla faixa de operação, ditada pelos pontos ou temperaturas de bolha, estas sendo função da concentração molar da mistura.

Este trabalho de dissertação está estruturado conforme será descrito a seguir.

No Capítulo 2, é apresentada a revisão bibliográfica. Inicialmente, a curva de ebulição é descrita. Na seqüência, são apresentadas as misturas azeotrópicas e não-azeotrópicas, a descrição dos principais mecanismos envolvidos no crescimento de uma bolha em um sistema binário e no processo de transferência de calor em ebulição nucleada de misturas. O diagrama de fases da mistura FC-87/FC-72 também é apresentado. Por fim, as correlações empíricas e os modelos utilizados para comparação dos resultados experimentais, tanto para os fluidos puros como para as misturas, são analisados.

No Capítulo 3, o aparato experimental é apresentado, com o detalhamento da bancada e da seção de teste. A metodologia experimental que foi desenvolvida, no presente trabalho, é descrita com o auxílio de dados que permitem a caracterização das condições de teste, estas dependentes da temperatura e da pressão durante a aquisição dos dados.

Os resultados experimentais obtidos são apresentados no Capítulo 4. Os coeficientes de transferência de calor para os fluidos puros e para as misturas são comparados com os resultados da literatura. Também a visualização da ebulição é apresentada.

No Capítulo 5, os resultados experimentais obtidos são comparados com os coeficientes de transferência de calor, no regime de ebulição nucleada, previstos por cinco modelos existentes na literatura.

No Capítulo 6, as conclusões do presente estudo são apresentadas e são feitas sugestões para trabalhos futuros. Na seqüência, as referências bibliográficas utilizadas durante o trabalho estão listadas.

No Apêndice A, estão as informações sobre o cálculo da fração molar e mássica, a determinação do ponto de bolha experimental das misturas e o cálculo das propriedades das misturas. No Apêndice B, as análises de incertezas experimentais são apresentadas, bem como os desvios entre os resultados experimentais e os modelos utilizados.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Introdução

Modelos, correlações empíricas e semi-empíricas foram desenvolvidos com o intuito de considerar o comportamento do coeficiente de transferência de calor (h) em função da concentração molar e do fluxo de calor. São baseados em argumentos que justificam o fato de o h para as misturas ser menor do que o de fluidos puros, à temperatura de saturação equivalente e à mesma pressão e fluxo de calor.

Neste capítulo, serão apresentados os modelos para fluidos puros e misturas mais citados pela literatura, e que serão posteriormente comparados com os resultados experimentais.

Inicialmente, apresenta-se uma introdução ao tema ebulição com a descrição da curva de ebulição e, na seqüência, o fenômeno de ebulição em misturas será descrito.

2.2 A Curva de Ebulição

Na Fig. 2.1, é apresentada, de forma qualitativa, a curva de ebulição em piscina para uma substância pura, para o fluxo de calor (q) imposto.

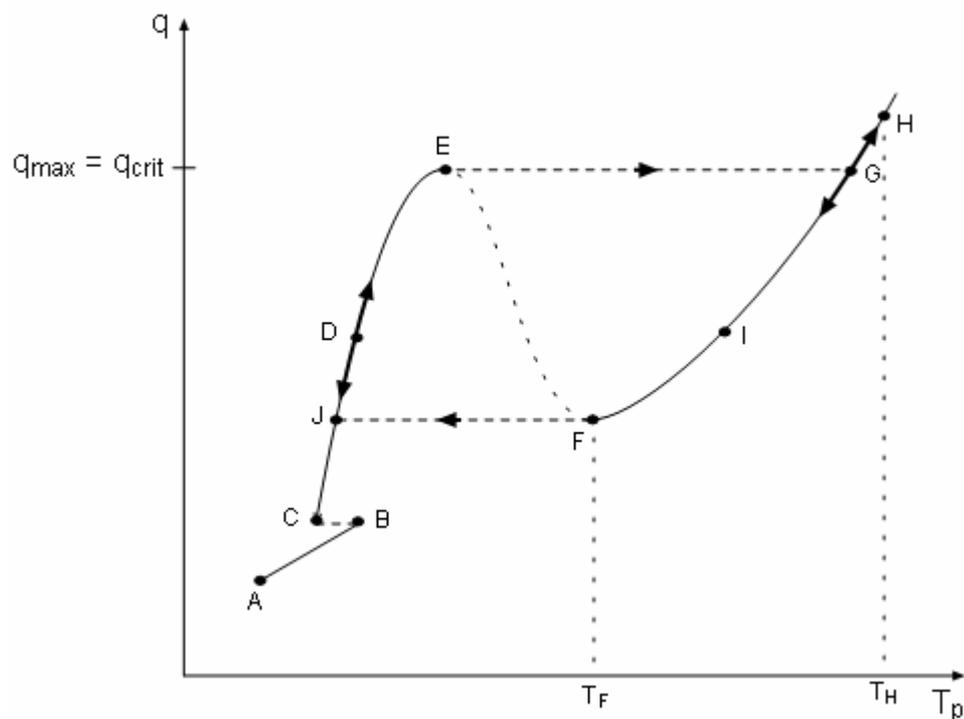


Figura 2.1 – Curva de Ebulição

A curva de ebulição pode ser dividida em quatro segmentos que são detalhados a seguir:

Segmento AB – Regime de Convecção Natural

No regime monofásico, à temperatura de saturação do fluido, com um pequeno aquecimento da parede e do líquido, ocorre transferência de calor da parede para o líquido, sem o aparecimento de bolhas na superfície aquecedora (Bejan,1995). O líquido perto da superfície aquecida torna-se aquecido, menos denso e sujeito à força de empuxo que o leva para “longe” da parede, permitindo que o seu lugar seja preenchido por líquido mais frio (mais denso), dando início a correntes de convecção natural.

Segmento CDE – Regime de Ebulição Nucleada

O ponto B marca o surgimento das primeiras bolhas de vapor, é o início da ebulição nucleada. As bolhas, uma vez formadas e liberadas da superfície, permitem que o fluido frio passe a molhar, parcialmente, o sítio de nucleação, causando o resfriamento da parede aquecedora (Carey, 1992), que é representada pelo segmento BC, na Fig. 2.1.

No segmento CD, ocorre ebulição a baixos fluxos de calor. Esta região apresenta sítios de nucleação espalhados pela superfície, com formação de bolhas isoladas e bem definidas.

No segmento DE, ocorre a ebulição a altos fluxos de calor, caracterizada por um aumento na frequência de partida das bolhas e do número de sítios de nucleação ativados, permitindo que as bolhas se fundam formando grandes bolhas ou bolsões de vapor (também conhecido em inglês como “slugs”). O ponto E representa o fluxo de calor máximo, quando não é mais possível operar no regime de ebulição nucleada. O fluxo de calor máximo é chamado de fluxo de calor crítico (Carey, 1992). Na condição de fluxo de calor imposto, quando o fluxo de calor crítico é atingido, a temperatura da parede aumenta, rapidamente, levando o sistema a operar no ponto G, Fig. 2.1, cujo regime é o de película, caso a temperatura não exceda o ponto de fusão do material.

Segmento EF – Regime de Transição

O regime de transição não é estável quando o fluxo de calor é imposto (Passos, 2002). De forma simplificada, no regime de transição a superfície é coberta de forma intermitente, por bolhas de vapor e líquido, como no regime de ebulição nucleada, e por uma película de vapor, como no caso da ebulição em película. Devido à instabilidade neste

segmento, com fluxo de calor imposto, o sistema passa do ponto E para o ponto G. Se a temperatura da superfície for imposta, e aumentada de forma gradativa, então o sistema pode operar no trecho EF.

O regime de ebulição de transição foi inferido, pela primeira vez, por Nukiyama (Nukiyama, 1934).

Segmento FG – Regime de Ebulição em Película

No regime de ebulição em película, a superfície aquecedora é coberta por uma película de vapor, cuja interface vapor-líquido apresenta instabilidades, chamadas de instabilidades de Taylor, cujo esquema é apresentado na Fig. 2.2 abaixo.

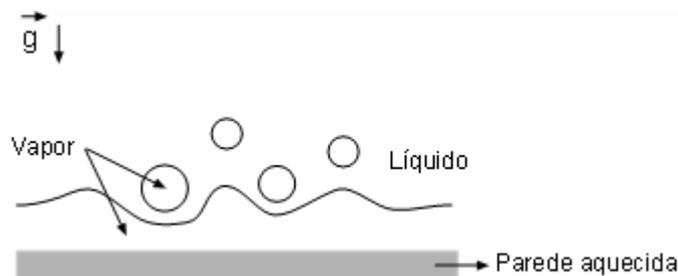


Figura 2.2 – Regime de ebulição em película

Aumentando-se o fluxo de calor, o sistema pode ser estabilizado, no ponto H, ainda no regime de ebulição em película, desde que a temperatura T_H não ultrapasse o ponto de fusão do material. Uma vez em H, caso o fluxo de calor seja diminuído, o sistema pode ser estabilizado em qualquer ponto do segmento HGIF. No ponto F, é atingido o fluxo de calor mínimo, capaz de permitir o regime de ebulição em película, já que a temperatura em F não é alta o suficiente para manter só vapor em contato com a superfície nesta situação, ocorre uma rápida diminuição da temperatura da parede até atingir o ponto J, novamente, no regime de ebulição nucleada. Caso a temperatura da superfície seja imposta, e não o fluxo de calor, o sistema então pode ser estabilizado, no regime de transição, entre os pontos F e E.

2.3 Características das Misturas Binárias

As misturas binárias podem apresentar dois tipos diferentes de comportamento durante o processo de mudança de fase, assim, as misturas podem ser ditas azeotrópicas ou não-azeotrópicas. O termo zeotrópica, para misturas não-azeotrópicas, também pode ser

encontrado na literatura (Tuzia et al., 2003; Stoecker, 1998). Stoecker (1998) considera que o correto seria chamar de misturas zeotrópicas.

Uma mistura azeotrópica caracteriza-se por apresentar um comportamento de substância pura, em uma determinada concentração, à pressão constante. Durante o processo de mudança de fase, a uma determinada pressão, a temperatura permanece a mesma enquanto a mistura evolui do estado líquido para o estado vapor (Jabardo, 2001). Na Fig. 2.3, pode-se observar a condição de azeotropia característica da mistura.

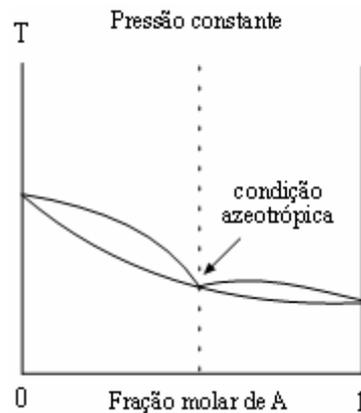


Figura 2.3 - Representação do diagrama de fases em equilíbrio de uma mistura azeotrópica

Uma mistura não-azeotrópica caracteriza-se por apresentar variação de temperatura durante o processo de mudança de fase líquido-vapor, à pressão constante e à determinada concentração molar. Na Fig. 2.4, é mostrado, qualitativamente, um diagrama de fases para uma mistura não-azeotrópica.

A mistura de FC-87/FC-72 estudada neste trabalho, Capítulos 3 a 5, é do tipo não-azeotrópica.

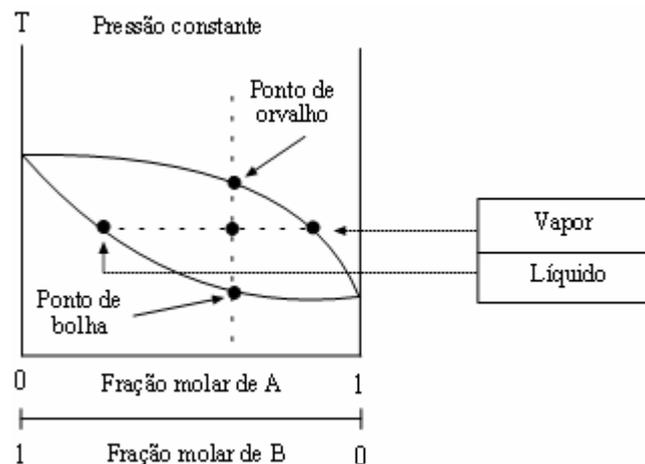


Figura 2.4 - Representação do diagrama de fases em equilíbrio de uma mistura não-azeotrópica

2.4 Transferência de Calor em Ebulição Nucleada de Misturas

Em um sistema constituído por uma mistura binária, costuma-se definir o coeficiente de transferência de calor h ($\text{kW/m}^2\text{C}$) como sendo a razão entre o fluxo de calor q (kW/m^2) e a diferença de temperatura entre a temperatura da superfície aquecida (T_p) e a temperatura do ponto de bolha (T_{pb}), a uma dada concentração, conforme a equação abaixo, (Carey, 1992):

$$h = \frac{q}{[T_p - T_{pb}(p_0, x_0)]} \quad (2.1)$$

onde p_0 e x_0 representam a pressão da mistura na fase líquida e a concentração molar de um dos componentes, respectivamente. Quando $x_0 = 1$, conforme diagrama, na Fig. 2.5, a temperatura de bolha é igual à temperatura de saturação do componente puro 1 (T_{sat1}), e quando $x_0 = 0$, a temperatura de ponto de bolha é igual à temperatura de saturação do componente puro 2 (T_{sat2}).

Um diagrama de fases de uma mistura não-azeotrópica é composto de dois arcos, Fig. 2.5. O arco superior representa a curva do ponto de orvalho (caracterizado pelo desaparecimento das últimas gotas de líquido), enquanto o arco inferior representa a curva do ponto de bolha (caracterizado pelo surgimento das primeiras bolhas de vapor), quando, a uma dada fração molar, a temperatura é aumentada.

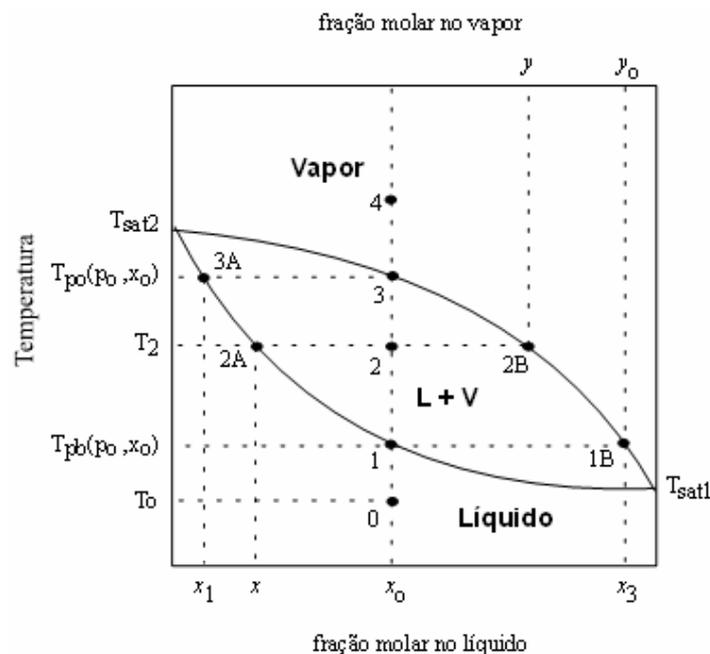


Figura 2.5 - Diagrama de fases de uma mistura não-azeotrópica

Considere uma mistura binária não-azeotrópica, à pressão constante, com fração molar x_0 do componente mais volátil, Fig. 2.5.

No ponto 0 ambos os fluidos estão na fase líquida e a concentração molar do componente mais volátil, na mistura, é x_0 . O ponto 1 representa o ponto de bolha da mistura, $T_1 = T_{pb}(p_0, x_0)$, pois, teoricamente, é possível iniciar o processo de mudança de fase líquido-vapor. Caso uma bolha de vapor se forme nestas condições, a fração molar do vapor contido na bolha é mais rica em componente mais volátil e sua fração molar x_3 , é maior que x_0 , sendo y_0 a composição molar da fase vapor, na bolha, $y_0 = x_3$, (Schock, 1976).

Aumentando-se a temperatura para T_2 , ponto 2, a composição da mistura irá mudar devido à perda de componente mais volátil para a fase vapor (HEDH, 1998). A fase líquida terá composição x , ponto 2A, e a fase vapor, composição y , ponto 2B.

Com o aumento da temperatura da mistura até o ponto 3, atinge-se o ponto de orvalho, para a fração molar x_0 , $T_{po}(p_0, x_0)$. Imediatamente antes, a gota de líquido, no ponto 3, é pobre em líquido mais volátil, x_1 , com fração molar $x_1 < x_0$. Acima de $T_{po}(p_0, x_0)$, toda a mistura está na fase vapor, ponto 4.

2.5 Início do Crescimento de Bolha em uma Mistura Binária

Um ponto importante para a compreensão dos mecanismos da ebulição de uma mistura binária não-azeotrópica é a evaporação em contato com uma parede aquecida. Durante o processo inicial de nucleação, as bolhas de vapor são ricas em componente mais volátil, ao mesmo tempo em que o líquido em contato com a parede passa a ter uma menor concentração do componente mais volátil, (Collier e Thome, 1996). Para que possa ocorrer ebulição com a formação de uma bolha é necessário que o líquido torne-se superaquecido, comparativamente à temperatura do ponto de bolha (T_{pb}) no caso de uma mistura, e à T_{sat} , no caso dos fluidos puros. O superaquecimento mínimo do líquido (ΔT_{sat}), para um fluido puro, é obtido através da Eq. (2.2) conforme Carey (1992), Passos (1994):

$$\Delta T_{sat} = T_{liq} - T_{sat} = \frac{2\sigma T_{sat}}{\rho_{vap} r h_{lv}} \quad (2.2)$$

onde: σ é a tensão superficial do fluido, ρ_{vap} é a massa específica de vapor, r é o raio da bolha, h_{lv} o calor latente de vaporização e T_{sat} a temperatura de saturação do componente puro.

Na Fig. 2.6b, tem-se um esquema do crescimento de uma bolha para uma mistura binária, em contato com a parede aquecida e o correspondente diagrama de fases (Fig. 2.6a), Collier e Thome (1996).

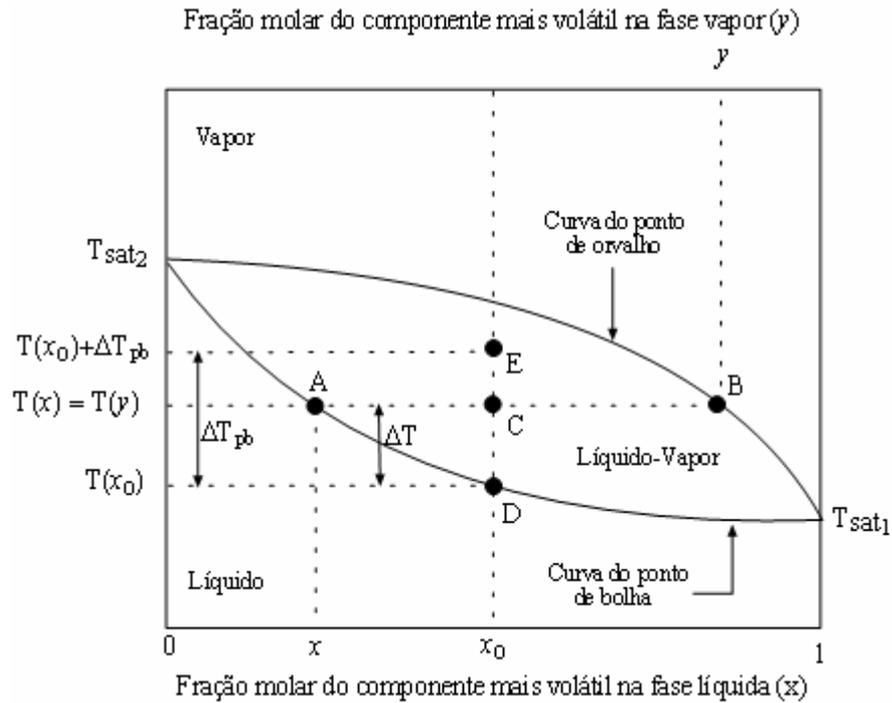


Figura 2.6a - Diagrama de fases

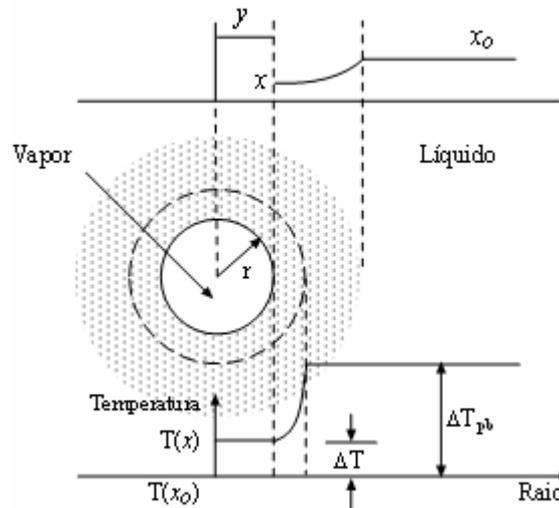


Figura 2.6b - Crescimento da bolha de vapor em um sistema binário

(Extraído de Collier e Thome, 1996)

Considere a mistura binária, com concentração x_0 e temperatura $T(x_0)$, ponto de bolha D da Fig. 2.6a, onde $T_{pb}(p_0, x_0) = T(x_0)$, em contato com uma parede cuja temperatura também

é $T(x_0)$. De acordo com a Eq. (2.2), só ocorrerá nucleação de uma bolha de vapor quando existir um superaquecimento do líquido da parede, de, por exemplo, ΔT_{pb} , passando a temperatura da mistura de $T(x_0)$, ponto D, para $T(x_0) + \Delta T_{pb}$, ponto E, da Fig.2.6a. Com este aumento de temperatura ΔT_{pb} , iniciar-se-á a ebulição.

Como a mistura é composta de dois fluidos, sendo um mais volátil que o outro, existe, inicialmente, na formação de bolhas, uma preferencial evaporação do componente mais volátil. Na formação da primeira bolha, a interface líquido-vapor sofre uma alteração de composição, para x (ponto A), e a fração molar da fase vapor no interior da bolha é y (ponto B). Esta variação da composição, no crescimento da bolha, pode ser observada na Fig. 2.6b. O aumento correspondente da temperatura de saturação na fronteira da bolha é $T(x) - T(x_0) = \Delta T$. Isso resulta em que o superaquecimento efetivo que induz o crescimento da bolha não é ΔT_{pb} , mas a diferença $\Delta T_{pb} - \Delta T$ (Collier e Thome, 1996; Branescu, 2000). Esta diminuição na temperatura de superaquecimento é também conhecida como temperatura de escorregamento.

À medida que o líquido em contato com a parede vai sendo evaporado, gerando novas bolhas, a mistura líquida fica mais pobre em componente mais volátil, na vizinhança da parede. Esta diminuição da concentração do componente mais volátil na fase líquida faz com que a temperatura do ponto de bolha se eleve, com a conseqüente diminuição do superaquecimento da fase líquida, causando uma ação inibidora da ebulição, acarretando numa redução do coeficiente de transferência de calor.

A redução do coeficiente de transferência de calor relaciona-se também com a necessidade de mais energia para a formação de núcleos de bolha numa mistura devido ao aquecimento e preferencial evaporação do componente mais volátil (Fujita e Tsutsui, 1994).

2.6 O Diagrama de fase para a Mistura FC-87/FC-72

Para traçar o diagrama de fases de misturas pode-se fazer uso de duas relações. A primeira é conhecida como lei de Raoult, que relaciona pressão e fração molar e é válida para soluções ideais (Stoecker, 1989; Geankoplis, 1993):

$$P_{parcial1} = P_1 x_1 \quad (2.3a)$$

$$P_{parcial2} = P_2 x_2 \quad (2.3b)$$

onde p_{parcial1} é a pressão parcial do componente 1, p_1 é a pressão de vapor do componente 1 e x_1 é a fração molar do componente 1 na fase líquida, análogo para o sub-índice 2, e p é a pressão da mistura.

A segunda relação é a lei de Dalton, que relaciona as pressões parciais:

$$p = p_{\text{parcial1}} + p_{\text{parcial2}} \quad (2.4)$$

$$p = p_1 x_1 + p_2 x_2 \quad (2.5)$$

Para uma mistura binária:

$$x_1 + x_2 = 1 \quad (2.6)$$

A fração molar na fase líquida (x) e na fase vapor (y) pode ser escrita como:

$$x_1 = \frac{p - p_2}{p_1 - p_2}, \quad x_2 = \frac{p - p_1}{p_2 - p_1} \quad (2.7)$$

$$y_1 = \frac{p_1 x_1}{p}, \quad y_2 = \frac{p_2 x_2}{p} \quad (2.8)$$

Para traçar o diagrama de fases da mistura FC-87/FC-72, foram utilizados os programas EES (2003), que contém os dados do FC-72, e REFPROP (1998), que contém os dados do FC-87.

A Fig. 2.7 apresenta o diagrama de fases da mistura FC-87/FC-72:

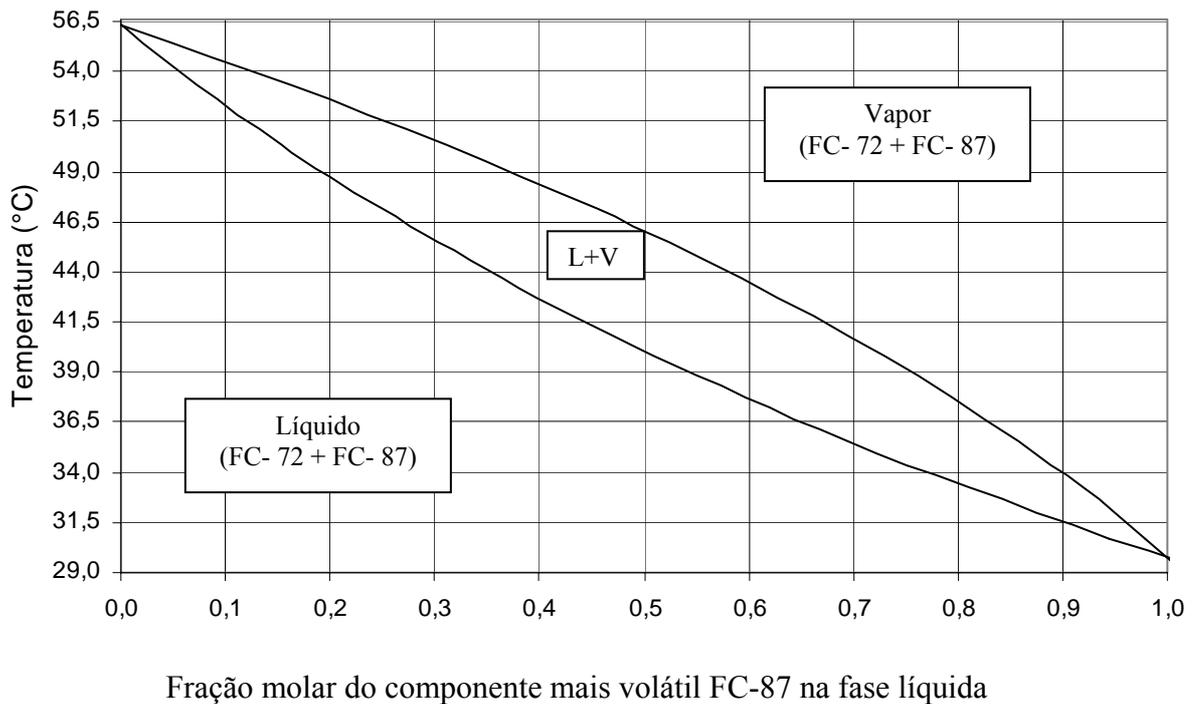


Figura 2.7 – Diagrama de fases da mistura FC-87/FC-72, à pressão atmosférica

No presente trabalho, o fluido mais volátil é o FC-87 com $T_{\text{sat}}(p_{\text{atm}})$ de 29,1°C e será designado pelo sub-índice 1, e o menos volátil, FC-72, com $T_{\text{sat}}(p_{\text{atm}})$ de 56,6°C será designado pelo sub-índice 2.

2.7 Resultados Obtidos na Literatura

Foi encontrado somente um artigo, que cita um trabalho que envolve a ebulição da mistura FC-87/FC-72, porém está relacionado com a ebulição de jatos colidentes sobre um chip eletrônico (Normington et al., 1992). Entretanto, para o fluido puro FC-72 Cardoso (2005), Marto e Lepere (1982) e Parker e El-Genk (2005) apresentam resultados experimentais, à pressão atmosférica, e trabalharam com as condições de saturação do fluido. Cardoso (2005) realizou os testes com um disco de cobre com as mesmas dimensões (12 mm de diâmetro e espessura de 1 mm) e rugosidade da seção de teste ($R_p = 1,1\mu\text{m}$) do presente trabalho, conforme será mostrado no Capítulo 3. Marto e Lepere (1982) utilizaram uma superfície cilíndrica de cobre. Parker e El-Genk (2005) utilizaram uma placa de cobre de 10 x 10 mm e 1,6 mm de espessura. A rugosidade não foi informada, mas após a superfície ser lixada com lixa número 400, foi polida com uma lixa número 1500 estando, pressupostamente, então, mais polida do que a seção de testes do presente estudo (lixa número

600), conforme se verá no Capítulo 3. Para o fluido FC-87 apenas os resultados experimentais de Cardoso (2005) foram encontrados.

A fim de analisar a tendência geral dos resultados da literatura para misturas binárias, são mostrados, nas Figs 2.8 a 2.10, o coeficiente de transferência de calor (h) em função da fração molar, para as misturas de metanol-água, metanol-etanol e etanol-butanol, obtidos por Fujita e Tsutsui (1994). Os diagramas de fases estão apresentados na parte superior dessas figuras. Os testes foram realizados em um disco de cobre de 40 mm de diâmetro e à pressão atmosférica. Para fluxos de calor entre 20 e 400 kW/m² como se pode observar, os resultados mostram que o coeficiente de transferência de calor para as misturas, para a maioria das concentrações, é menor do que para a interpolação para os fluidos puros. Observa-se que h depende da concentração da mistura e a dependência entre $h = f(x)$ não é linear.

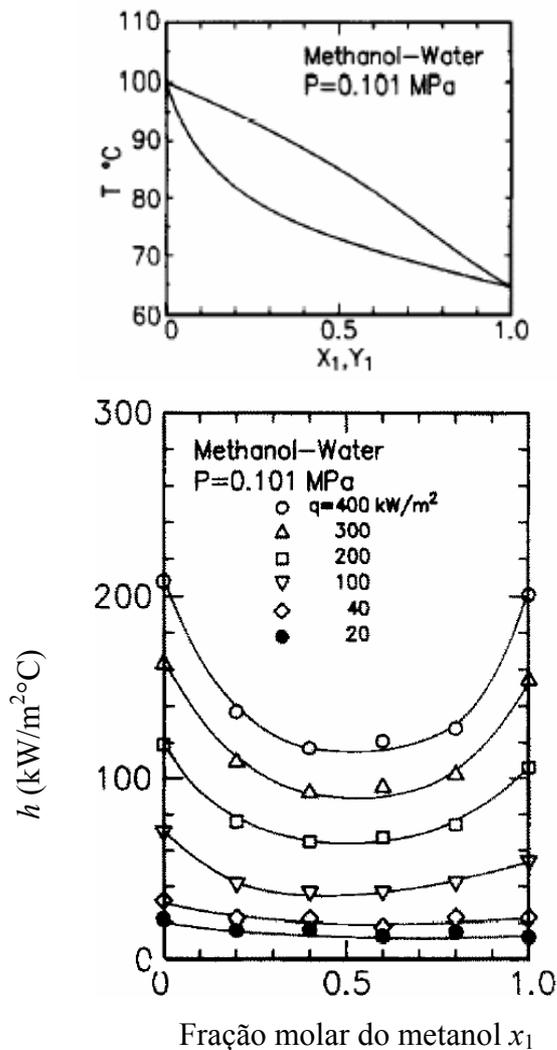


Figura 2.8 – O h da mistura metanol/água
Fujita e Tsutsui (1994)

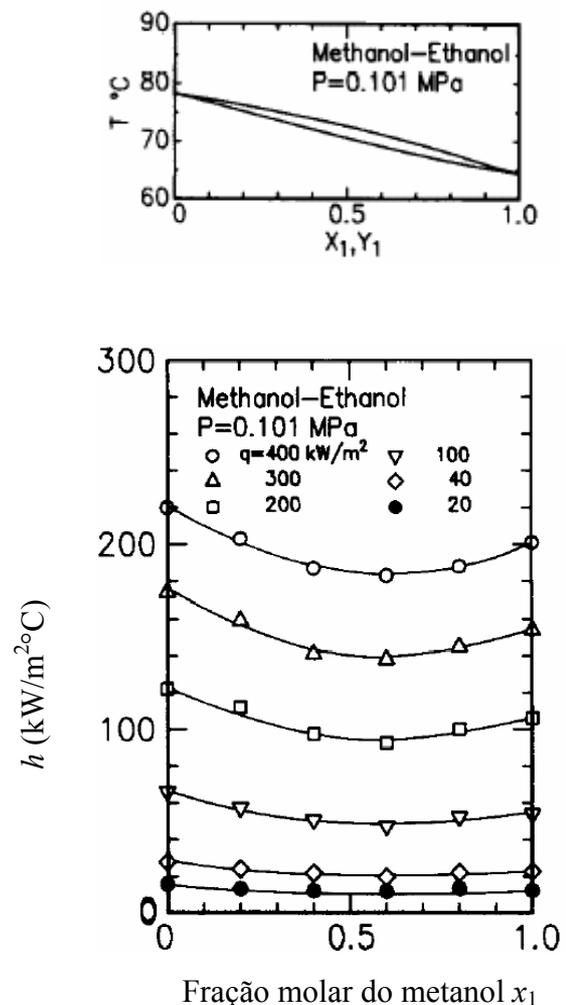


Figura 2.9 – O h da mistura metanol/etanol
Fujita e Tsutsui (1994)

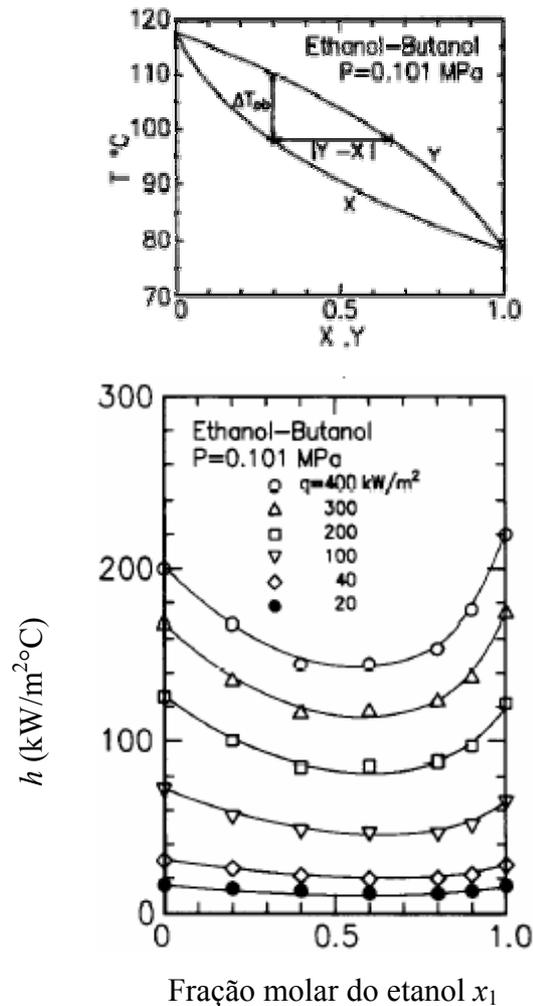


Figura 2.10 - O h da mistura etanol/butanol
Fujita e Tsutsui (1994)

Tendência semelhante aos resultados de Fujita e Tsutsui (1994) foi encontrada por Thome (1983), Stephan (1995), Fujita e Tsutsui (2001), Kandlikar et al. (1999). O modo como h varia com a fração molar foi analisado por diversos autores.

Van Wijk et al. (1956) apresentaram a primeira explicação física para a diminuição do h de misturas, quando comparado com os coeficientes de transferência de calor dos componentes puros da mistura. A fração molar de vapor do componente mais volátil, no crescimento da bolha na superfície aquecida, é maior do que no líquido um pouco mais distante desta superfície, conforme esquematizado nas Figs 2.6a e 2.6b. Deste modo, para manter o equilíbrio entre as fases, mais componente mais volátil contido no líquido precisa ser evaporado para manter o crescimento da bolha. Neste caso, a redução do componente mais volátil do líquido faz com que a temperatura de bolha da mistura se eleve. Conseqüentemente, o superaquecimento da parede tem que ser maior para manter a mesma taxa de transferência

de calor, fazendo com que o h , conforme Eq. (2.1) sofra diminuição. A explicação proposta por Van Wijk et al. (1956) para o mecanismo de transferência de calor na ebulição nucleada de misturas binárias baseia-se na dependência de h com a diferença entre as frações molares da fase vapor e da fase líquida, $|y-x|$, ver Figuras 2.6b e 2.10.

Para explicar fisicamente o porquê desta redução, Benjamin e Balakrishnan (1999) propuseram que a redução se dá por um fator que é uma função das propriedades termofísicas e de transporte das misturas binárias, além da aparente diminuição da taxa de partida de bolhas de vapor e do menor diâmetro de partida das bolhas, acompanhados da variação não linear das propriedades com a composição (Cooper e Stone, 1981). Sterling e Tichacek (apud Thome, 1983) atribuem o menor h para misturas como consequência da resistência adicional de difusão de massa do componente volátil na bolha de vapor. A ebulição da mistura é acompanhada não somente pela mudança de fase, mas pela destilação da mistura com transferência de massa dos componentes da mistura, na fase líquida bem como entre o líquido e a fase vapor (Tolubinskiy e Ostrovskiy, 1969).

Thome (1982) propõe que o mecanismo de ebulição nucleada de misturas depende dos seguintes parâmetros: a taxa de evaporação em função da concentração, as taxas de difusão da mistura e a composição na densidade de sítios de nucleação ativados. Entretanto, avaliar estes parâmetros é um problema complexo. Partindo do fato de que a composição das bolhas sofre variação na concentração e isso influencia na temperatura de superaquecimento para a nucleação, Thome propôs que a redução de h pode ser descrita como uma função do parâmetro ΔT_{ob} (temperatura do ponto de orvalho menos a temperatura de ponto de bolha) à dada composição da mistura. Quanto maior esta variação, menor o h .

Correlações propostas por Calus e Rice (1972), Calus e Leonidopoulos (1973), e Kandlikar (1998) incluem ainda o fator de difusividade de massa como um fator de redução do h para as misturas.

A seguir, são apresentados os modelos semi-empíricos utilizados para comparação com dados experimentais obtidos, para misturas, e, após, para os componentes puros.

2.8 Modelos Semi-Empíricos para Misturas Binárias

2.8.1 Modelo de Stephan-Körner

Stephan e Körner (1969) desenvolveram um modelo semi-empírico baseado na explicação dada por Van Wijk (1956) para o superaquecimento da mistura líquida ou da parede, ΔT_{SK} , como definido pela Eq. (2.9):

$$h_{SK} = \frac{q}{\Delta T_{SK}} \quad (2.9)$$

onde a diferença de temperatura ΔT_{SK} é calculada da seguinte forma:

$$\Delta T_{SK} = \Delta T_{id} + \Delta T_E \quad (2.10)$$

Sendo:

$$\Delta T_{id} = x_1 \Delta T_1 + x_2 \Delta T_2 = x_1 \Delta T_1 + (1 - x_1) \Delta T_2 \quad (2.11)$$

O termo ΔT_{id} , na Eq. (2.11) representa o superaquecimento da mistura azeotrópica ideal a dada fração molar x_1 do componente mais volátil, o termo ΔT_1 é a diferença entre a temperatura de parede menos a temperatura de saturação do componente puro 1 e o termo ΔT_2 é a diferença entre temperatura de parede menos a temperatura de saturação do componente puro 2, Eqs. (2.12). Desta forma, o superaquecimento da mistura azeotrópica ideal é obtido através da média ponderada, em relação à fração molar dos componentes, dos superaquecimentos dos fluidos puros, ΔT_1 e ΔT_2 .

$$\Delta T_1 = T_p - T_{sat_1} \text{ e } \Delta T_2 = T_p - T_{sat_2} \quad (2.12)$$

Segundo este modelo, o superaquecimento real de uma mistura binária deverá ser maior do que ΔT_{id} , a fim de considerar o superaquecimento adicional devido ao enriquecimento da mistura líquida do componente menos volátil:

$$\Delta T_E = A |y - x| \Delta T_{id} \quad (2.13)$$

onde y representa a fração molar do vapor correspondente à fração molar x na fase líquida para o componente 1, à determinada fração molar inicial. O fator $|y-x|$ influencia diretamente no h do modelo. O coeficiente empírico A , na Eq. (2.13), é calculado de acordo com a equação, abaixo:

$$A = A_0 (0,88 + 0,12p) , p \text{ em bar.} \quad (2.14)$$

Para uma pressão de 1 bar, $A=A_o$. O valor de A_o para misturas ainda não tabeladas (como é o caso da mistura FC-87/FC-72), recomendado por Stephan e Körner (1969) é 1,53. O valor de A_o foi determinado pelos autores, a partir de ajustes da Eq.(2.14) para dezessete tipos de misturas binárias. Os valores obtidos para as misturas testadas encontraram-se na faixa de 0,42 a 3,56. Os fluidos considerados, no trabalho de Stephan e Körner (1969), foram: água, metanol, etanol, n-butanol, benzeno, e também R-134a, R-123 e R-142b. Neste trabalho, será proposto um valor ajustado para a constante A_o , conforme o realizado pelos autores.

O coeficiente de transferência de calor ideal, que deveria ser o obtido caso não ocorresse diminuição no h para misturas, pode ser escrito como (Stephan,1995):

$$h_{id} = \frac{q}{\Delta T_{id}} = \frac{1}{x_1 / h_1 + (1 - x_1) / h_2} \quad (2.15)$$

Usando a relação de h_{id} acima, a correlação de Stephan-Körner pode ser reescrita como:

$$h_{SK} = \frac{q}{\Delta T_{id}} \frac{1}{(1 + A | y - x |)} = \frac{h_{id}}{[1 + 1,53(y - x)]} \quad (2.16)$$

2.8.2 Modelo de Thome

Thome (1982) propôs um modelo que considera como importante fator de redução a diferença entre as temperaturas do ponto de orvalho e o ponto de bolha (ΔT_{ob}), à dada composição da mistura. Este valor é obtido através das curvas de transição de fase, em um diagrama de fases, como por exemplo o da Fig. 2.7, para a mistura FC-87/FC- 72.

$$h_T = \frac{h_{id}}{1 + \frac{\Delta T_{ob}}{\Delta T_{id}}} \quad (2.17)$$

$$\Delta T_{ob} = T_{orvalho} - T_{bolha} \quad (2.18)$$

O efeito de difusão de massa é expresso como uma função empírica da diferença entre as temperaturas do ponto de orvalho e o ponto de bolha (ΔT_{ob}) e a diferença na temperatura de saturação dos componentes puros na mesma pressão, a uma dada concentração molar.

2.8.3 Modelo de Fujita

Fujita et al. (1996) apud Rohsenow et al. (1998), propõem um modelo para o cálculo do h de misturas, semelhante ao proposto por Thome (1982), onde:

$$h_F = \frac{h_{id}}{1 + K_F \left(\frac{\Delta T_{ob}}{\Delta T_{id}} \right)} \quad (2.19)$$

com :

$$K_F = 1 - \exp\left(-2,8 \frac{\Delta T_{id}}{\Delta T_s}\right) \quad (2.20)$$

$$\Delta T_s = T_{sat1} - T_{sat2} \quad (2.21)$$

2.8.4 Modelo de Fujita e Tsutsui

Fujita e Tsutsui (2003) propõem um modelo em que o h da mistura, de forma semelhante ao modelo de Fujita et al (apud Rohsenow et al., 1998), é igual ao h_{id} corrigido por um redutor:

$$h_{FT} = \frac{h_{id}}{1 + K_{FT} \left(\frac{\Delta T_{ob}}{\Delta T_{id}} \right)} \quad (2.22)$$

$$K_{FT} = [1 - 0,8 \exp(-q/10^5)] \quad (2.23)$$

Os últimos três modelos ou procedimentos são semelhantes e dependem de fatores de correção que, segundo cada autor, influenciam no h para misturas. Basicamente, essas correções foram baseadas na diferença efetiva de temperatura entre o ponto de ebulição e o ponto de orvalho (ΔT_{ob}). No modelo de Fujita et al. é levada em conta ainda a diferença de temperatura de saturação dos componentes puros (ΔT_s). Já o modelo de Fujita-Tsutsui (2003) considera o fluxo de calor como um fator que deve ser levado em consideração para avaliar o h da mistura.

No modelo de Stephan-Körner, o termo $|y-x|$ leva em conta a explicação dada por Van Wijk et al. (1956) que considera como principal efeito sobre a redução do h em misturas o fato da composição da mistura não se manter constante durante o crescimento da bolha,

devido à evaporação preferencial do componente mais volátil, conforme mencionado anteriormente.

2.8.5 Modelo de Calus e Leonidopoulos

O modelo proposto por Calus e Leonidopoulos (1973) foi desenvolvido sem a dependência de constantes empíricas, com o objetivo de tentar prever o coeficiente de transferência de calor em ebulição nucleada, h_{CL} , para qualquer mistura líquida binária. De acordo com este modelo, h_{CL} é obtido por meio de uma correção sobre o valor de h_{id} :

$$h_{cl} = \frac{h_{id}}{1 + K_{CL}} \quad (2.24)$$

$$K_{CL} = \left[(x - y) \left(\frac{\alpha}{D} \right)^{0.5} \left(\frac{C_{pl}}{h_{lv}} \right) \left(\frac{dT}{dx} \right) \right] \quad (2.25)$$

onde dT/dx representa a derivada da temperatura da curva do ponto de bolha, a dada fração molar, e as quantidades $(x-y)$ e (dT/dx) são sempre de mesmo sinal. O cálculo da difusividade mássica (D) e das outras propriedades para as misturas estão descritas no Apêndice A2.

Os modelos até aqui apresentados podem ser reduzidos a uma forma comum, conforme Eq. (2.26). Na Tabela 2.1 são resumidos os cinco modelos revisados para o cálculo de h da mistura:

$$\frac{h}{h_{id}} = \frac{1}{1 + K} \quad (2.26)$$

onde h_{id} está definido na Eq.(2.15).

O parâmetro $(1+K)$ é um fator redutor para cálculo do coeficiente de transferência de calor devido aos efeitos da diminuição da concentração do elemento mais volátil próximo à parede aquecida. Sendo dada conforme as expressões mostradas na Tabela 2.1:

Tabela 2.1 – Resumo para o cálculo do redutor K , para o h de misturas

Referência	K	Equação
Stephan e Körner (1969)	$A_0 y - x (0,88 - 0,12p)$, p em bar	(2.14)
Thome (1982)	$\frac{\Delta T_{ob}}{\Delta T_{id}}$	(2.27)
Fujita et al. (1996), apud Rohsenow (1998)	$\frac{\Delta T_{ob}}{\Delta T_{id}} \left[1 - \exp\left(-2,8 \frac{\Delta T_{id}}{\Delta T_s}\right) \right]$	(2.28)
Fujita e Tsutsui (1994)	$\frac{\Delta T_{ob}}{\Delta T_{id}} \left[1 - 0,8 \exp(-q/10^5) \right]$	(2.29)
Calus e Leonidopoulos (1973)	$\left[(x - y) \left(\frac{\alpha}{D}\right)^{0,5} \left(\frac{C_{pl}}{h_{lv}}\right) \left(\frac{dT}{dx}\right) \right]$	(2.25)

2.9 Comparação dos Resultados de Fujita e Tsutsui com Modelos

Nas Figs. 2.11 a 2.13, os coeficientes de transferência de calor, obtidos experimentalmente para três misturas binárias (metanol com água, metanol com etanol e etanol com butanol), Fujita e Tsutsui (1994), são comparados, para três fluxos de calor, com os coeficientes previstos por quatro modelos, dos quais dois, de Stephan-Korner (1969) e de Thome (1982), foram analisados na Seção 2.8. Os modelos utilizados considerados fazem uso dos parâmetros $|y-x|$ ou ΔT_{ob} . Uma amostragem dos resultados experimentais obtidos por esses autores foi apresentada na Seção 2.7. Para a mistura de metanol-água, Fig. 2.11, e fração molar superior a 0,5 os modelos superestimam o valor de h , enquanto para a mistura de etanol-butanol, Fig. 2.13, e fração molar abaixo de 0,5 os modelos subestimam o valor de h . No estudo de Fujita e Tsutsui (1994), para as misturas de metanol-água, o valor mínimo de h não necessariamente ocorre quando $|y-x|$ e ΔT_{ob} são máximos.

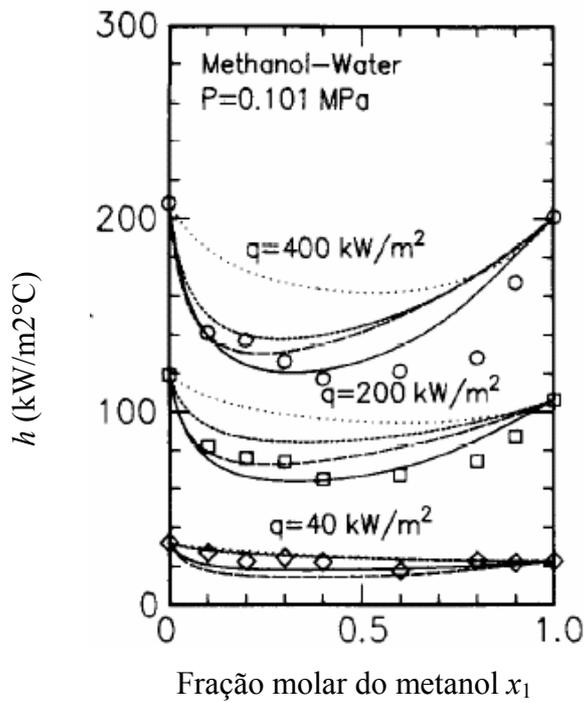


Figura 2.11 – O h_{exp} do metanol/água e correlações

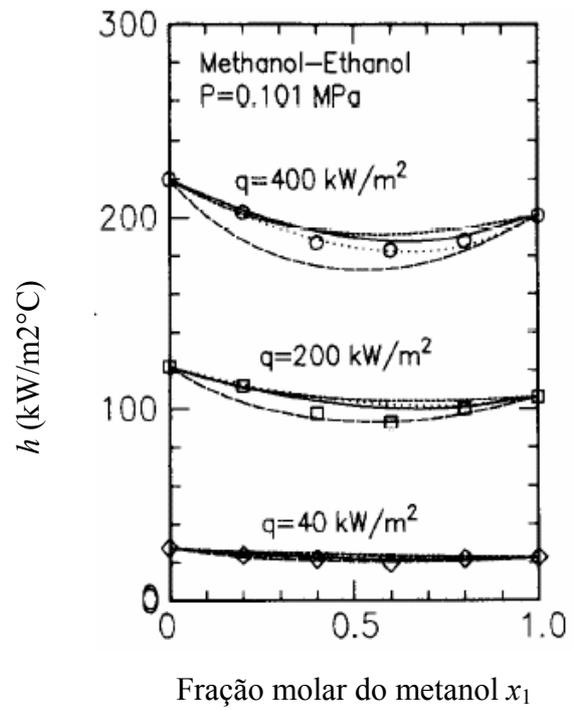


Figura 2.12 – O h_{exp} do metanol/etanol e correlações

Legenda: --- Stephan-Körner; — Thome; ---- Schlünder; ··· Jungnickel *et al.*

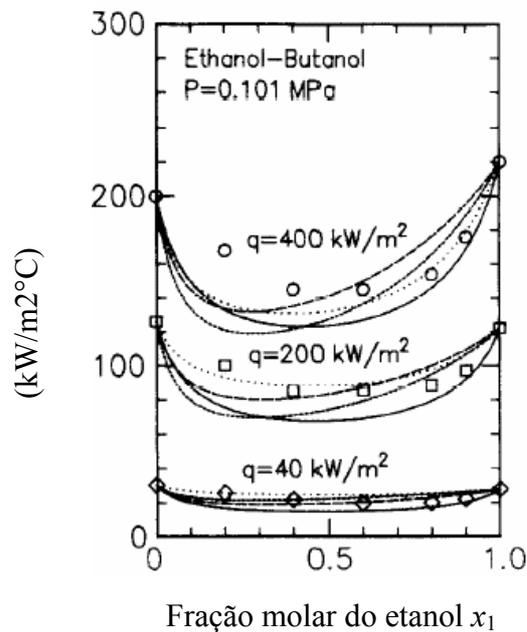


Figura 2.13- O h_{exp} do etanol/butanol e correlações

Legenda: --- Stephan-Körner; — Thome; ---- Schlünder; ··· Jungnickel *et al.*

(Adaptado de Fujita e Tsutsui (1994)).

2.10 Correlações para os Fluidos Puros

São apresentados a seguir os modelos mais empregados na literatura para o cálculo do h para fluidos puros, no regime de ebulição em piscina.

O h experimental para fluidos puros é calculado pela seguinte relação (Carey, 1992):

$$h = \frac{q}{[T_p - T_{sat}]} \quad (2.30)$$

onde T_{sat} é a temperatura de saturação do fluido.

2.10.1 Correlação de Rohsenow

A correlação proposta por Rohsenow (1962), apud Carey (1992), é apresentada, a seguir:

$$h_R = \mu_{liq} h_{lv} \left(\frac{g(\rho_{liq} - \rho_{vap})}{\sigma} \right)^{0,5} \left(\frac{c_{pl}}{C_{sf} h_{lv} p_r^s} \right)^3 (T_p - T_{sat})^2 \quad (2.31)$$

onde μ_{liq} representa a viscosidade, h_{lv} o calor latente de vaporização, g a aceleração da gravidade, ρ_{liq} a massa específica do líquido, ρ_{vap} a massa específica do vapor; σ a tensão superficial, c_{pl} o calor específico e p_r a pressão reduzida. Os expoentes foram obtidos a partir de valores recomendados para esta correlação segundo Carey (1992). O valor do coeficiente C_{sf} depende do tipo de fluido, do material e do acabamento superficial da superfície aquecida. Na presente pesquisa, os valores de $C_{sf} = 0,0065$, para o fluido FC-72, e $C_{sf} = 0,0079$, para o fluido FC-87, foram retirados de Cardoso (2005), que os obteve a partir de correlações a partir de seus próprios dados experimentais.

2.10.2 Correlação de Stephan e Abdelsalam

Stephan e Abdelsalam (1978) propuseram a seguinte correlação:

$$h_{SA} = 207 \left(\frac{k_l}{d_b} \right) \left(\frac{q d_b}{k_l T_{sat}} \right)^{0,745} \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}} \right)^{0,581} Pr_l^{0,533} R_p^{0,1} \quad (2.32)$$

Sendo:

$$d_b = 0,0149\theta \left(\frac{2\sigma}{g(\rho_{liq} - \rho_{vap})} \right)^{0,5} \quad (2.33)$$

onde θ representa o ângulo de contato líquido/sólido e considerado igual a 35° (Carey, 1992), e $R_p=1,1\mu\text{m}$, como será visto no Capítulo 3, é a rugosidade da placa. O termo d_b é o diâmetro de partida da bolha, k_l a condutividade térmica, e Pr_l é o número de Prandtl.

2.10.3 Correlação de Cooper

A correlação de Cooper (1984) leva em consideração para o cálculo de h a pressão reduzida (p_r), o fluxo de calor (q), a rugosidade da placa (R_p) e a massa molecular do fluido (M).

$$h_c = 55 p_r^b (-0,4343 \ln p_r)^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,67} \quad (2.34)$$

Onde:

$$p_r = \frac{P}{P_c} \quad (2.35)$$

$$b = 0,12 - 0,2 \log R_p \quad (2.36)$$

O efeito da rugosidade é sempre um parâmetro difícil de ser obtido com precisão, de modo que se recomenda adotar o valor de $b = 0,12$ quando a rugosidade não for conhecida (Passos, 2002).

2.11 Resumo

Neste capítulo, inicialmente, foram apresentadas a curva de ebulição e a descrição dos principais regimes de ebulição e, em seguida, as características de azeotropia e não-azeotropia das misturas. Os mecanismos de transferência de calor por ebulição em misturas, e do crescimento de bolha em sistema binário, foram analisados. Foi feita uma síntese de possíveis motivos que levam o h das misturas a serem menores do que para os componentes puros. Em seguida, o diagrama de fase teórico para a mistura foi apresentado.

Para comparar os resultados experimentais obtidos, serão utilizados os modelos de Stephan e Körner (1969), Fujita et al.(1996) apud Rohsenow(1998), Thome (1982), Fujita e

Tsutsui (1994), e Calus e Leonidopoulos (1973) para as misturas. Para os fluidos puros as correlações empregadas serão as de Stephan e Abdelsalam (1978), Rohsenow (1962), e Cooper (1984).

CAPÍTULO 3

MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo, é feita a descrição detalhada do aparato experimental e, em particular, da seção de teste e do sistema de aquisição de dados, além da metodologia experimental. Esta inclui a preparação da mistura, nas diferentes frações molares, o carregamento e limpeza da bancada e de todos os materiais envolvidos, bem como o controle da pressão, na câmara de ebulição, e a determinação experimental dos pontos de bolha para cada fração molar, além da calibração da bancada, a fim de validar o conjunto de técnicas empregadas e os dados experimentais obtidos. É importante ressaltar que o desenvolvimento desta metodologia representou uma dificuldade importante devido às peculiaridades do estudo de ebulição de misturas, e que exigiu sucessivas modificações e adaptações no projeto da bancada experimental.

3.1 Aparato Experimental

Os testes foram realizados, à pressão atmosférica, em uma câmara de ebulição, no interior da qual é colocado o fluido de trabalho. Esta é constituída de um tubo de vidro com 90 mm de diâmetro interno, 100 mm de diâmetro externo e 175 mm de altura, item 8, na Fig. 3.1, montado entre duas bases de aço inoxidável com dimensões 200 x 200 x 10 mm (itens 12 e 13, Fig. 3.1). Envolvendo a câmara de ebulição existe uma segunda câmara, com seção transversal quadrada, 170x170 mm cujas paredes laterais são de acrílico e montadas entre as bases de aço inoxidável, ver Fig. 3.1, item 9. A temperatura do fluido de trabalho é imposta por meio de uma circulação forçada de água, cuja temperatura é controlada por um banho termostático da marca Microquímica, através do espaço entre a câmara de ebulição e a câmara com paredes laterais de acrílico, mantido completamente preenchido (entrada no item 1 e saída no item 11). No interior da câmara de ebulição, na parte superior, está instalado um condensador do tipo serpentina, no interior da qual circula água de resfriamento, item 7, cuja temperatura é controlada por um segundo banho térmico da marca Microquímica, conforme montagem mostrada na Fig. 3.2. No teto da bancada encontra-se um disco de acrílico, item 5, de 70 milímetros de diâmetro que permite a visualização do líquido em ebulição, além de uma válvula, item 6, que permite o carregamento da câmara de ebulição com o fluido de trabalho, ou o seu esvaziamento, e de um transdutor de pressão diferencial, item 3, instalado logo acima de uma válvula (item 2), necessária à operacionalidade do transdutor.

Quatro termopares do tipo E (Cromel/Constantan), item 4, com fios de 0,125 mm de diâmetro, estão instalados na câmara de ebulição: dois deles imersos no líquido e os outros dois no vapor.

A seção de teste (item 10) consiste de um disco de cobre (diâmetro de 12 mm, espessura de 1 mm) horizontal, cujo lado a ser resfriado por ebulição está voltado para cima, em contato com o fluido de trabalho. O detalhamento da seção de teste será apresentado, a seguir.

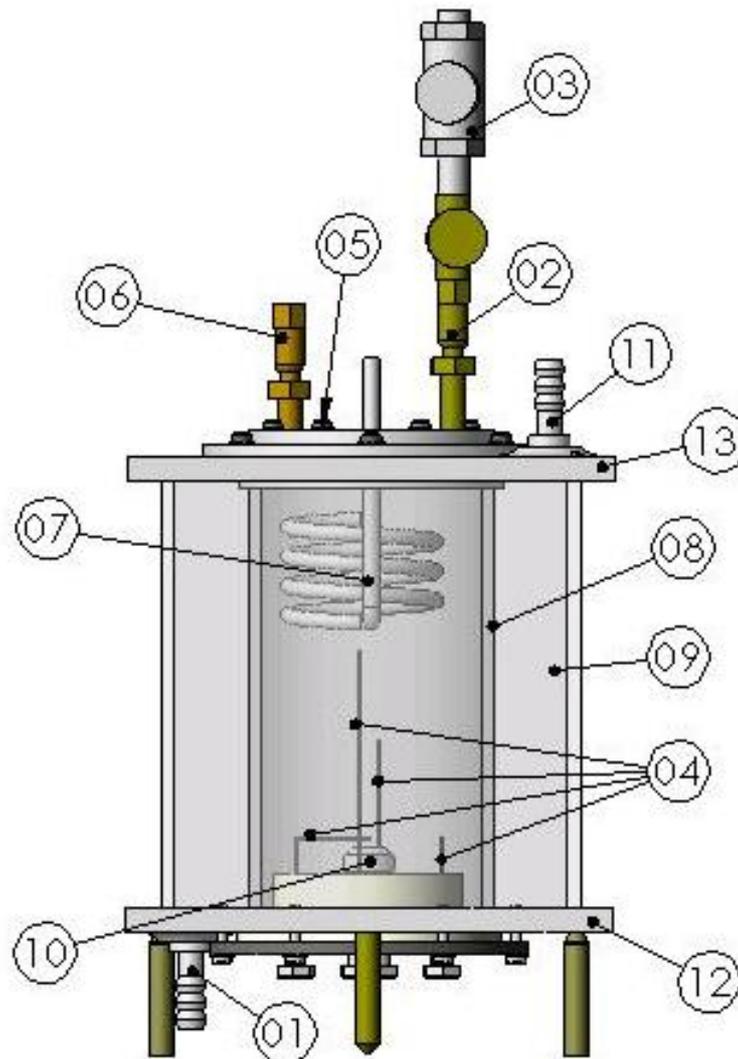


Figura 3.1 – Representação esquemática da bancada experimental

Legenda: 1- Entrada do banho; 2- Válvulas; 3- Transdutor de pressão; 4- Termopares; 5- Disco de acrílico; 6- Válvula; 7- Condensador do tipo serpentina; 8- Tubo de vidro; 9- Cuba de acrílico; 10- Seção de teste; 11- Saída do banho; 12- Base inferior de aço inoxidável; 13- Base superior de aço inoxidável.

Uma vista do conjunto da bancada, incluindo os dois banhos térmicos e o sistema de aquisição de dados é apresentado na Figura 3.2.



Figura 3.2 – Fotografia do conjunto experimental

3.2 Seção de teste

Na Fig.3.3, é apresentada uma vista explodida da seção de teste (local onde ocorrem os testes de ebulição e convecção natural). Esta é constituída de um disco de cobre de 12 mm de diâmetro e 1 mm espessura, e rugosidade de $1,1 \mu\text{m}$, item 1 da Fig. 3.3 e Fig 3.4a. O disco é aquecido por uma resistência elétrica do tipo “skin heater”, de $11,6 \pm 0,05 \Omega$, item 2 da Fig.3.3 e Fig.3.4c, cujo elemento resistivo é uma tira de constantan de $50 \mu\text{m}$ de espessura, $0,3 \text{ mm}$ de largura e 162 mm de comprimento depositada sobre uma folha fina de kapton e encapsulada por uma segunda folha de kapton.

Três termopares estão fixados no disco de cobre, no interior de ranhuras, Fig. 3.4b. Sob a resistência, um quarto termopar (item 3) mede a temperatura da resina epóxi Araldite

que fixa os componentes da seção de teste. No item 4, tem-se um canal por onde passam os fios dos termopares e os cabos da alimentação elétrica da resistência. Este conjunto aquecedor está fixado em uma bucha de PVC, item 5 da Fig.3.3, que por sua vez está fixado em um disco de nylon, preso à base inferior da câmara de ebulição, Fig. 3.1.

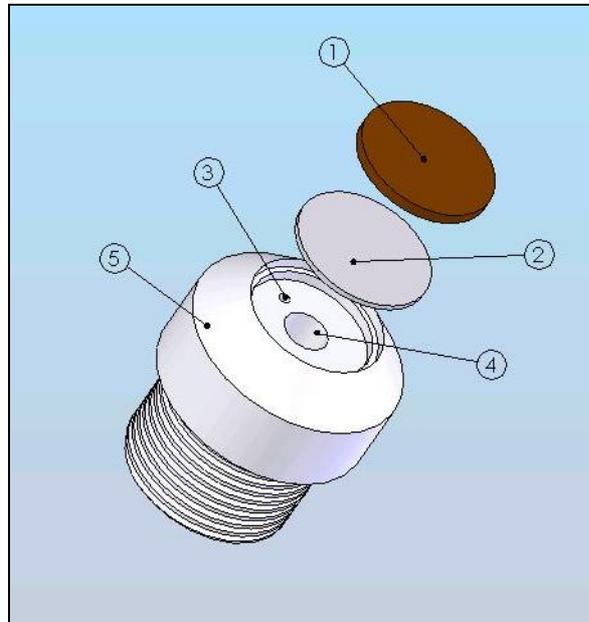


Figura 3.3 – Vista explodida da seção de teste:

Legenda: 1-Disco de cobre; 2-Resistência elétrica; 3 e 4-Canais de passagem; 5- Base de PVC.



Figura 3.4a - Disco de cobre

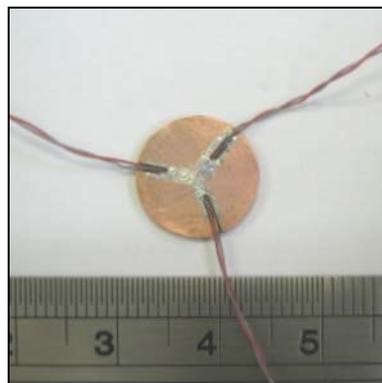


Figura 3.4b - Disco de cobre com os termopares

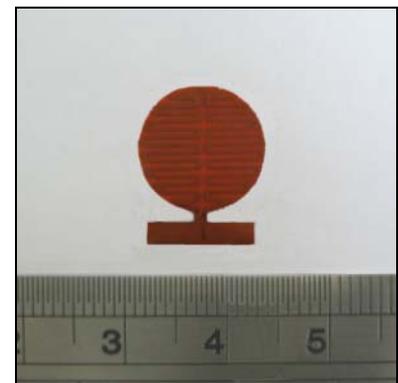


Figura 3.4c - Resistência elétrica

Na Fig. 3.5 é mostrada uma fotografia da seção de teste durante a realização de um teste de ebulição nucleada do FC-87, com fluxo de calor $q = 30,01 \text{ kW/m}^2$ e temperatura da superfície do disco de cobre, $T_p = 42,5^\circ\text{C}$. No topo da fotografia pode-se observar um termopar para medição da temperatura da mistura próximo à seção de teste.



Figura 3.5 – Seção de teste com ebulição do FC-87, $q = 30,01 \text{ kW/m}^2$, $T_p = 42,5^\circ\text{C}$

3.3 Equipamentos

Fonte de alimentação elétrica

A alimentação do transdutor de pressão é feita por uma fonte SME, modelo 495 e a resistência elétrica da seção de teste por uma fonte Heinzinger, modelo PTN 125-10, ambas controladas por um computador através da interface GPIB, por meio de um programa em LABVIEW.

Banho térmico

O controle da temperatura do fluido de trabalho foi feito com o auxílio de um banho térmico da marca Microquímica, modelo MQBMP-01. Um segundo banho térmico da marca Microquímica, modelo MQBMP-01, foi empregado para o resfriamento da água do condensador tipo serpentina.

Bomba de vácuo

Antes de cada carregamento da câmara de ebulição, foi necessário fazer vácuo, com pressões de até 100 Pa. Para isto foi utilizado o Leak Detector da marca Edwards modelo Spectron 5000.

Computador

Para a aquisição e o tratamento de dados foi utilizado um computador AMD K7 Athlon, 512 MB/DDR400, e velocidade de processamento de 2,4MHz.

Aquecedor elétrico

O aquecimento dos fluidos de trabalho foi feito utilizando um aquecedor elétrico da marca Microquímica MQAMA 301.

Sistema de aquisição de dados

A aquisição dos sinais de temperatura indicados pelos termopares, da tensão elétrica de saída do transdutor de pressão, e da tensão aplicada nos bornes da resistência elétrica de aquecimento (seção de teste) é feita através de uma unidade de aquisição de dados da marca HP, modelo 34970A.

A unidade HP de aquisição de dados possibilita o condicionamento dos sinais dos termopares por meio de uma compensação eletrônica de junta fria. No entanto, devido à dissipação de calor dos componentes eletrônicos, no interior da unidade, foram constatadas diferenças entre as temperaturas dos canais de aquisição de dados que causavam erros de compensação de junta fria dos termopares de até 1,5°C. Para solucionar este problema foi eliminada a compensação eletrônica de fábrica, da HP, e instalada uma barra de cobre que serve de conector intermediário dos cabos de saída dos termopares, na qual também instalou-se um termistor. A barra de cobre é envolvida em Kapton e é considerada isotérmica, permitindo que a sua temperatura, indicada pelo termistor, seja utilizada como referência para a temperatura de junta fria de todos os sinais dos termopares, antes da conversão de mV para °C, por meio de um polinômio do nono grau, conforme Holman (1989).

A programação em LABVIEW permite o controle da fonte de alimentação elétrica, com aquecimento em um patamar de potência, ou de uma rampa de aquecimento e um intervalo de tempo de espera, com a fonte desligada entre dois testes consecutivos. O LABVIEW também permite a visualização dos sinais na tela do computador, enquanto são realizados os testes. Na Fig. 3.6, é apresentada uma tela da interface do programa LABVIEW.

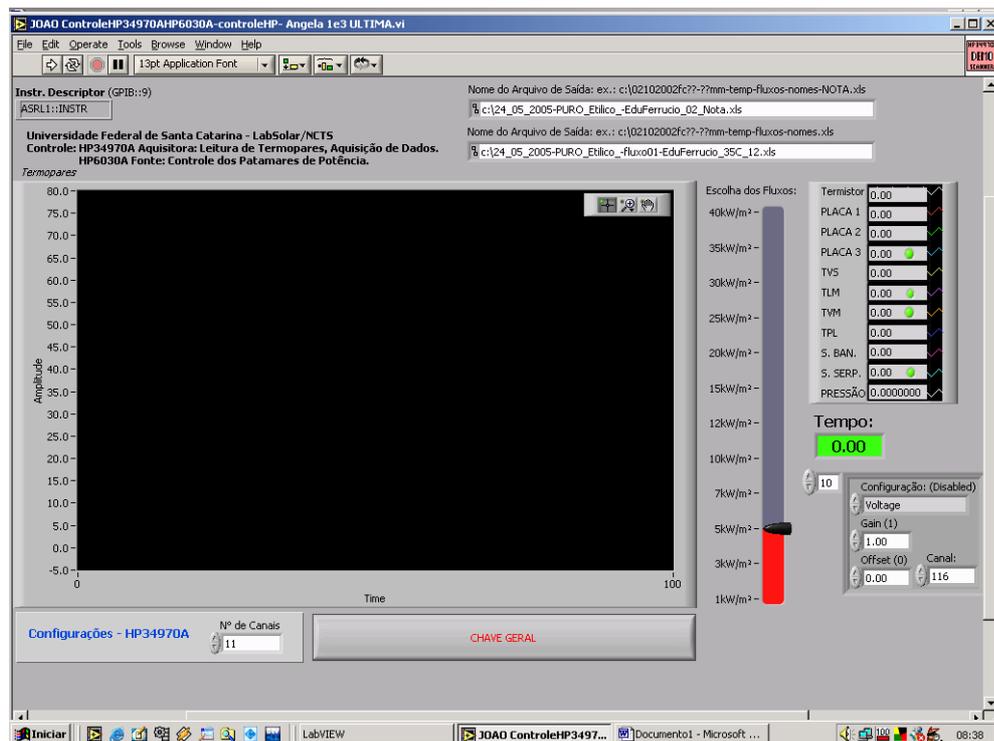


Figura 3.6 – Interface do programa LabVIEW

3.4 Metodologia Experimental

Os fluidos de trabalho utilizados foram os flúor-carbonos FC-87 (C_3F_{12}) e FC-72 (C_6F_{14}), da marca 3M, cujas temperaturas de saturação, à pressão atmosférica, são de $29,1^\circ\text{C}$ e $56,6^\circ\text{C}$, respectivamente. Estes fluidos foram os escolhidos por serem dielétricos e, portanto, indicados para o resfriamento de componentes eletrônicos, e em aplicações espaciais.

Além dos componentes puros, foram testadas quatro misturas obtidas com os fluidos FC-87 e FC-72, nas concentrações de fração molar, em relação ao FC-87, o componente mais volátil: 25, 50, 75 e 85% .

Devido à quantidade limitada de fluido e ao seu alto custo (cerca de US\$ 200,00 por litro), determinou-se trabalhar com um total de 300 g de fluido dentro da seção de teste (puro ou mistura) em todos os testes realizados. A quantidade de 300 g permitiu que o disco de cobre (local onde ocorre a ebulição) ficasse imerso a uma altura de 10 a 15 mm abaixo da superfície livre do líquido.

Na Tabela 3.1, são apresentadas às frações molares trabalhadas e a respectiva massa de cada fluido introduzida na bancada para formar a mistura. Optou-se, por motivos de custos, trabalhar com uma massa total de 300g de mistura.

As relações utilizadas para calcular os valores apresentados estão descritos no Apêndice A1.

Tabela 3.1 – Frações molar e mássica e massas equivalentes de fluidos de trabalho

Fração molar x (%) FC-87/FC-72	Massa (g)	
	85/15	248,52
75/25	215,64	84,36
50/50	138,03	161,97
25/75	66,36	233,64

3.4.1 Procedimentos realizados para o carregamento da bancada com o fluido

Limpeza

Toda a vidraria foi lavada com água e detergente. Em seguida, secada com jato de ar frio ou quente. As peças passaram por um banho de álcool isopropílico e novamente jato de ar. Para a secagem do balão volumétrico foi usado o forno elétrico.

Vácuo

Antes de cada conjunto de testes, foi necessário eliminar a presença de impurezas ou gases, no interior da câmara de ebulição, que podem alterar as propriedades dos fluidos. Foi feito vácuo na câmara de ebulição, com o auxílio de uma bomba de vácuo conectada à válvula localizada na parte superior da bancada (item 6 da Fig. 3.1), por meio de uma mangueira de silicone. O vácuo chegou ao nível fino (indicação do equipamento), com pressão de 100 Pa, durante um intervalo de tempo de aproximadamente uma hora.

Pesagem do fluido

Antes do carregamento da câmara de ebulição com o fluido de trabalho, foi feita a pesagem do mesmo, antes e depois de ser aquecido. Assim, foi possível determinar a quantidade de fluido em cada carregamento. A massa dos fluidos foi ligeiramente diferente da apresentada na Tabela 3.1, sendo discutido o desvio na seção B1.4, do Apêndice.

Desgaseificação do fluido de trabalho

Antes de introduzir o fluido ou mistura de trabalho, na câmara de ebulição, foi necessária a sua desgaseificação. Segundo Normington et al. (1992), para a ebulição em piscina do FC-72, uma quantidade superior a 0,005 moles/mol de gases no fluido podem significar uma redução significativa do valor de h . Para evitar isso, o fluido foi posto em um

balão volumétrico e aquecido com um aquecedor elétrico acima do ponto de bolha por cerca de 5 min para a retirada dos gases. A seguir, o balão volumétrico foi conectado à mangueira de silicone, conectada à válvula de entrada da câmara de ebulição. Tomou-se o cuidado de também extrair o ar que ficou na mangueira e que não sofreu desgaseificação.



Figura 3.7 – Desgaseificação e pesagem do fluido

3.4.2 Condições de teste

Características da placa

Em todos os testes, o disco de cobre foi colocado na horizontal e voltado para cima, no eixo da câmara de ebulição. Para garantir a planicidade da bancada, foram utilizados níveis de bolha.

A placa de cobre foi lixada com lixa número 600, com seu centro fixo, no sentido horário e anti-horário. A seguir, foi limpa com acetona e um jato de ar foi utilizado para secar a placa e retirar eventuais partículas de poeira.

A rugosidade da superfície do disco de cobre, medida com um rugosímetro Perthometer S8P (método apalpador) foi de $1,1\mu\text{m}$. Esta medição foi feita pelo Laboratório de Análise de Superfícies, Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC.

Fluxo de calor

Para o levantamento da curva parcial de ebulição, o fluxo de calor foi variado entre $1,00$ e $40,01 \text{ kW/m}^2$.

Esses valores de fluxo de calor resultaram da aplicação de uma tensão nos bornes da resistência elétrica de $11,6 \Omega$. Os cálculos das incertezas, em relação aos valores do fluxo de calor, estão apresentados no Apêndice B.

Procedimento para os testes e aquisição de dados

Os testes foram realizados com o fluido de trabalho à temperatura de saturação, ou temperatura de ponto de bolha.

O banho termostaticado foi ligado, e estabilizado em uma temperatura pouco acima da temperatura de saturação ou de bolha da mistura, a uma determinada fração molar, e o fluido de trabalho foi aquecido durante uma hora e meia, suficiente para uniformizar a sua temperatura, na câmara.

Neste intervalo de tempo, também era ligado um segundo banho termostaticado, que permitia um escoamento de água, à temperatura controlada, no interior da serpentina, para a condensação do vapor na câmara de ebulição.

As temperaturas das fases líquida e vapor precisavam estar bem próximas entre si (cerca de no máximo $0,5^{\circ}\text{C}$ de diferença) e próxima da temperatura de saturação (menos de $0,8^{\circ}\text{C}$ diferença) para que os testes fossem iniciados.

Após iniciados os testes, a pressão foi lida por um transdutor diferencial de pressão, e controlada com o auxílio da serpentina de condensação, mantendo assim a condição interna de pressão à 1 atm. A aquisição de dados foi feita durante todo o período em que o teste se realizava, mas somente os últimos 90 pontos de cada patamar de fluxo de calor foram considerados para tratamento dos dados, por serem mais representativos do processo estabilizado.

Para o levantamento de uma curva parcial de ebulição, o primeiro teste foi para o fluxo de calor de $1,00 \text{ kW/m}^2$, no regime de convecção natural monofásica. A duração dos testes em cada fluxo de calor, foi de 400 segundos. O intervalo de tempo de espera entre dois testes foi de 15 a 20 min, suficiente para que todas as temperaturas retornassem aos valores iniciais, com a fonte de alimentação elétrica desligada. Na seqüência, os fluxos de calor eram impostos de forma crescente e a curva parcial de ebulição era obtida.

Devido ao controle da pressão, alguns testes precisaram ser descartados e refeitos, sendo que no máximo três curvas de ebulição podiam ser completadas ao longo de um dia.

É importante mencionar que durante a realização de cada teste, foi necessário que uma pessoa acompanhasse a variação de pressão na câmara de ebulição, em tempo integral, para diminuir a temperatura da água da serpentina, manualmente, quando se fazia necessário, pois

uma variação de $0,1^{\circ}\text{C}$ era suficiente para influenciar, rápida e significativamente, a pressão na câmara de ebulição.

Controle de pressão da bancada

Um transdutor de pressão diferencial da marca Omega, modelo PX821-010DV, com capacidade de leitura diferencial de 6,8947 MPa, foi instalado para o controle da pressão, conforme mostrado, no esquema da Fig. 3.8.

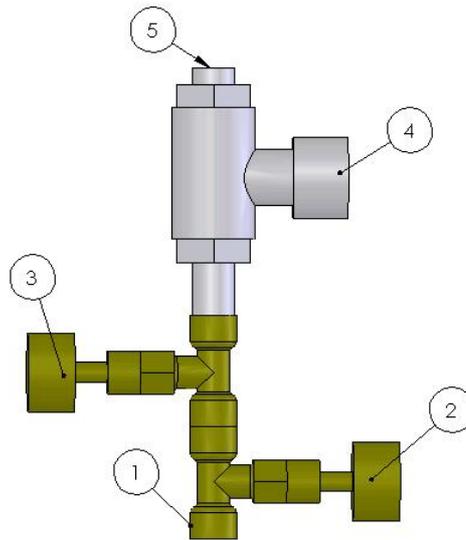


Figura 3.8 – Esquema do transdutor com as válvulas: 1- Conexão com a bancada; 2- Válvula A; 3- Válvula B; 4- Bocal para a alimentação elétrica do transdutor de pressão; 5- Transdutor de pressão.

Diariamente, era feita uma leitura da pressão atmosférica, e zerado o transdutor de pressão. Como a incerteza do fabricante, 3 mV , era grande demais para nossa necessidade de trabalho, foi instalado um potenciômetro (conforme instruções do manual do fabricante) que permitiu a regulagem e um ajuste mais fino.

Para zerar o transdutor, a fim de minimizar a diferença de pressão que o transdutor media, entre a seção de teste e a atmosférica do laboratório, a válvula A, item 2 da Fig. 3.8, era fechada para não perder fluido e vácuo. Em seguida, a válvula B, item 3 da Fig. 3.8, era aberta, assim as duas extremidades do transdutor estariam em contato com a atmosfera. Sendo a regulagem de um ajuste muito fino, a incerteza do zero ficava entre $\pm 0,1\text{ mV}$. Feito isto, a válvula B era fechada e a válvula A novamente aberta, assim, o transdutor passava a medir a diferença entre a pressão atmosférica e a pressão na seção de testes.

O sinal de saída do transdutor é em V, exigindo a sua conversão para a unidade de pressão, conforme indicações do fabricante.

Levantamento do ponto de bolha da mistura

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor experimental, h , conforme Eq. (2.1), fez-se necessária a determinação do ponto de bolha das misturas. Estas temperaturas poderiam ter sido obtidas através da curva de mudança de fase da mistura, mas como esta foi determinada com dados que não são os especificados pelo fabricante 3M, apud (Reed e Mudawar, 1996), preferiu-se então, confirmar esse ponto de bolha, experimentalmente. A seguir é descrito o procedimento para determinar o ponto de bolha das misturas.

A mistura foi aquecida, gradativamente, pelo banho térmico, enquanto a pressão na câmara de ebulição era monitorada. Quando a pressão na câmara era igual à pressão atmosférica (p_{atm}), dentro do laboratório, fazia-se a leitura dos termopares na mistura, na fase líquida e no vapor.

O valor de temperatura ajustado inicialmente no banho, foi aquele segundo a curva teórica do diagrama de fases da mistura. Mas não necessariamente com esta temperatura conseguia-se o equilíbrio de pressões, então, a temperatura do banho era aumentada ou diminuída. Este processo era feito duas vezes para cada mistura.

A seguir, na Tabela 3.2, são apresentados os valores do ponto de bolha experimental e teórico.

Tabela 3.2 – Temperatura do ponto de bolha das misturas

Temperatura de bolha (°C)			
Mistura	Experimental	Teórico	Varição (°C)
FC- 87 a 25%	45,1	47,1	2,0
FC- 87 a 50%	38,5	40,1	1,6
FC- 87 a 75%	32,1	34,4	2,3
FC- 87 a 85%	31,0	32,5	1,5

Os dados da Tabela 3.2 mostram que existe um desvio de temperatura entre o experimental e o teórico, estando o teórico entre 1,5 e 2,3 °C acima. Após esta constatação, foram repetidos os testes para determinação do ponto de bolha experimental, com leitura da pressão, além do transdutor, com uma coluna em forma de U de mercúrio, e novamente os resultados concordaram com os dados experimentais anteriores. Provavelmente esta diferença de temperaturas deve ter ocorrido devido aos fluidos fornecido pelo fabricante não possuírem 100% de pureza. No Apêndice A4 a curva do ponto de bolha é apresentada juntamente com o diagrama de fases da mistura.

3.5 Análise das condições de teste

A fim de garantir as condições termodinâmicas do fluido de trabalho, para cada ponto de operação, foram monitoradas, ao longo dos testes, as temperaturas do líquido e do vapor e a pressão da câmara de ebulição. Tal procedimento mostrou-se fundamental devido a não automatização do controle da temperatura e da vazão da água que circulava no interior do condensador tipo serpentina. Além disso, devido ao pequeno volume da câmara de ebulição que, embora apresente a vantagem de permitir o teste de pequenas quantidades de fluido de trabalho, resultou em um sistema bastante sensível à quantidade de vapor produzido no interior da câmara e, portanto, bastante dependente das condições do fluido de resfriamento (água) que circula no interior do condensador tipo serpentina.

Apresenta-se como exemplo, a seguir, as informações mapeadas para um teste de FC-87 puro.

Na Fig. 3.9, é apresentada uma curva parcial de ebulição para o FC-87, onde o fluxo de calor é apresentado em função da diferença entre as temperaturas de parede e da temperatura de saturação do fluido. Os pontos experimentais para os fluxos de calor menores do que $7,00 \text{ kW/m}^2$ correspondem ao modo de transferência de por convecção natural, sem mudança de fase, enquanto que os demais são representativos do regime de ebulição nucleada.

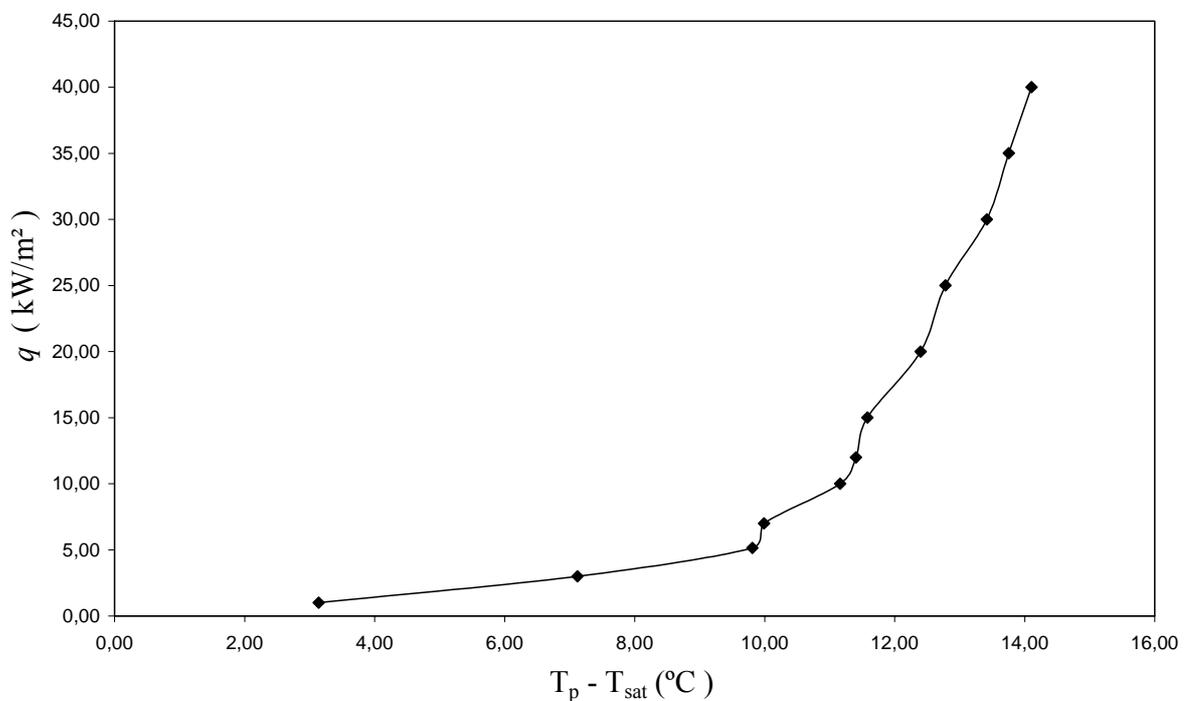


Figura 3.9 – Curva parcial de ebulição para o FC-87

O superaquecimento da superfície do disco de cobre, em contato com o FC-87, quando o fluxo de calor passou de $10,00 \text{ kW/m}^2$ para $40,01 \text{ kW/m}^2$ sofreu um aumento de cerca de $3,5^\circ\text{C}$.

Na Fig. 3.10, são apresentadas as temperaturas indicadas pelos três termopares do disco de cobre, fixadas próximos do centro do disco, conforme mostrado na Fig. 3.4b. No presente exemplo, foi observado uma diferença de até $0,8^\circ\text{C}$ entre as temperaturas medidas. Como esta diferença aumenta com o fluxo de calor pode-se atribuir estas diferenças de temperatura a falhas na montagem na fixação dos termopares, ou a incertezas da própria medição. A fim de reduzir as incertezas experimentais, as curvas parciais de ebulição, apresentadas nos próximos capítulos, foram traçadas em função do valor médio das três temperaturas do disco.

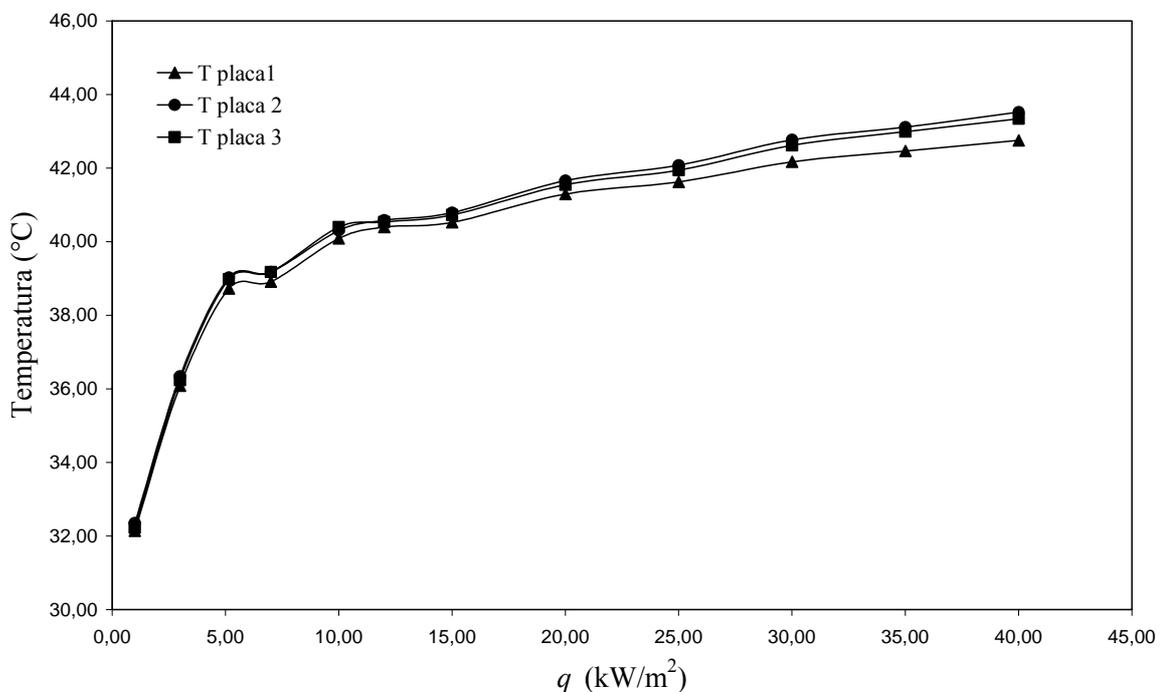


Figura 3.10 – Temperatura na placa de testes

Na Fig. 3.11, são apresentadas as temperaturas do líquido e do vapor, cujas localizações dos termopares, na câmara de ebulição, são indicadas na Fig. 3.1. A temperatura do banho térmico foi ajustada para que as temperaturas ficassem bem próximas da temperatura de saturação do fluido, correspondente à pressão atmosférica. Pode ser observado, na Fig 3.11, que a diferença máxima entre as temperaturas das fases líquida e vapor é de $0,4^\circ\text{C}$, sendo que a incerteza dos termopares Tipo E utilizados para as medições é de $\pm 0,6^\circ\text{C}$. Considerou-se que o equilíbrio térmico foi obtido. Ocorreu um aumento de $0,3^\circ\text{C}$, nas temperaturas do líquido e do vapor, desde o início dos testes, até se atingir um fluxo de

calor de $10,00 \text{ kW/m}^2$, o que equivale a um pequeno aumento da pressão, na câmara de ebulição, em relação à pressão atmosférica. Quando o sistema operou no regime de ebulição nucleada as temperaturas do líquido e do vapor mantiveram-se praticamente constantes, indicando um melhor controle do sistema de controle da pressão na câmara de ebulição. Como já foi dito, este controle é bastante dependente da vazão e da temperatura da água de resfriamento que circula no interior do condensador, tipo serpentina.

Para todos os testes realizados, tanto para os fluidos puros como para as misturas, a temperatura do líquido ficou ligeiramente mais alta do que a do vapor. Isto se explica pelo fato da localização do termopar, no líquido, estar localizado mais próximo do banho térmico do que do disco de cobre, e o termopar na fase vapor sofrer influência da temperatura da serpentina, que causa um gradiente de temperatura no vapor, em volta da serpentina.

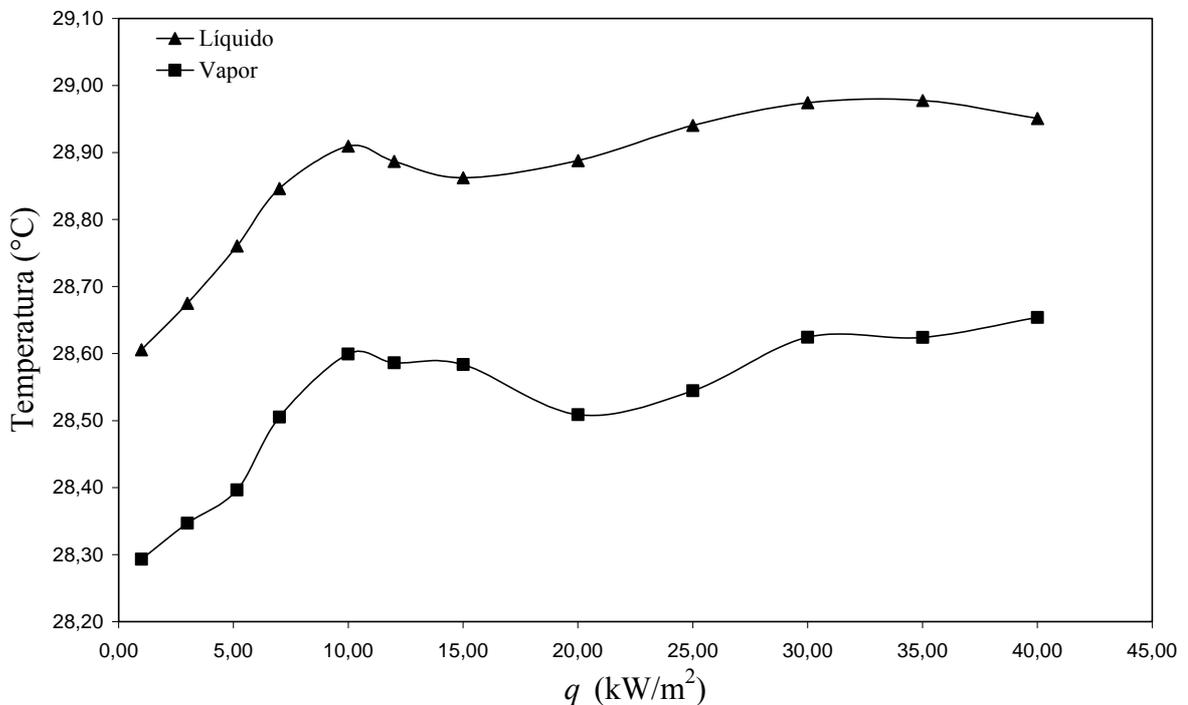


Figura 3.11 – Temperaturas do líquido e do vapor

Nas Figs. 3.12 a 3.14, são apresentadas as temperaturas do líquido e do vapor, em função do tempo, durante todo o intervalo de tempo em que o sistema operou com determinado fluxo de calor. As médias das três temperaturas do disco, conforme apresentadas na Fig. 3.10 foram calculadas a partir dos sinais de temperatura adquiridos, nos últimos 60 segundos (correspondente a 90 pontos de aquisição).

Pode-se observar que no início de cada teste, para cada fluxo de calor, ocorreu um aumento das temperaturas em ambas as fases do fluido, e que a partir de 300 s, a temperatura manteve-se relativamente constante, com variações inferiores a $0,1^{\circ}\text{C}$.

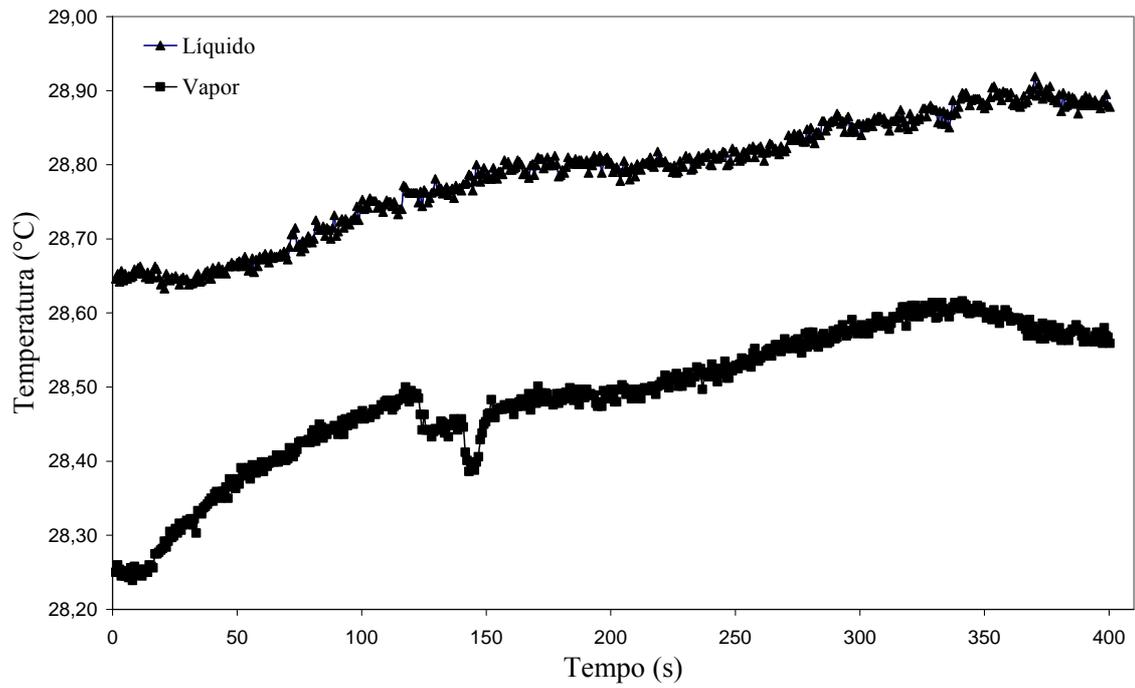


Figura 3.12 – Temperaturas do líquido e do vapor, com $q=12,00 \text{ kW/m}^2$

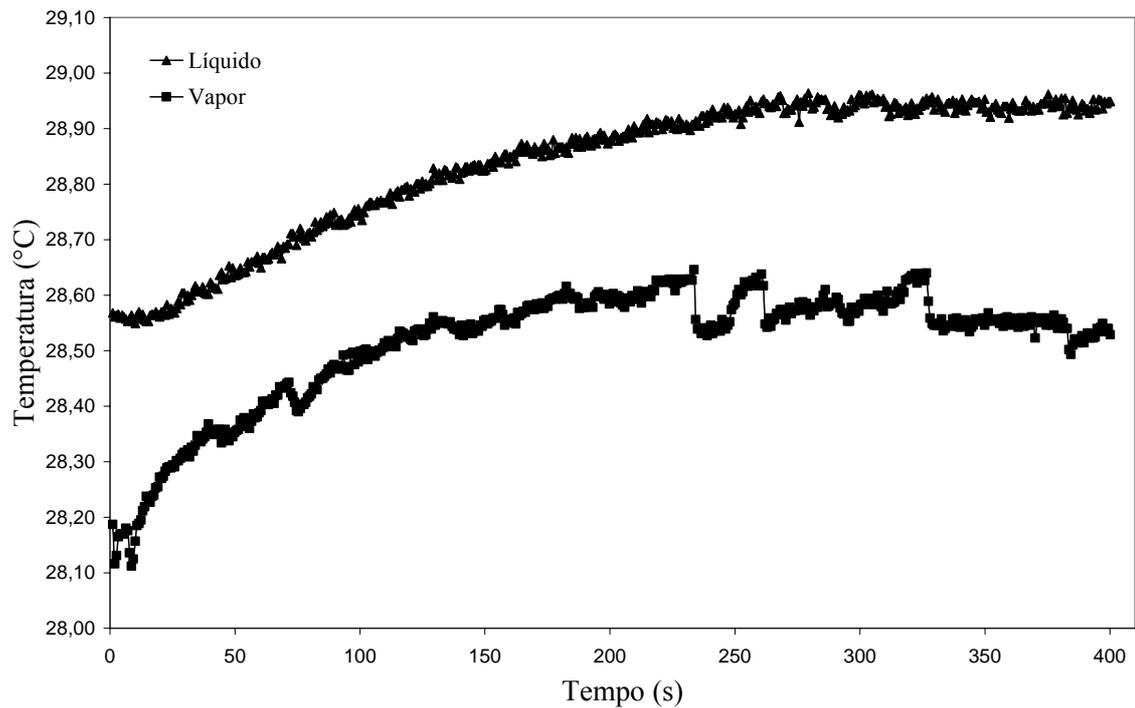


Figura 3.13 – Temperaturas do líquido e do vapor, com $q=25,00 \text{ kW/m}^2$

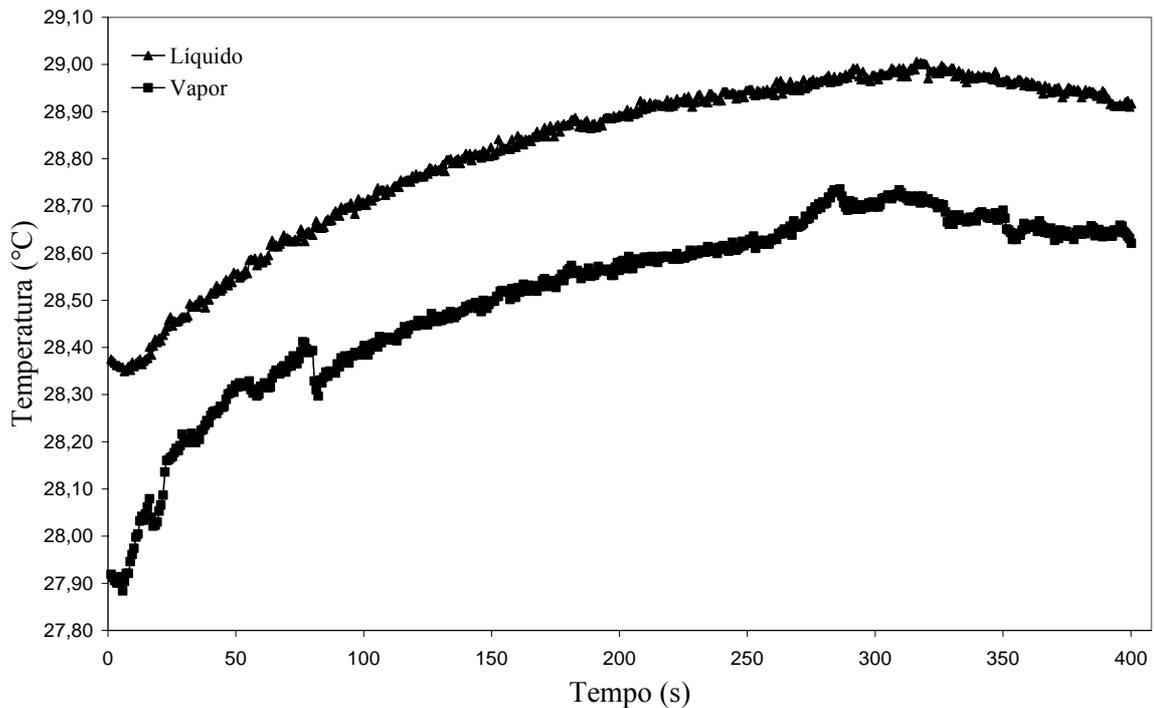


Figura 3.14 – Temperaturas do líquido e do vapor com $q=40,01 \text{ kW/m}^2$

Conforme descrito na metodologia experimental, os testes foram realizados à pressão atmosférica. Para garantir que esta condição fosse mantida, um condensador tipo serpentina com circulação interna de água, foi instalado na parte superior da câmara de ebulição. A Fig. 3.15 mostra a temperatura da água da serpentina para cada fluxo de calor, para o teste apresentado. Observa-se que conforme o fluxo de calor aumenta, a temperatura diminui, mantendo assim a pressão desejada. O controle da pressão foi um critério muito bem estudado, pois caso ocorresse variação significativa de pressão na seção de testes, o ponto de bolha sofreria variação, e os dados obtidos não seriam apropriados.

Foram estimados os valores máximo e mínimo para a variação de pressão em função das condições de controle da água na entrada do condensador. O controle de temperatura para manter a pressão desejada foi extremamente sensível, sendo que apenas $0,1^\circ\text{C}$ de variação na temperatura da água circulante na serpentina já foi significativo para o controle da pressão, e ainda como havia variação dos fluxos de calor com o tempo, fez-se necessário o controle manual durante a realização dos testes da temperatura da água no banho térmico. A precisão do criostato é de $0,1^\circ\text{C}$.

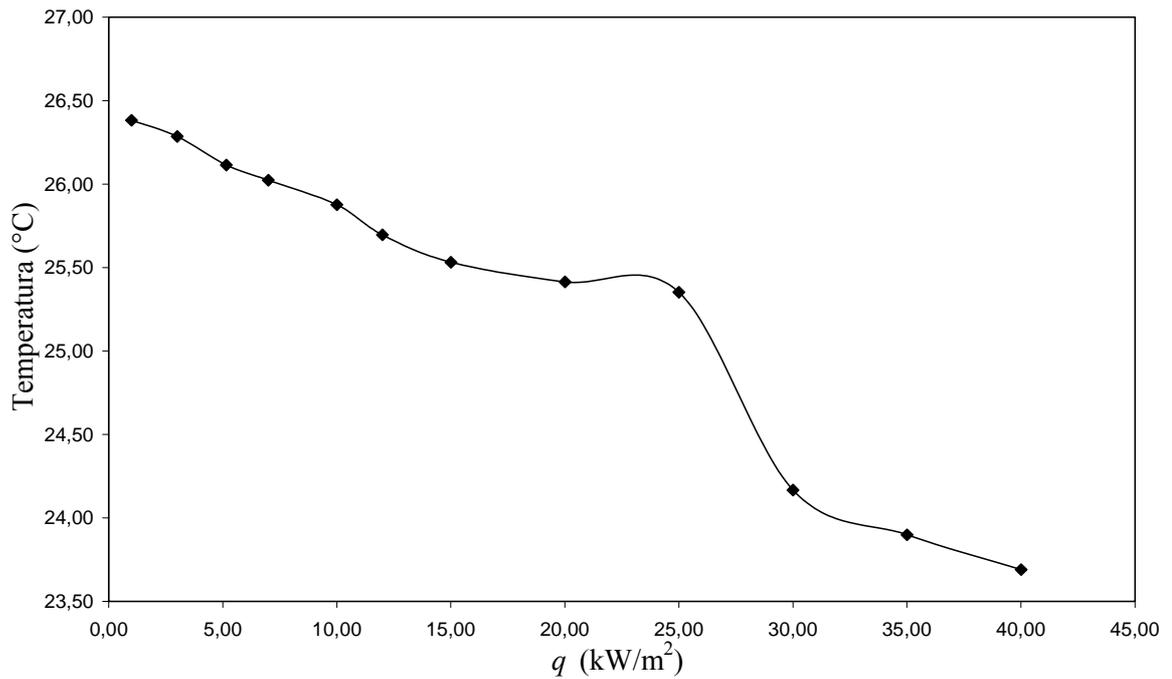


Figura 3.15 – Temperatura de saída da água, no condensador tipo serpentina

Na Fig. 3.16, é mostrada a variação de pressão, em função do fluxo de calor, durante a realização dos testes para o caso do FC-87 puro. Um maior detalhamento sobre a variação de pressão está feito no capítulo de análise de incerteza, mas conforme pode ser observada a pressão na câmara de ebulição durante os testes sofreu pouca variação.

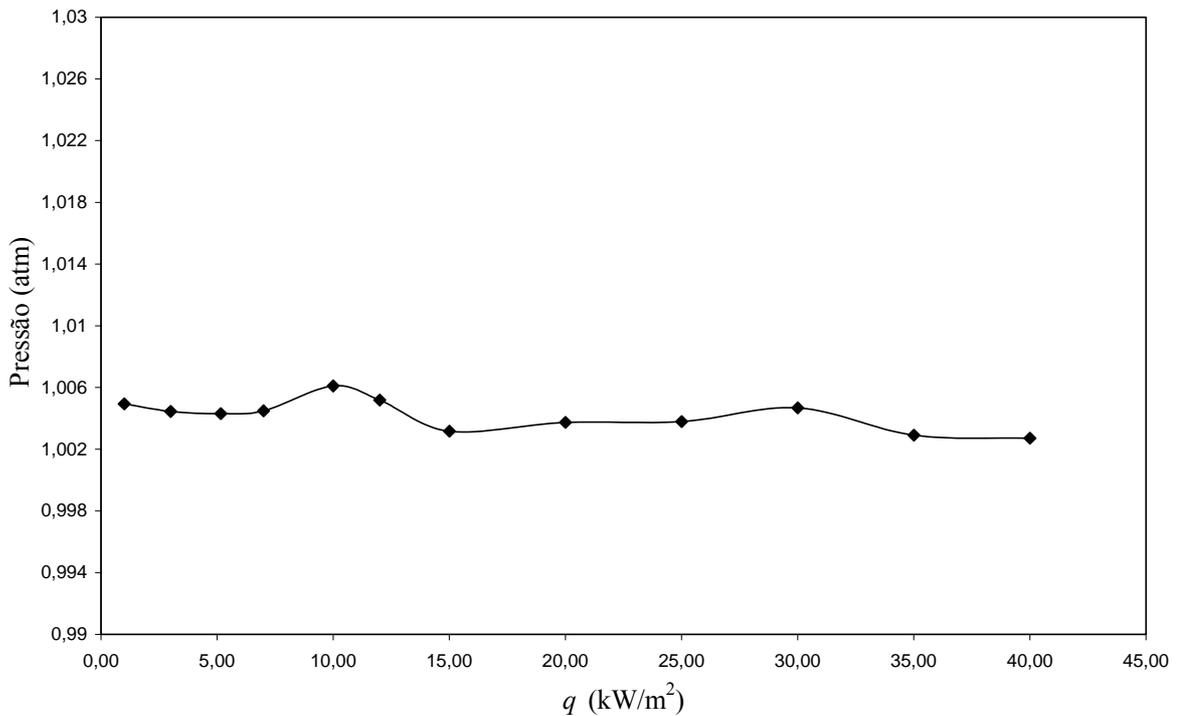


Figura 3.16 – Pressão na câmara de ebulição

Na Fig. 3.17, é caracterizado o modo de aquecimento da seção de teste, com fluxo de calor crescente, onde a tensão elétrica aplicada nos bornes da resistência elétrica em função do tempo é apresentada.

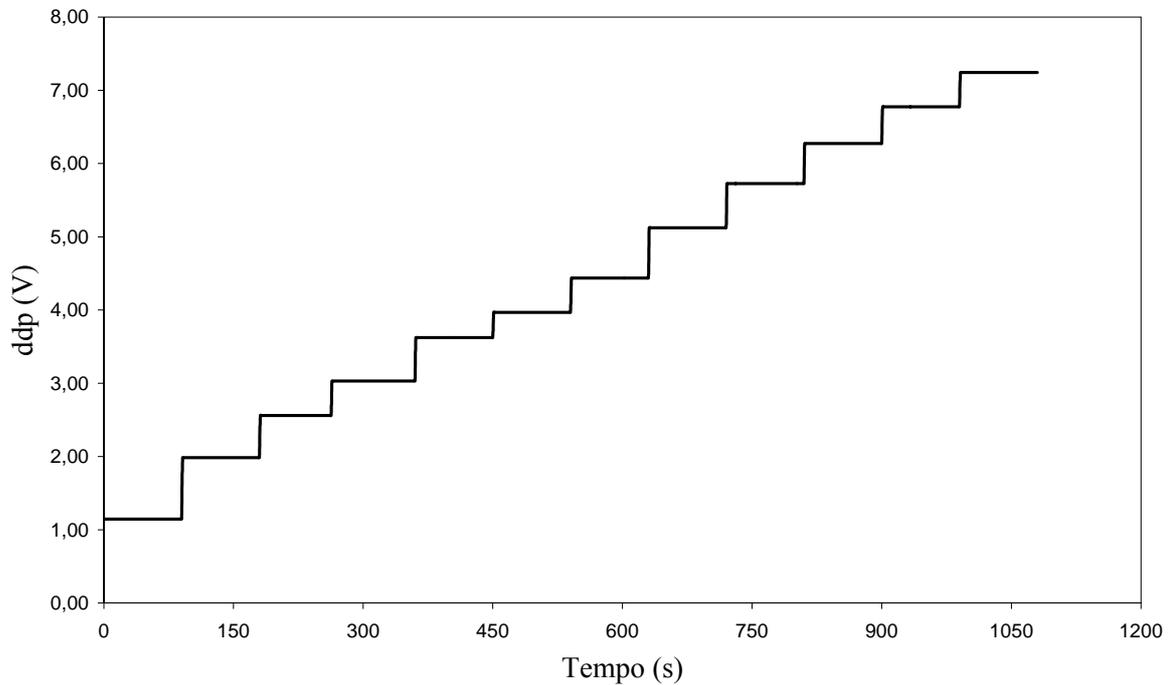


Figura 3.17 – Tensão elétrica aplicada nos bornes da resistência elétrica

3.6 Propriedades dos fluidos puros

Na Tabela 3.10, são apresentadas as propriedades físicas dos fluidos FC-72 e FC-87, extraídas de Reed e Mudawar (1996).

Tabela 3.3 – Propriedades dos fluidos refrigerantes

Propriedade	FC-72	FC-87	Unidade
Pressão, p	101325	101325	[Pa]
Massa molecular, M	338	288	[kg/kgmol]
Temperatura de saturação, T_{sat}	56,6	29,1	[°C]
Temperatura crítica, T_{crit}	175,85	149,85	[°C]
Pressão crítica, p_{crit}	1,83E+06	2,13E+06	[Pa]
Pressão de vapor, p_{vap}	3,09E+04	1,47E+04	[Pa]
Difusividade térmica, α	3,19919E-08	3,14169E-08	[m ² /s]
Coefficiente de expansão térmica, β	0,00156	0,0015	[1/K]
Calor específico do líquido, c_{pl}	1100	1061	[J/kgK]
Calor latente de vaporização, h_{lv}	88000	103000	[J/kg]
Condutividade térmica, k_{l}	0,057	0,0545	[W/mK]
Viscosidade cinemática, ν	3,80E-07	2,60E-07	[m ² /s]
Viscosidade, μ	6,40E-04	4,25E-04	[kg/ms]

Propriedade	FC-72	FC-87	Unidade
Volume específico molar, v_{molar}	2,113E-01	1,8333E-01	[m ³ /kgmol]
Massa específica do líquido, ρ_{liq}	1619,73	1635	[kg/m ³]
Massa específica do vapor, ρ_{vap}	13,396	12,71	[kg/m ³]
Tensão superficial, σ	0,01	0,009	[N/m]
Pressão reduzida, p_r	5,54E-02	4,76E-02	
Número de Prandtl do líquido, Pr_l	8,9	8,534	

Dados da 3M, extraídos de Reed e Mudawar (1996).

3.7 Análise da Bancada Operando em Convecção Natural

O coeficiente de transferência de calor experimental (h_{exp}), na região de convecção natural (h_{CN}), foi comparado com o previsto pela correlação, abaixo, apresentada por Incropera e De Witt (1992):

$$h_{\text{CN}} = \frac{0,54 Ra_L^{\frac{1}{4}} k_l}{L} \quad (3.1)$$

Sendo:

$$Ra = \frac{g \beta (T_p - T_{\text{sat}}) L^3}{\nu \alpha} \quad (3.2)$$

a correlação é recomendada quando $10^4 \leq Ra_L \leq 10^7$, no regime laminar, onde: k , condutividade térmica do líquido; L , comprimento característico (razão da área do disco ($A = \pi R^2$) pelo perímetro do disco de cobre ($P = 2\pi R$)); g , aceleração gravitacional; β , coeficiente de expansão térmica; T_p , temperatura de parede; T_{sat} , temperatura de saturação do fluido ou de bolha, no caso de misturas; ν , a viscosidade cinemática e α , o coeficiente de difusividade térmica.

A seguir, são apresentadas as tabelas com os valores de h_{CN} e h_{exp} para os fluidos puros e misturas, em função do fluxo de calor e da concentração molar. Os valores de Ra_L estão na faixa do regime laminar.

Tabela 3.4 – Valores de h_{CN} e h_{exp} para convecção natural para o FC-87

FC- 87			
q (kW/m ²)	Ra_L	h_{CN} (kW/m ² °C)	h_{exp} (kW/m ² °C)
1,00	1,41E+05	0,1902	0,3442
3,00	3,41E+05	0,2370	0,4282
5,16	4,78E+05	0,2580	0,5244

Tabela 3.5 – Valores de h_{CN} e h_{exp} para convecção natural para o FC-72

FC- 72			
q (kW/m ²)	Ra_L	h_{CN} (kW/m ² °C)	h_{exp} (kW/m ² °C)
1,00	1,04E+05	0,1843	0,3262
3,00	2,55E+05	0,2306	0,3996
5,16	3,48E+05	0,2492	0,5037
7,00	4,51E+05	0,2659	0,5273

Tabela 3.6 – Valores de h_{CN} e h_{exp} para convecção natural para o FC-87 a 25%

FC- 87 a 25%			
q (kW/m ²)	Ra_L	h_{CN} (kW/m ² °C)	h_{exp} (kW/m ² °C)
1,00	7,45E+04	0,1695	0,4562
3,00	2,35E+05	0,2259	0,4336
5,16	3,46E+05	0,2488	0,5072

Tabela 3.7 – Valores de h_{CN} e h_{exp} para convecção natural para o FC-87 a 50%

FC- 87 a 50%			
q (kW/m ²)	Ra_L	h_{CN} (kW/m ² °C)	h_{exp} (kW/m ² °C)
3,00	2,21E+05	0,2224	0,4620
5,16	3,91E+05	0,2565	0,4484
7,00	5,13E+05	0,2746	0,4637

Tabela 3.8 – Valores de h_{CN} e h_{exp} para convecção natural para o FC-87 a 75%

FC- 87 a 75%			
q (kW/m ²)	Ra_L	h_{CN} (kW/m ² °C)	h_{exp} (kW/m ² °C)
1,00	1,21E+05	0,1912	0,2818
3,00	2,78E+05	0,2357	0,3662
5,16	3,89E+05	0,2563	0,4502
7,00	4,83E+05	0,2705	0,4928

Tabela 3.9 – Valores de h_{CN} e h_{exp} para convecção natural para o FC-87 a 85%

FC- 87 a 85%			
q (kW/m ²)	Ra_L	h_{CN} (kW/m ² °C)	h_{exp} (kW/m ² °C)
1,00	8,35E+04	0,1744	0,4070
3,00	2,34E+05	0,2256	0,4365
5,16	3,39E+05	0,2476	0,5167
7,00	4,24E+05	0,2617	0,5619

Na Fig. 3.18, são mostrados os valores de h e h_{CN} , correspondentes aos dados apresentados na Tabela 3.4. Os valores de previstos pela correlação h_{CN} estão abaixo dos valores experimentais, com um desvio médio absoluto de 46,7%.

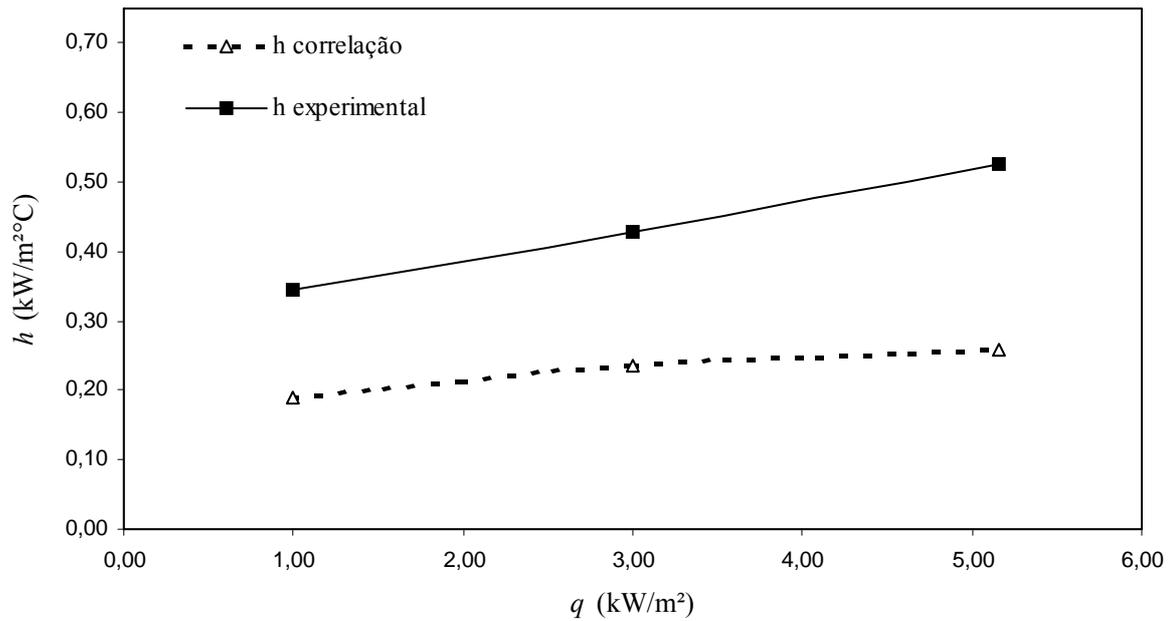


Figura 3.18 – Comparação de h experimental e h da correlação para convecção natural para o FC-87

Na Fig.3.19 estão apresentados graficamente os valores de h_{exp} e h_{CN} , correspondentes aos dados da Tabela 3.5, para o FC-72. O desvio absoluto foi de 46,5%. Os valores de h superestimaram aqueles calculados pela Eq. (3.1).

Cardoso (2005) analisou a convecção natural para o FC-87 e FC-72, e obteve desvio médio absoluto de 45% e 36,3%, respectivamente.

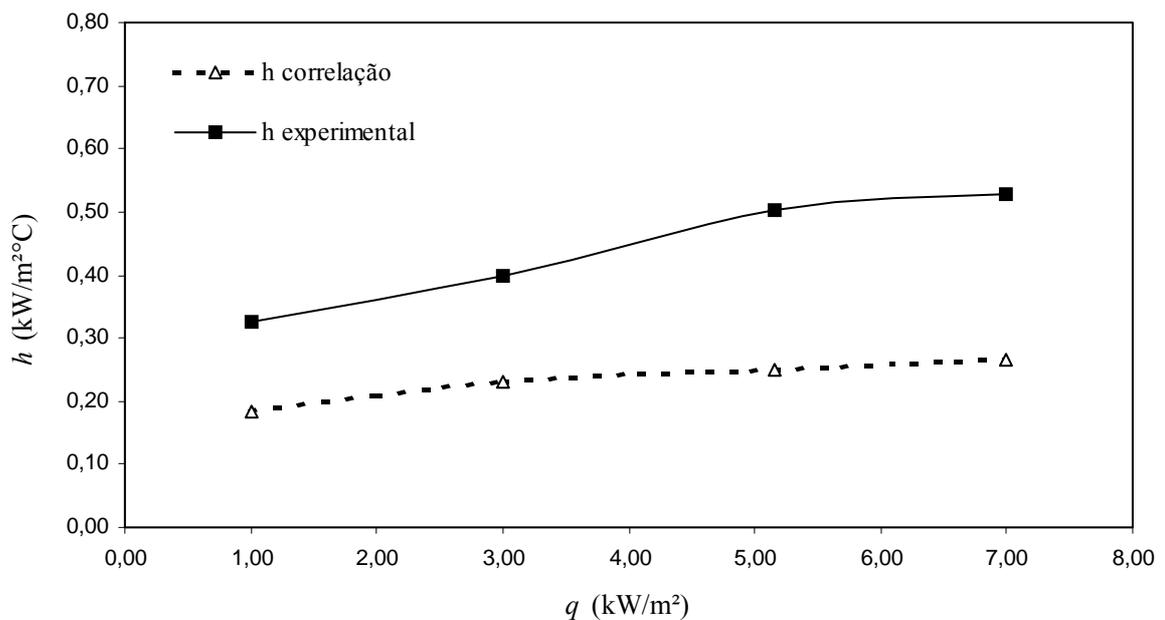


Figura 3.19 – Comparação de h experimental e h da correlação para convecção natural para o FC-72

O desvio médio absoluto entre os resultados experimentais e os previstos pela Eq. (3.1), para os fluidos puros e para as misturas, variou entre 39 e 54%. Em todos os casos, o h previsto pela correlação ficou bem abaixo dos valores experimentais. Tais desvios são bem superiores aos previstos, em torno de 20%, para os problemas de convecção forçada no interior de tubos e dutos, Incropera e De Witt (1992). Em particular, deve-se notar que a Eq. (3.1) utiliza como dimensão característica, sugerida por Incropera e De Witt (1992), o comprimento $L=R/2$ ao invés do diâmetro do disco.

A seguir estão apresentados graficamente os resultados de h e h_{CN} para as misturas.

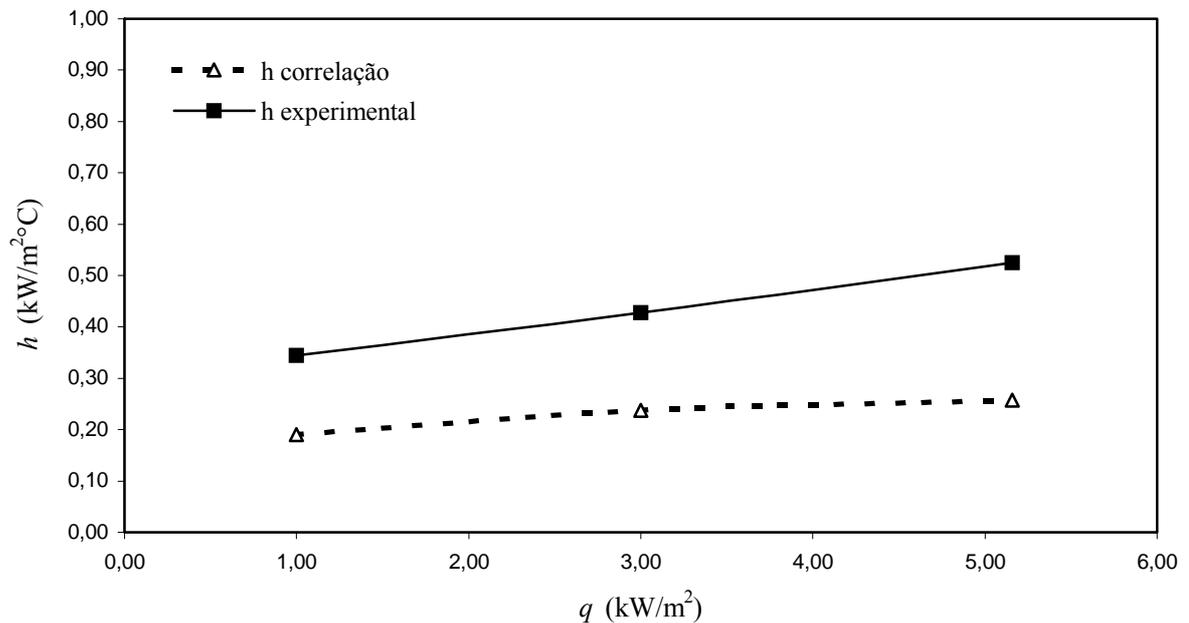


Figura 3.20 – Comparação de h experimental e h da correlação para convecção natural para o FC-87 a 25% (desvio médio de 53,9%)

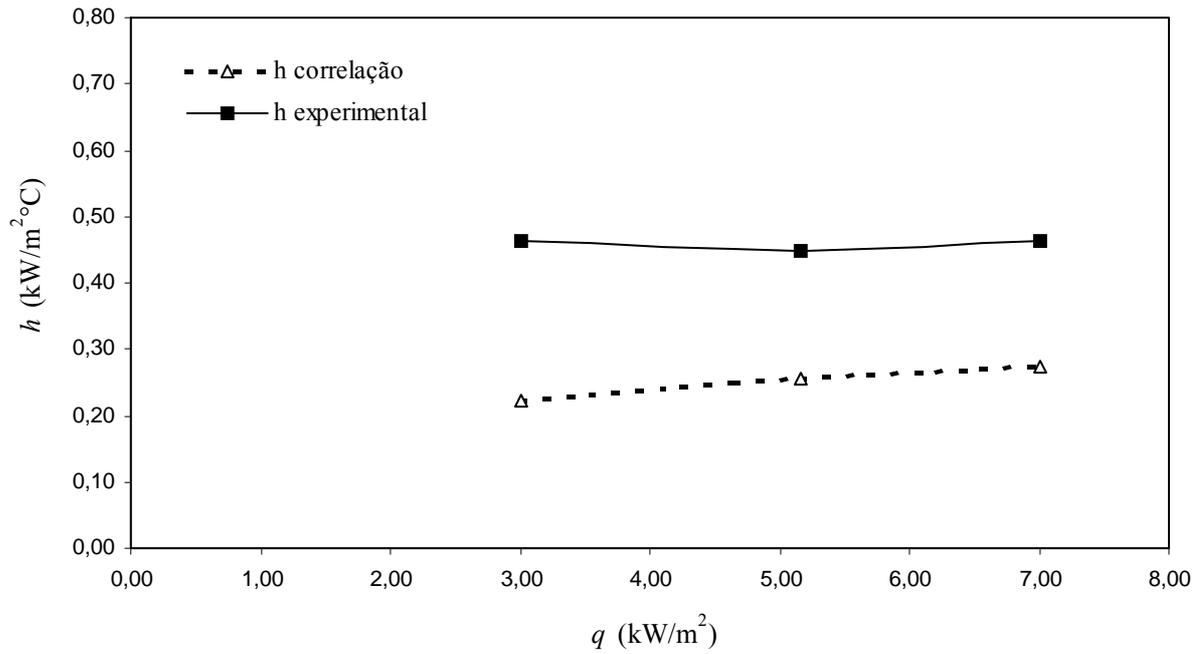


Figura 3.21 – Comparação de h experimental e h da correlação para convecção natural para o FC-87 a 50% (desvio médio de 45,1%)

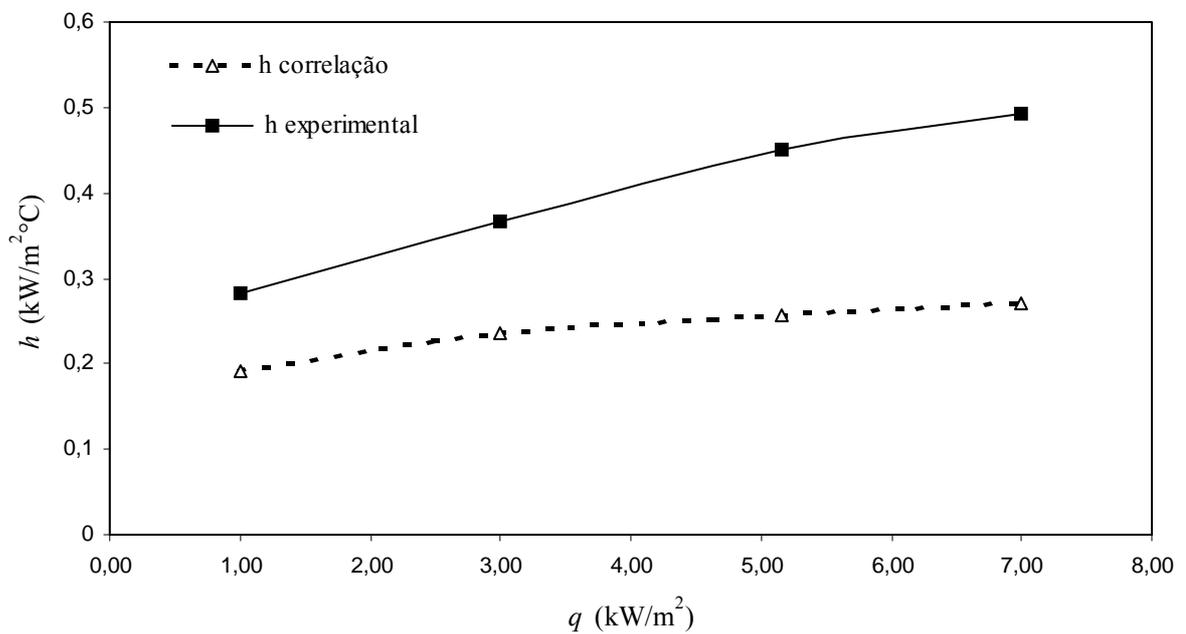


Figura 3.22 – Comparação de h experimental e h da correlação para convecção natural para o FC-87 a 75% (desvio médio de 39%)

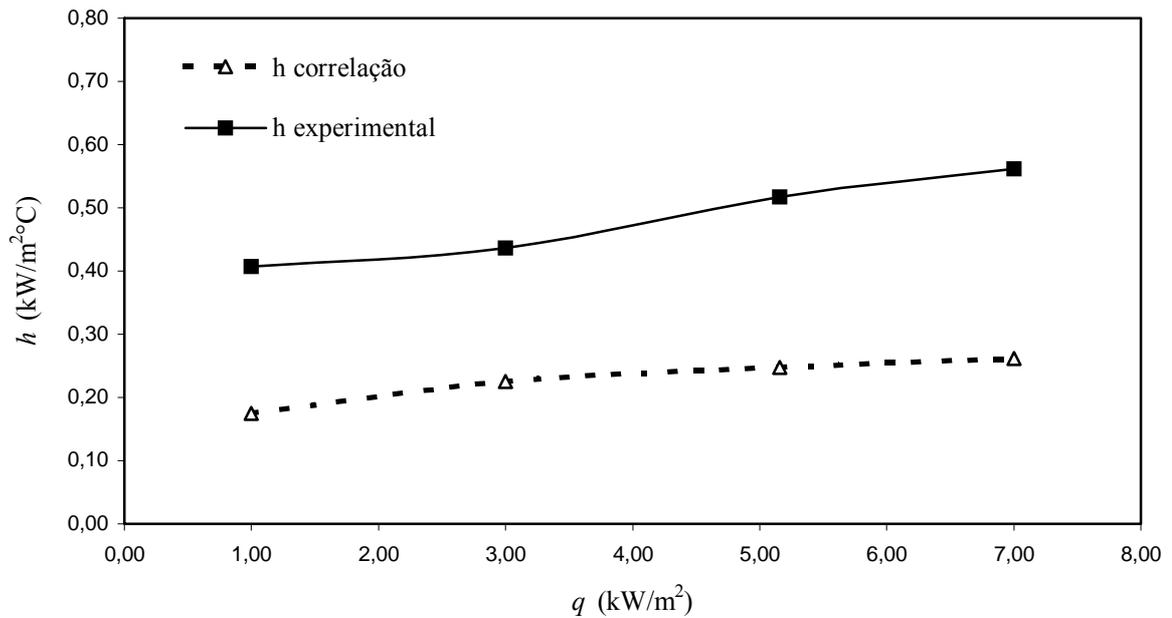


Figura 3.23 – Comparação de h experimental e h da correlação para convecção natural para o FC-87 a 85% (desvio médio de 52,7%)

3.8 Resumo

Neste capítulo foi descrita a montagem da bancada experimental e detalhada a seção de teste. Também os equipamentos auxiliares foram descritos.

Na metodologia experimental, todos os procedimentos para execução dos testes foram apresentados, incluindo o critério para os testes e aquisição de dados e o controle de pressão na seção de teste.

A análise das condições de teste para o fluido FC-87 (semelhantes para todos os testes) foram explicitadas, e apresentadas as propriedades dos fluidos FC-72 e FC-87. Por fim, uma breve apresentação dos resultados em convecção natural.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo, são apresentados os resultados experimentais do coeficiente de transferência de calor, no regime de ebulição nucleada, em função do fluxo de calor, de 12,00 a 40,01 kW/m², e da fração molar da mistura binária FC-87/FC-72. Foram obtidos 288 pontos experimentais, dos quais 96 para fluidos puros e 192 para as misturas.

4.1 Resultados Experimentais

Na Fig. 4.1, são apresentadas as curvas parciais de ebulição. Para cada condição de teste, são apresentadas três ou quatro curvas, cujos pontos experimentais foram obtidos em diferentes dias. Como se pode observar, em geral, os resultados apresentaram uma boa repetibilidade.

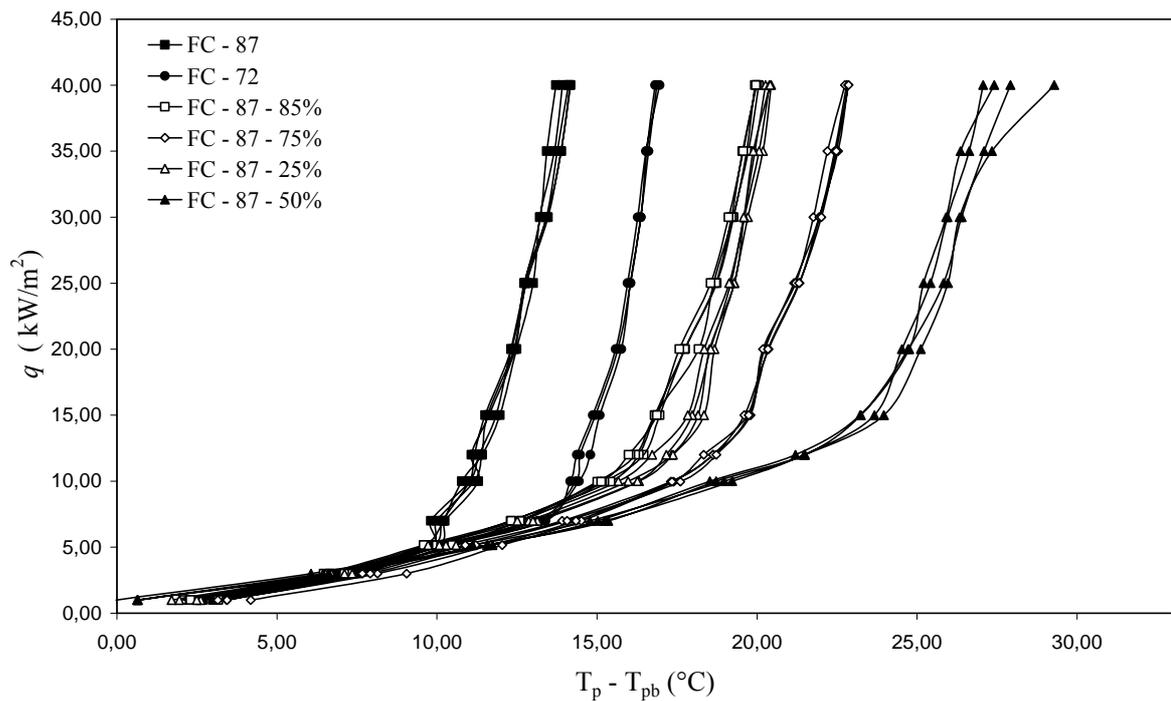


Figura 4.1 – Curva parcial de ebulição para os fluidos puros e para as misturas de FC-87/FC-72

Na Fig. 4.2 são apresentadas as curvas parciais de ebulição a partir das médias dos pontos experimentais das curvas de cada condição de teste, correspondente aos resultados da Fig. 4.1. A barra do desvio médio pode ser vista nas curvas de ebulição parcial.

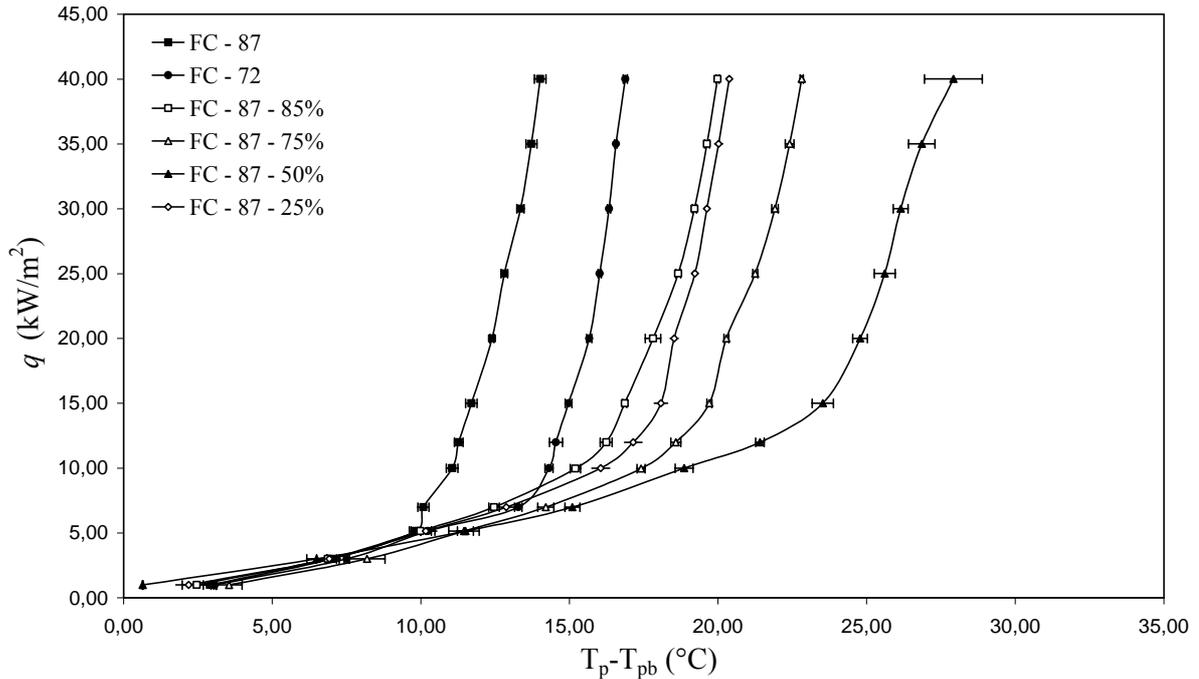


Figura 4.2 – Curva parcial de ebulição com o respectivo desvio padrão para os fluidos puros e para as misturas de FC-87/FC-72

4.1.1 Fluidos puros e a comparação com as correlações

O superaquecimento mínimo para o início da ebulição, ΔT , calculado através da Eq. (2.2), é de $3,9^{\circ}\text{C}$ para o FC-72 e de $6,6^{\circ}\text{C}$ para o FC-87. De acordo com esses resultados, a ebulição do FC-72 poderia ser iniciada mais facilmente do que a ebulição do FC-87, apresentando, portanto, melhor coeficiente de transferência de calor. Mas não foi este o comportamento observado. De acordo com Cardoso (2005), o coeficiente de transferência de calor, no caso da ebulição nucleada do FC-87, é maior do que aquele, no caso do FC-72, porque o peso molecular do FC-72 (C_6F_{14}), $M = 338 \text{ kg/kgmol}$, sendo maior do que o do FC-87 (C_5F_{12}), $M=288 \text{ kg/kgmol}$ irá requerer maior quantidade de energia, e, portanto, maior superaquecimento para ser evaporado.

Os valores do coeficiente de transferência de calor, h , experimental e calculado para os fluidos puros, estão apresentados na Tabela 4.1 e Fig. 4.3, para o FC-72, e Tabela 4.2 e Fig. 4.4, para o FC-87. Os dados experimentais de h foram comparados com os valores previstos por três correlações bastante empregadas na literatura: Cooper (1984), Stephan e Abdelsalam (1978) e Rohsenow (1962) apud Carey (1992). Para o fluido FC-72 os resultados experimentais apresentam o menor desvio absoluto médio, $11,8\%$, quando comparados com os previstos pela correlação de Cooper. Em relação às correlações de Stephan e Abdelsalam e de Rohsenow, os desvios absolutos médios foram iguais a $58,8\%$ e $36,1\%$, respectivamente.

Porém, tanto para o fluido FC-72 quanto para o FC-87, foram às curvas da correlação de Stephan e Abdelsalam que melhor acompanharam a tendência dos dados obtidos, conforme pode ser observado na Fig. 4.3 e Fig. 4.4.

Tabela 4.1 – Valores de h experimental e calculados com as correlações para o FC-72

q (kW/m ²)	FC-72			
	Experimental	Cooper (1984)	Stephan e Abdelsalam (1978)	Rohsenow (1962)
12,00	0,8251	1,0330	1,3488	1,5312
15,00	1,0022	1,1996	1,5928	1,6217
20,00	1,2768	1,4546	1,9735	1,7763
25,00	1,5614	1,6892	2,3304	1,8558
30,01	1,8368	1,9087	2,6694	1,9312
35,01	2,1136	2,1163	2,9943	1,9850
40,01	2,3702	2,3144	3,3075	2,0617

A descrição do método de cálculo da incerteza dos dados experimentais é apresentada no Apêndice B. A incerteza nos fluxos de calor, $\delta q_f/q_f$ (%), foi de 2,17% para todos os fluxos de calor q , utilizados. A incerteza relativa média para o coeficiente de transferência de calor, $\delta h/h$, foi de 4,4% para o FC-72 e de 5,2% para o FC-87, para fluxos de calor entre 12,00 e 40,01 kW/m².

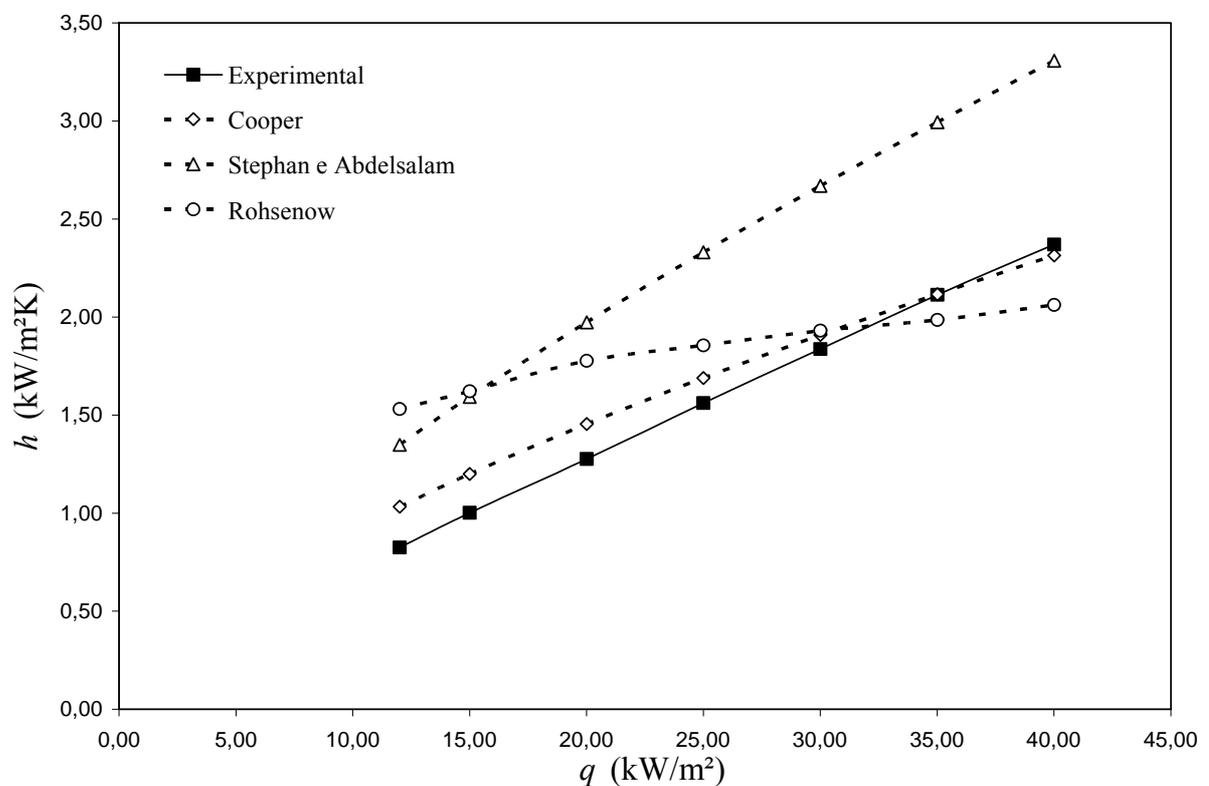


Figura 4.3 – Comparação de h experimental para o FC-72 com as correlações

Para o FC-87, o menor desvio absoluto médio igual a 9%, também foi obtido com a correlação de Cooper. A correlação de Stephan e Abdelsalam apresentou desvio absoluto médio de 76,7% e a de Rohsenow 79,4%.

Tabela 4.2 - Valores de h experimentais e calculados com as correlações para o FC-87

FC-87				
q (kW/m ²)	h (kW/m ² °C)			
	Experimental	Cooper (1984)	Stephan e Abdelsalam (1978)	Rohsenow (1962)
12,00	1,0645	1,0698	1,9762	0,2926
15,00	1,2819	1,2423	2,3337	0,3152
20,00	1,6144	1,5064	2,8915	0,3533
25,00	1,9519	1,7493	3,4144	0,3777
30,01	2,2472	1,9766	3,9112	0,4103
35,01	2,5513	2,1916	4,3871	0,4333
40,01	2,8546	2,3968	4,8460	0,4520

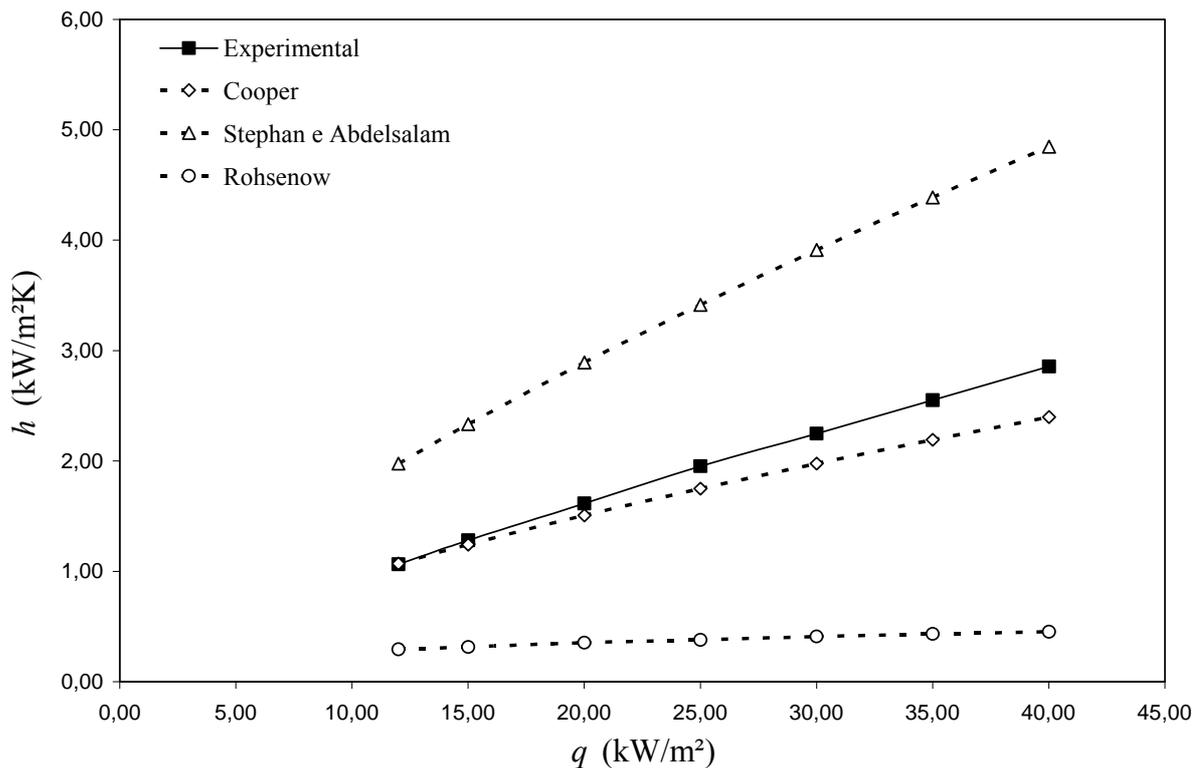


Figura 4.4 – Comparação de h experimental com as correlações para FC-87

4.1.2 Misturas

Os coeficientes de transferência de calor obtidos experimentalmente, para os fluidos puros e para as misturas FC-87/FC-72, nas concentrações molares de 25/75, 50/50, 75/25 e

85/15, são apresentados na Tabela 4.3 e na Fig. 4.5, em função do fluxo de calor, na faixa de 12,00 a 40,01 kW/m², correspondente ao regime de ebulição nucleada.

Tabela 4.3 – Valores experimentais de h

q (kW/m ²)	h (kW/m ² °C)					
	FC - 72	FC-87 a 25%	FC-87 a 50%	FC-87 a 75%	FC-87 a 85%	FC - 87
12,00	0,8251	0,6999	0,5605	0,6460	0,7392	1,0645
15,00	1,0022	0,8298	0,6377	0,7613	0,8899	1,2819
20,00	1,2768	1,0799	0,8072	0,9863	1,1231	1,6144
25,00	1,5614	1,3009	0,9765	1,1767	1,3400	1,9519
30,01	1,8368	1,5290	1,1477	1,3691	1,5623	2,2472
35,01	2,1136	1,7487	1,3035	1,5623	1,7834	2,5513
40,01	2,3702	1,9636	1,4330	1,7538	2,0018	2,8546

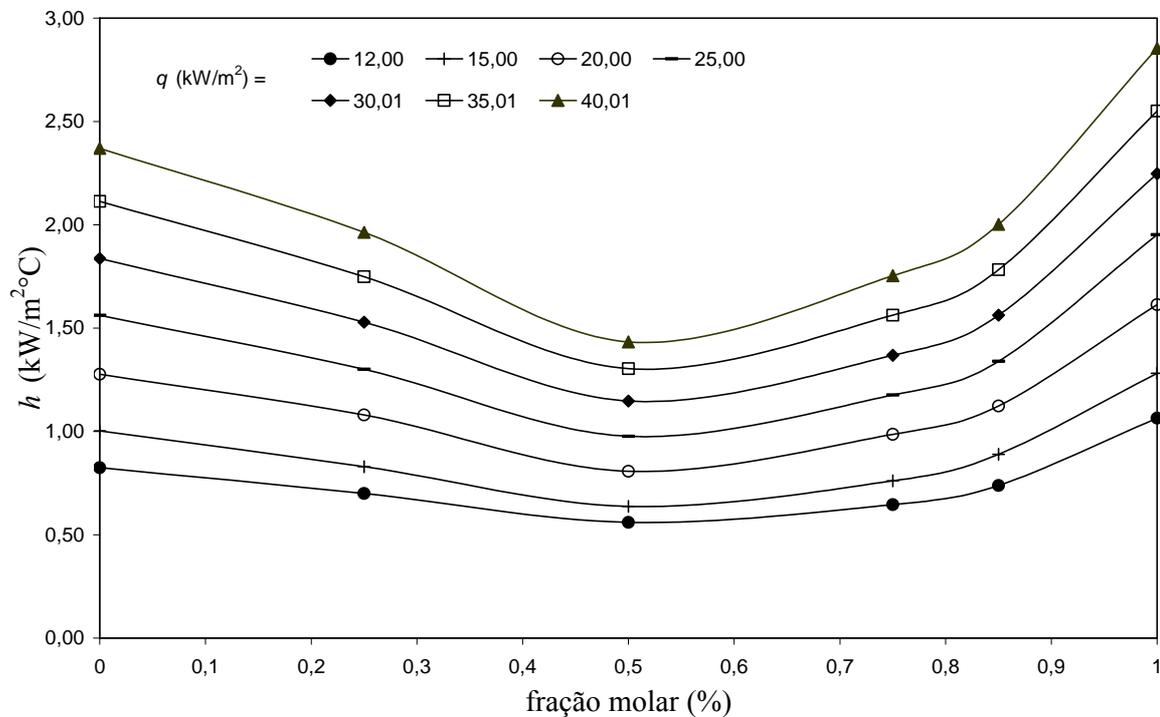


Figura 4.5 - Coeficiente de transferência de calor por ebulição em função da fração molar e do fluxo de calor

Os valores de h , acima, foram calculados de acordo com a Eq. (2.1), cujos valores experimentais do ponto de bolha estão indicados na Tabela 3.2.

As incertezas experimentais para as misturas estão também apresentadas no Apêndice B. A incerteza relativa sobre o fluxo de calor, $\delta q_f/q_f$ (%), foi de 2,17% para todos os valores de q . A incerteza relativa do coeficiente de transferência de calor ($\delta h/h$) variou entre 3,3 e 5,6%, entre os fluxos de calor de 15,00 kW/m²°C a 40,01 kW/m²°C, conforme mostrado no Apêndice B.

Os maiores valores de h foram obtidos para o FC-87, enquanto que as misturas apresentaram valores de h inferiores aos dos fluidos puros. Para a mistura FC-87/FC-72, com fração molar de 50/50, o valor de h é de 49,3% daquele para o FC-87. De acordo com o diagrama de fases apresentado, na Fig. 2.7, a maior diferença entre os pontos de orvalho e de bolha ocorre a uma concentração molar próxima de 50/50, de acordo com os modelos de Thome (1982), Fujita et al.(1996), apud Rohsenow (1998), e Fujita e Tsutsui (1994) que consideram que quanto maior o ΔT_{ob} , menor o h .

O FC-87 a 25% apresentou h cerca de 10% maior do que o FC-87 a 75%. Estes desvios são para potências entre 1,7W e 4,5 W.

4.2 Comparação dos Resultados com a Literatura

O objetivo desta seção é comparar os resultados obtidos no presente estudo com os resultados já publicados na literatura. Inicialmente é apresentada a comparação dos dados para os fluidos puros, e na seqüência, para as misturas.

4.2.1 Fluidos Puros

Os dados obtidos para o FC-72 estão apresentados na Fig. 4.6 e comparados com os resultados obtidos por Cardoso (2005), Marto e Lepere (1982) e Parker e El-Genk (2005).

Conforme se pode observar, existe boa concordância entre os resultados obtidos neste trabalho, e aqueles obtidos por Cardoso (2005), com desvio absoluto médio de 1,5%. Já a comparação com os resultados de Marto e Lepere (1982), apresenta um desvio absoluto médio de 36,2%, enquanto que a comparação com os resultados de Parker e El-Genk (2005) apresentou desvio de 65%.

A diferença dos resultados obtidos pode estar associada à rugosidade da superfície, que não foi informada nos trabalhos de Parker e El-Genk e de Marto e Lepere.

Os resultados de h para o FC-87 estão apresentados, na Fig. 4.6, e só puderam ser comparados com os de Cardoso (2005), devido à ausência de outros resultados para este fluido, na literatura aberta. Entretanto, o FC-87 tem sido usado em refrigeração de sistemas compactos em eletrônica (Normington et al., 1992). Cardoso obteve um h médio superior em 16,2% aos obtidos no presente trabalho, para fluxos de calor entre 12,00 a 40,01 kW/m², em condição de teste considerada sem confinamento, com um disco adiabático distante 13 mm do disco aquecido voltado para cima, Cardoso (2005).

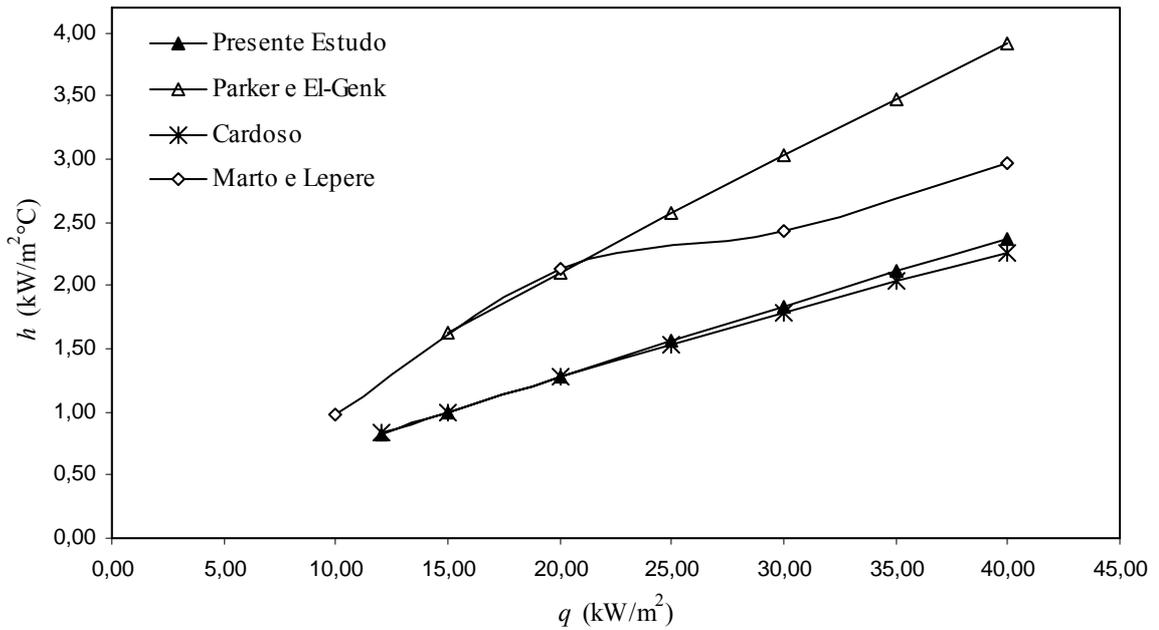


Figura 4.6 – Comparação de h para o FC-72, com os resultados da literatura.

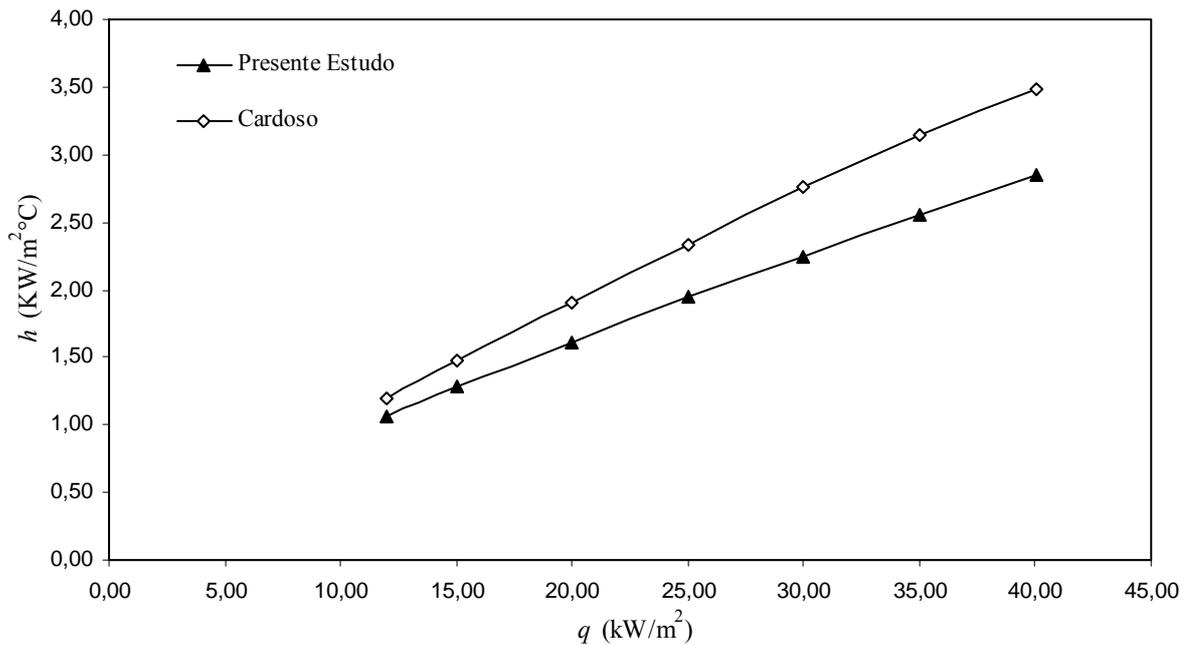


Figura 4.7 – Comparação de h para o FC-87, com os resultados da literatura.

4.2.2 Misturas

Para a comparação dos resultados de h obtidos para misturas com os da literatura, tem-se apenas o artigo de Normington et al. (1992), onde é feita uma breve citação sobre um artigo de Nonn et al. (1989). Neste artigo, é estudada a ebulição de jatos da mistura FC-87/FC-72 a 50% em volume para cada fluido (o que corresponderia a uma fração molar de

FC-87 a 54%). Os resultados encontrados, comparados com os do fluido puro FC-72 mostraram que a curva de ebulição nucleada da mistura (Fig. 4.2) desloca-se para a esquerda cerca de 10 a 15°C. No presente estudo, a curva de ebulição parcial deslocou-se entre 9 e 11°C.

4.3 Visualização da Ebulição

Na Tabela 4.4, são apresentadas quinze fotografias que ilustram o fenômeno de ebulição nucleada, para os fluxos de calor de 10, 15, 20, 30 e 40 kW/m², para a mistura de FC-87/FC-72, com fração molar de 50% de FC-87. As fotografias foram feitas com uma máquina Canon Digital EOS Rebel de 6.3 Megapixel e lente EF 100 mm f/2.8 Macro USM, Canon.

Vários tipos de iluminação foram testados, mas o que apresentou os melhores resultados foi aquele feito com o auxílio de um estroboscópio digital.

Devido à ebulição causar agitação do líquido, não foi possível focalizar o disco de cobre com vista superior, então esta foi feita pela lateral. A lente de macro permite um foco a cada 2 mm, sendo de 12 mm o diâmetro do disco, seis focos podiam ser ajustados sobre a placa. Entretanto, com um foco no centro do disco, a imagem era distorcida pelas bolhas criadas na borda, o que exigiu que o foco fosse feito na borda frontal do disco. Assim, todas as bolhas que não estão na borda do disco aparecem na fotografia desfocadas.

Para os fluxos de calor iguais a 10 e 15 kW/m², as fotografias mostram que as bolhas são menores e mais esféricas do que nos casos em que o fluxo de calor é 30 e 40 kW/m². O aumento do fluxo de calor aumenta a frequência de formação de bolhas e o fenômeno de coalescência também se intensifica, formando bolhas maiores e mais sujeitas à deformação, ou achatamento, resultante da ação combinada das forças de empuxo, de tensão superficial, na interface vapor líquido, e de arrasto que o líquido exerce sobre a bolha.

Tabela 4.4 – Visualização da ebulição da mistura com FC-87 a 50% de fração molar

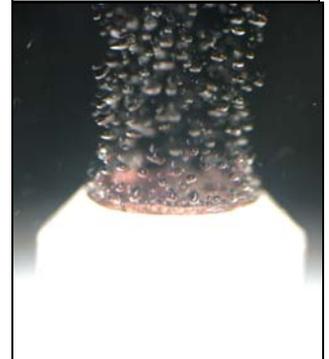
$$q = 10 \text{ kW/m}^2$$
$$T_p = 57,47^\circ\text{C}$$



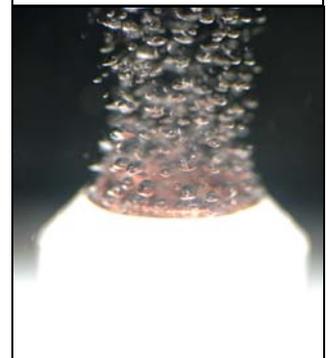
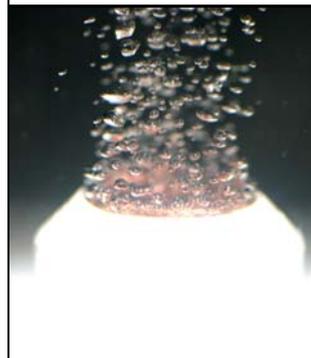
$$q = 15 \text{ kW/m}^2$$
$$T_p = 62,26^\circ\text{C}$$



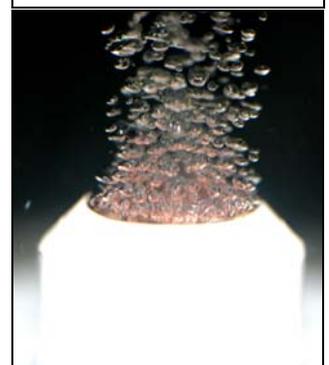
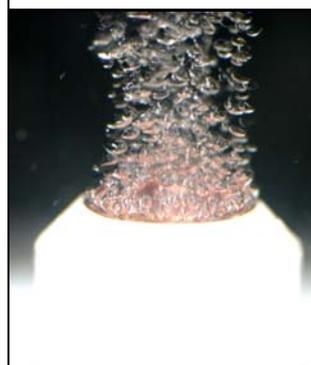
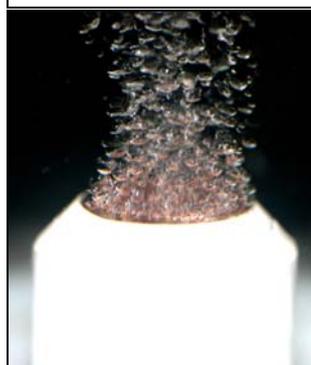
$$q = 20 \text{ kW/m}^2$$
$$T_p = 63,59^\circ\text{C}$$



$$q = 30 \text{ kW/m}^2$$
$$T_p = 64,57^\circ\text{C}$$



$$q = 40 \text{ kW/m}^2$$
$$T_p = 66,41^\circ\text{C}$$



4.4 Resumo

Neste capítulo, foram apresentados os resultados experimentais obtidos para o coeficiente de transferência de calor, no regime de ebulição nucleada, dos fluidos puros FC-87 e FC-72 e de quatro misturas formadas com esses fluidos.

Para os fluidos puros, o FC-87 apresentou melhor h comparado com o FC-72. Para o FC-72, os resultados experimentais obtiveram menor desvio absoluto médio com a correlação de Cooper, 11,8%. Para a correlação de Stephan e Abdelsalam o desvio absoluto foi de 58,8% e para Rohsenow foi de 36,1%. Para o FC-87 também a correlação de Cooper apresentou menor desvio absoluto médio, 9%. A correlação de Stephan e Abdelsalam apresentou desvio absoluto de 76,7% e a de Rohsenow, 79,4%.

Para as misturas FC-87/FC-72, aquela com a concentração de FC-87 a 85% apresentou valores de h ligeiramente maiores do que para FC-87 a 25%, porém muito próximos, em seguida, àqueles para concentração de FC-87 a 75%, e por fim, com os menores h s, FC- 87 a 50%. Assim, os fluidos puros apresentaram um melhor coeficiente de transferência de calor quando comparado ao das misturas testadas.

CAPÍTULO 5

COMPARAÇÃO COM MODELOS PARA MISTURAS NÃO-AZEOTRÓPICAS

Na Revisão Bibliográfica, Capítulo 2, item 2.8, foram analisados os modelos de Stephan e Körner (1969), Thome (1982), Fujita et al. (1996), apud Rohsenow et al. (1998), Fujita e Tsutsui (1994) e Calus e Leonidopoulos (1973), desenvolvidos com o intuito de prever o coeficiente de transferência de calor para misturas não-azeotrópicas, no regime de ebulição nucleada.

O objetivo, neste capítulo, é comparar os resultados experimentais para a mistura não-azeotrópica FC-87/FC-72, nas concentrações de 25/75, 50/50, 75/25 e 85/15 com os coeficientes de transferência de calor previstos pelos modelos, indicados acima.

5.1 Comparação de h_{exp} com os modelos

Na Tabela 5.1, são apresentados os coeficientes de transferência de calor ideais, h_{id} , de acordo com as definições apresentadas na página 17, Eqs. (2.15-16). O h_{id} é calculado em função dos coeficientes de transferência de calor dos fluidos puros FC-87 e FC-72 (interpolação linear), cujas frações molares referentes ao componente mais volátil, FC-87, são 0 e 100%, respectivamente.

Tabela 5.1 – O h_{id} em função do fluxo de calor e da fração molar da mistura

q (kW/m ²)	h ideal (kW/m ² °C)					
	FC - 72	FC-87 a 25%	FC-87 a 50%	FC-87 a 75%	FC-87 a 85%	FC - 87
12,00	0,8251	0,8742	0,9296	0,9925	1,0201	1,0645
15,00	1,0022	1,0600	1,1249	1,1983	1,2304	1,2819
20,00	1,2768	1,3472	1,4258	1,5143	1,5528	1,6144
25,00	1,5614	1,6436	1,7349	1,8370	1,8813	1,9519
30,01	1,8368	1,9246	2,0214	2,1283	2,1743	2,2472
35,01	2,1136	2,2083	2,3119	2,4257	2,4745	2,5513
40,01	2,3702	2,4752	2,5900	2,7159	2,7697	2,8546

Na Fig. 5.1, os coeficientes de transferência de calor experimental e ideal são comparados, para os fluxos de calor de 15,00 kW/m² e 40,01 kW/m². Esses dados foram extraídos das Tabelas 4.3 e 5.1. A diferença entre os valores linearmente interpolados entre os h s dos fluidos puros e os experimentais aumenta à medida que o fluxo de calor também aumenta e as máximas diferenças ocorrem para fração molar de 50/50.

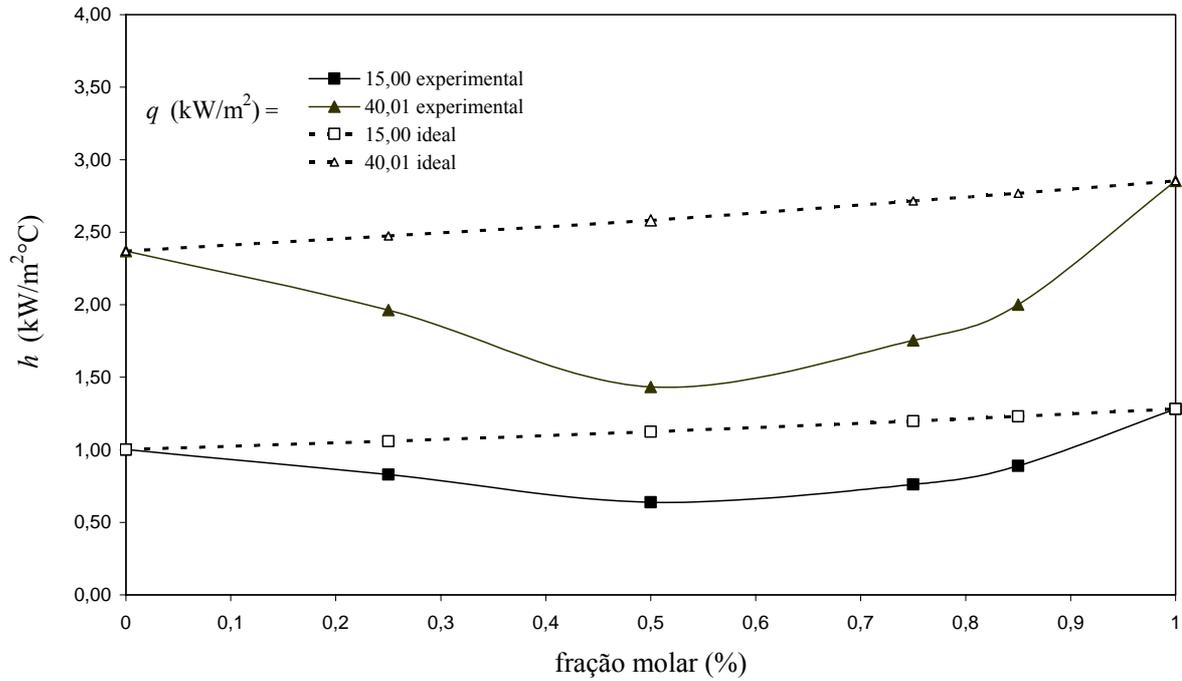


Figura 5.1 – Comparação do h experimental com o h ideal para os fluxos de calor de 15,00 e 40,01 $\text{kW/m}^2\text{C}$

Nas tabelas 5.2 a 5.7, são apresentados os valores calculados de h para os cinco modelos considerados, cujo fator redutor K , conforme Eq.(2.26), foi calculado de acordo com as equações apresentadas na Tabela 2.1. Os valores experimentais de h e os previstos pelos modelos são apresentados nas Figs. 5.2 a 5.7, para os fluxos de calor no intervalo de 15,00 a 40,01 $\text{kW/m}^2\text{C}$. Nestas figuras, os pontos referentes ao modelo de Stephan-Körner (1969) foram calculados com dois valores para a constante A_o , 1,53 e 3,36, este último tendo sido obtido por ajuste com os dados experimentais da presente dissertação. Na tabela 5.7, são apresentados os valores de h calculados com o valor de A_o igual a 3,36.

De acordo com esses resultados, observa-se que os modelos superestimam os valores de h .

Tabela 5.2 – O h_{SK} calculado pelo modelo de Stephan-Körner (1969) com $A_o = 1,53$

q (kW/m^2)	h ($\text{kW/m}^2\text{C}$)					
	FC - 72	FC-87 a 25%	FC-87 a 50%	FC-87 a 75%	FC-87 a 85%	FC - 87
12,00	0,8249	0,6615	0,6875	0,8172	0,8964	1,0643
15,00	1,0020	0,8021	0,8319	0,9867	1,0813	1,2817
20,00	1,2765	1,0194	1,0545	1,2469	1,3646	1,6141
25,00	1,5611	1,2437	1,2831	1,5127	1,6533	1,9515
30,01	1,8364	1,4564	1,4949	1,7525	1,9108	2,2468
35,01	2,1132	1,6710	1,7098	1,9974	2,1746	2,5509
40,01	2,3698	1,8730	1,9154	2,2363	2,4340	2,8541

Tabela 5.3 – O h_T calculado pelo modelo de Thome (1994)

q (kW/m ²)	h (kW/m ² °C)					
	FC - 72	FC-87 a 25%	FC-87 a 50%	FC-87 a 75%	FC-87 a 85%	FC - 87
12,00	0,8251	0,6599	0,6343	0,7122	0,7940	1,0645
15,00	1,0022	0,8060	0,7755	0,8682	0,9652	1,2819
20,00	1,2768	1,0360	0,9982	1,1132	1,2323	1,6144
25,00	1,5614	1,2710	1,2244	1,3610	1,5026	1,9519
30,01	1,8368	1,4965	1,4388	1,5911	1,7496	2,2472
35,01	2,1136	1,7234	1,6550	1,8241	2,0007	2,5513
40,01	2,3702	1,9399	1,8645	2,0526	2,2483	2,8546

Tabela 5.4 – O h_F calculado pelo modelo de Fujita et al. (1996), apud Rohsenow et al. (1998)

q (kW/m ²)	h (kW/m ² °C)					
	FC - 72	FC-87 a 25%	FC-87 a 50%	FC-87 a 75%	FC-87 a 85%	FC - 87
12,00	0,8251	0,7024	0,6935	0,7762	0,8509	1,0645
15,00	1,0022	0,8545	0,8428	0,9406	1,0293	1,2819
20,00	1,2768	1,0916	1,0755	1,1957	1,3049	1,6144
25,00	1,5614	1,3353	1,3135	1,4554	1,5850	1,9519
30,01	1,8368	1,5678	1,5365	1,6928	1,8377	2,2472
35,01	2,1136	1,8022	1,7622	1,9345	2,0957	2,5513
40,01	2,3702	2,0244	1,9796	2,1709	2,3499	2,8546

Tabela 5.5 – O h_{FT} calculado pelo modelo de Fujita e Tsutsui (1994)

q (kW/m ²)	h (kW/m ² °C)					
	FC - 72	FC-87 a 25%	FC-87 a 50%	FC-87 a 75%	FC-87 a 85%	FC - 87
12,00	0,8251	0,8185	0,8470	0,9169	0,9626	1,0645
15,00	1,0022	0,9936	1,0268	1,1089	1,1627	1,2819
20,00	1,2768	1,2652	1,3052	1,4050	1,4702	1,6144
25,00	1,5614	1,5441	1,5893	1,7059	1,7826	1,9519
30,01	1,8368	1,8089	1,8535	1,9789	2,0624	2,2472
35,01	2,1136	2,0755	2,1204	2,2564	2,3480	2,5513
40,01	2,3702	2,3267	2,3761	2,5269	2,6287	2,8546

Tabela 5.6 – O h_{CL} calculado pelo modelo de Calus e Leonidopoulos (1973)

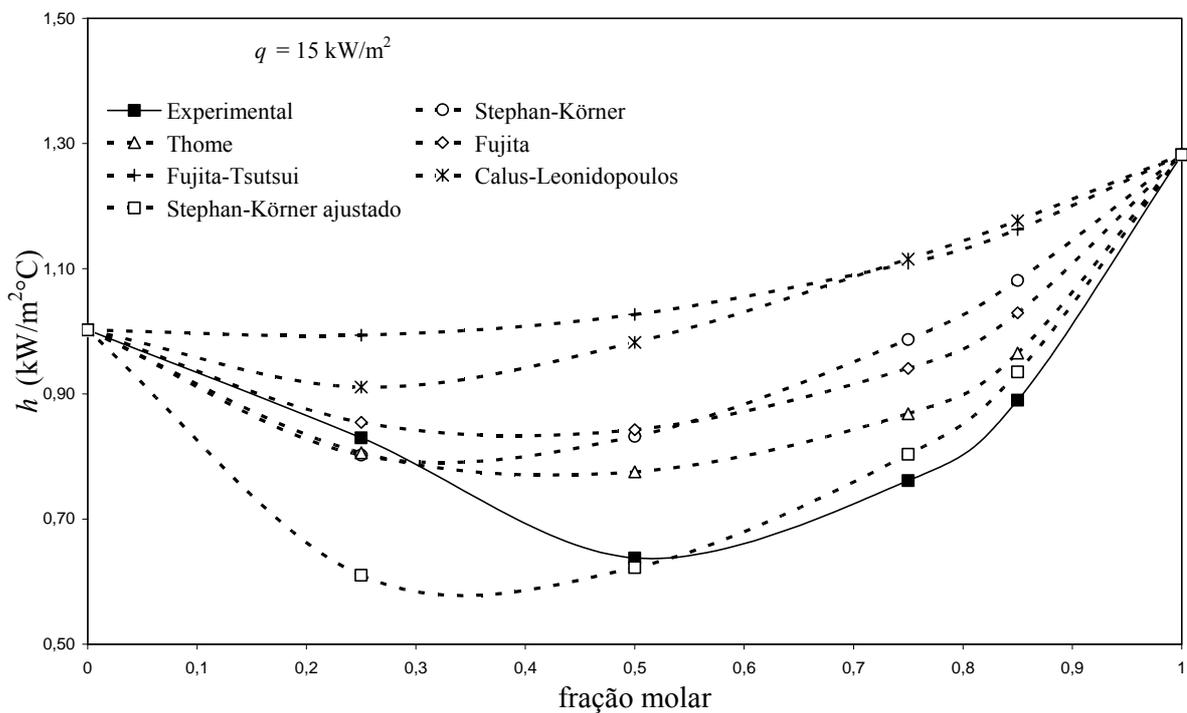
q (kW/m ²)	h (kW/m ² °C)					
	FC - 72	FC-87 a 25%	FC-87 a 50%	FC-87 a 75%	FC-87 a 85%	FC - 87
12,00	0,8251	0,7512	0,8118	0,9237	0,9755	1,0645
15,00	1,0022	0,9108	0,9824	1,1152	1,1766	1,2819
20,00	1,2768	1,1576	1,2452	1,4093	1,4849	1,6144
25,00	1,5614	1,4123	1,5151	1,7097	1,7990	1,9519
30,01	1,8368	1,6538	1,7652	1,9808	2,0793	2,2472
35,01	2,1136	1,8975	2,0190	2,2576	2,3663	2,5513
40,01	2,3702	2,1268	2,2618	2,5276	2,6486	2,8546

Tabela 5.7 – O h_{SK} calculado pelo modelo de Stephan-Körner (1969) com $A_o = 3,36^*$

q (kW/m ²)	h (kW/m ² °C)					
	FC - 72	FC-87 a 25%	FC-87 a 50%	FC-87 a 75%	FC-87 a 85%	FC - 87
12,00	0,8249	0,5032	0,5143	0,6654	0,7751	1,0643
15,00	1,0020	0,6102	0,6224	0,8034	0,9349	1,2817
20,00	1,2765	0,7755	0,7889	1,0152	1,1799	1,6141
25,00	1,5611	0,9461	0,9599	1,2316	1,4295	1,9515
30,01	1,8364	1,1079	1,1184	1,4269	1,6522	2,2468
35,01	2,1132	1,2712	1,2792	1,6263	1,8802	2,5509
40,01	2,3698	1,4248	1,4330	1,8209	2,1046	2,8541

(*) O valor de $A_o = 3,36$ foi obtido por ajuste, pelo método dos mínimos quadrados, com os dados experimentais da presente dissertação.

Na Fig. 5.2, são apresentados os valores de h experimental, juntamente com os calculados através dos modelos para misturas, para o fluxo de calor de 15,00 kW/m². O modelo que apresentou o menor desvio absoluto médio, igual a 9,9%, foi o de Stephan-Körner, com o coeficiente ajustado $A_o = 3,36$. Os valores dos desvios absolutos para todos os outros modelos estão apresentados nas Tabelas B17 a B22, no Apêndice B.

Figura 5.2 – Correlações para h em função da fração molar

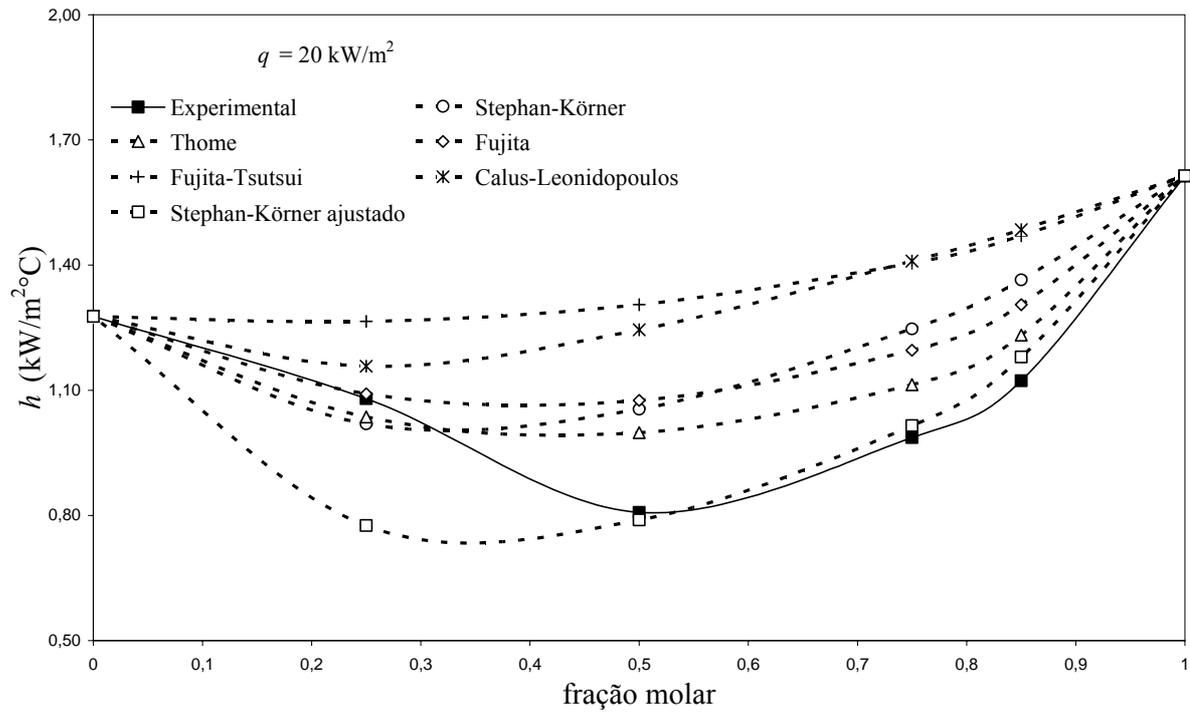


Figura 5.3 - Correlações para h em função da fração molar

Na Fig. 5.3, são apresentados os valores de h para q de $20,00 \text{ kW/m}^2$. O menor desvio absoluto foi encontrado para o modelo de Stephan-Körner ajustado de 9,6% seguido da correlação de Thome com 12,6%. O maior desvio, 38,1%, foi encontrado comparando-se os dados experimentais de h com os previstos pelo modelo de Fujita-Tsutsui.

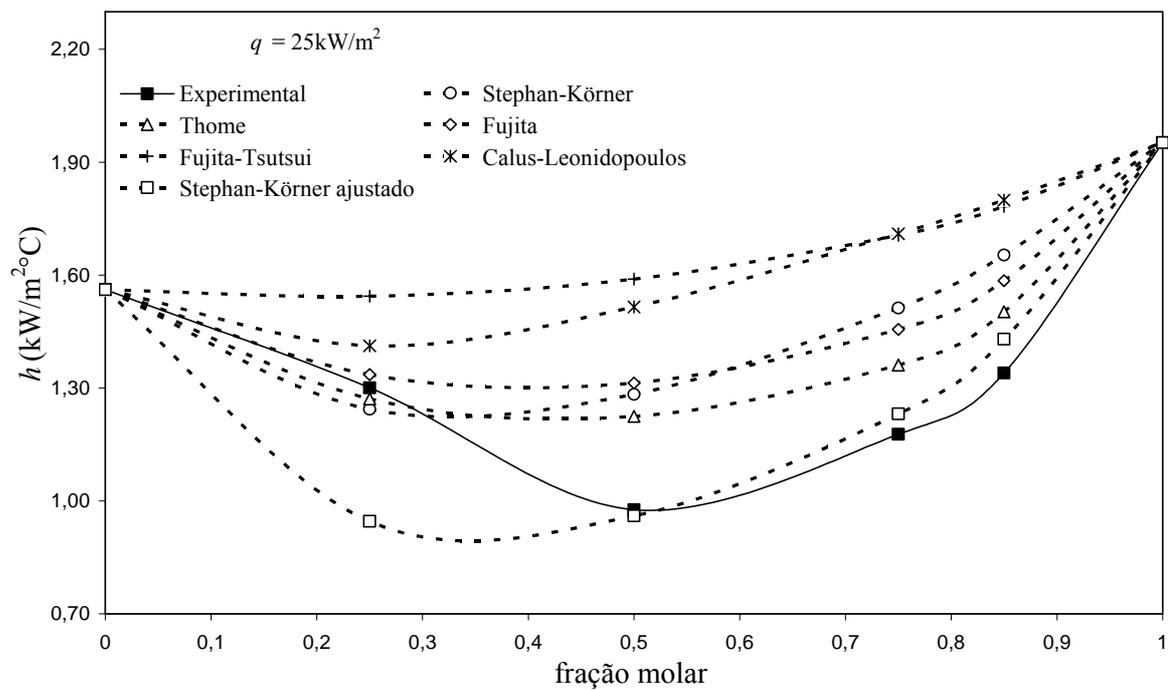


Figura 5.4 – Correlações para h em função da fração molar

Conforme se pode observar nas curvas apresentadas, Fig. 5.2 até Fig 5.7, obteve-se a tendência geral dos resultados. O modelo de Stephan-Körner ajustado apresentou os menores desvios absolutos médios para todos os fluxos de calor analisados, entre 9,1% e 10,1%. O modelo de Thome apresentou o segundo menor desvio, entre 11,7% e 15,2%. O terceiro menor desvio foi apresentado pelo modelo de Fujita et al. com os desvios entre 17,9% e 20,6%, e logo em seguida, com desvios entre 19,4 e 20,1%, está o modelo de Stephan-Körner. Os modelos de Fujita-Tsutsui e Calus-Leonidopoulos apresentaram os maiores desvios absolutos, nas faixas de 38,1% e 40,0% e de 34,1% e 35,8%, respectivamente. Estes resultados podem ser melhor visualizados na Tabela 5.8.

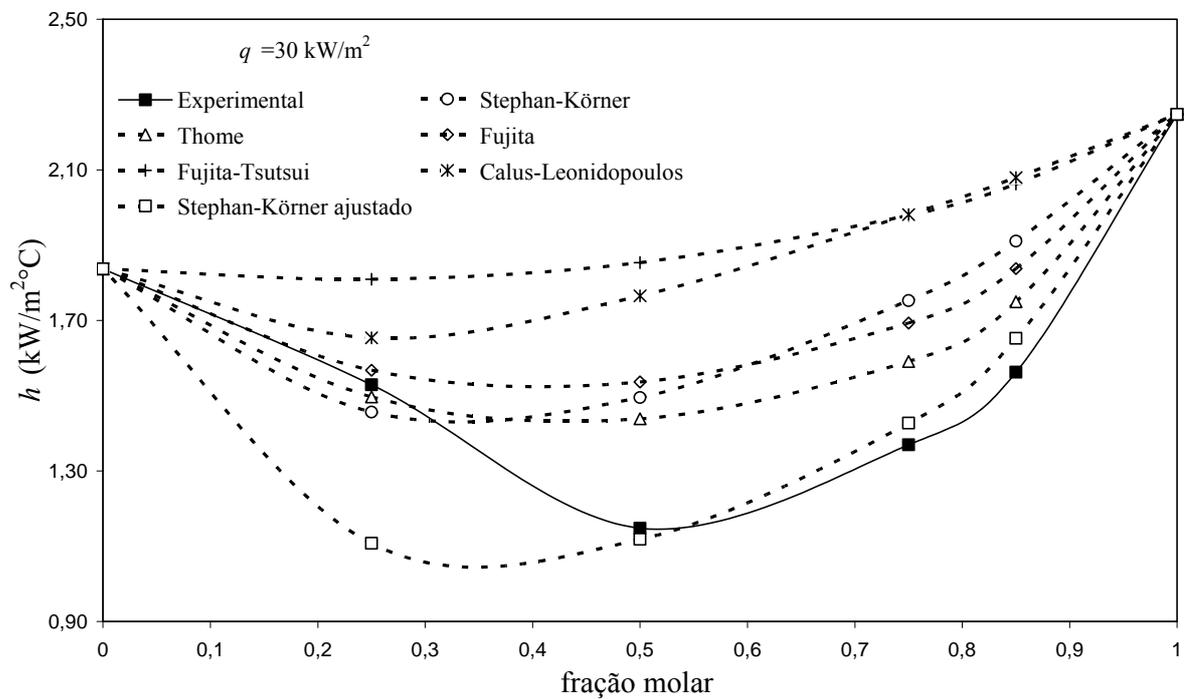


Figura 5.5 - Correlações para h em função da fração molar

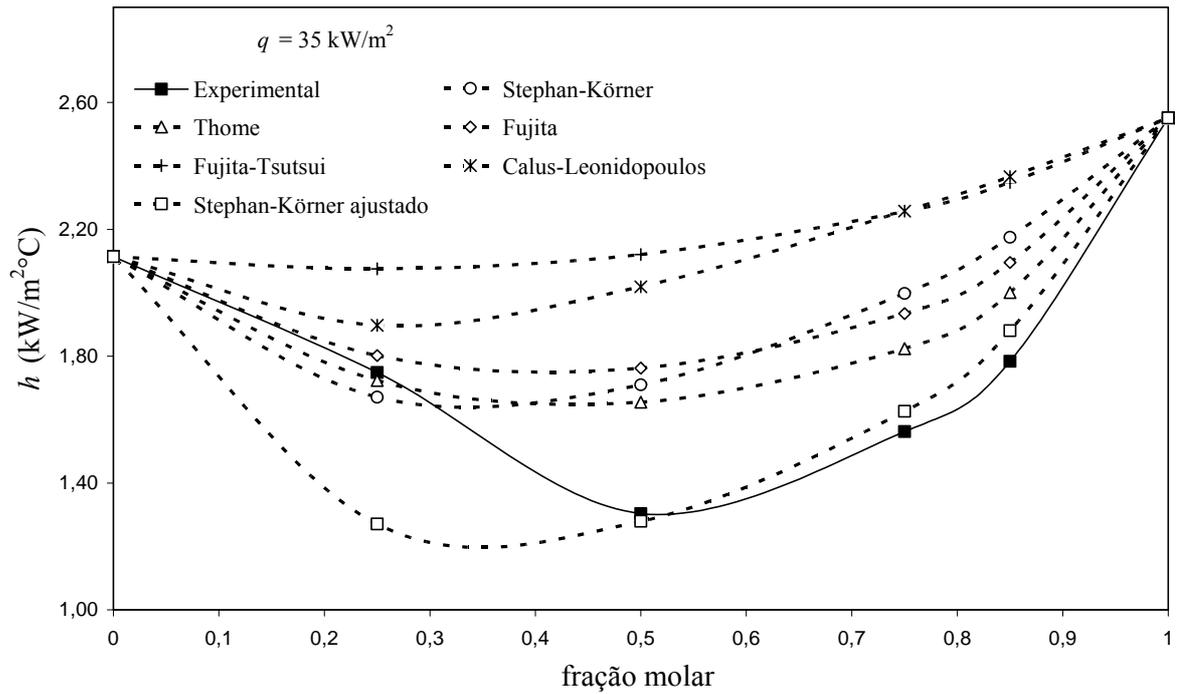


Figura 5.6 – Correlações para h em função da fração molar

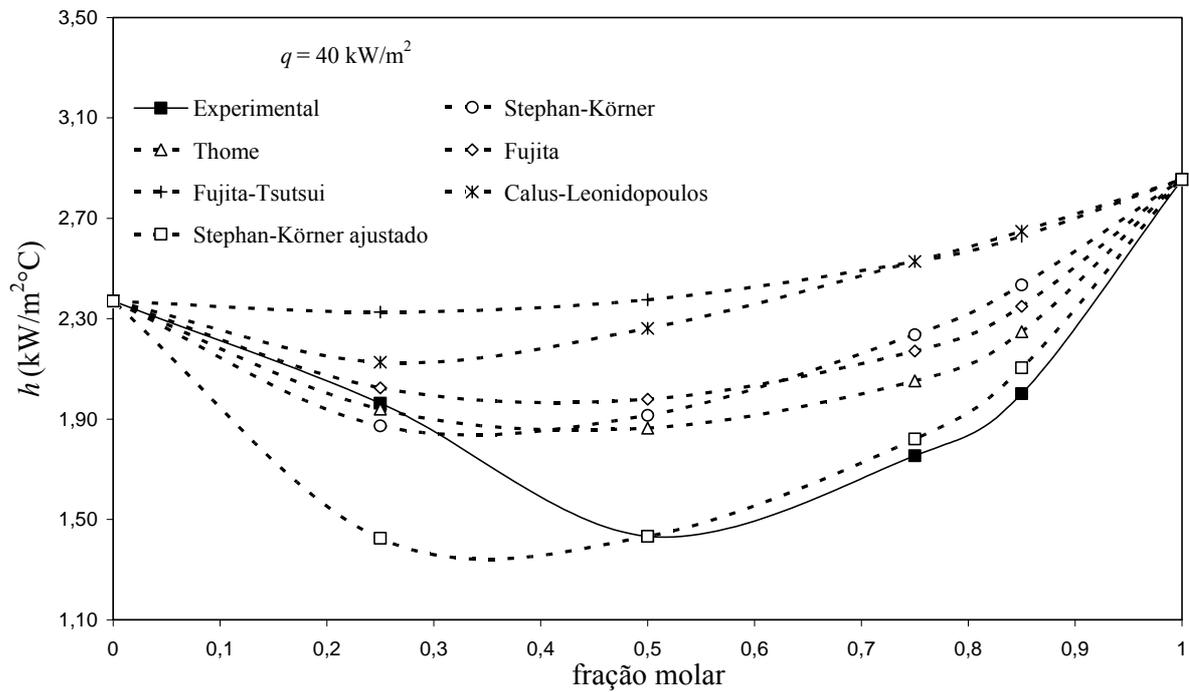


Figura 5.7 – Correlações para h em função da fração molar

Segundo Rohsenow et al. (1998), o modelo de Fujita et al. (1996), apud Rohsenow et al. (1998), concorda com os resultados experimentais em $\pm 20\%$, o que está de acordo com

os desvios médios absolutos encontrados nesta dissertação, para a faixa de calor de 15,00 a 40,01 kW/m².

O modelo de Calus-Leonidopoulos, segundo Kandlikar (1998), não é satisfatório para prever o coeficiente de transferência de calor, porque geralmente superestima os resultados, o que também ocorreu na presente dissertação.

Na Tabela 5.8, são apresentados os desvios médios absolutos, em função do fluxo de calor, bem como a média dos desvios, entre os coeficientes de transferência de calor, obtidos experimentalmente, e os previstos pelos cinco modelos analisados, além do modelo de Stephan-Körner, cujo coeficiente A_0 foi ajustado aos pontos experimentais do presente trabalho. O menor desvio absoluto médio, 11,3%, ocorreu em relação ao modelo de Thome, ficando bem próximo de Stephan-Körner, com a constante $A_0 = 3,36$ ajustado aos dados experimentais das misturas de FC-87/FC-72 do presente trabalho. A comparação dos dados experimental com os modelos de Fujita et al. e Stephan-Körner apresentou os desvios absolutos médio de 16,4% e 19,6%, respectivamente, que podem ser considerados baixos. Já as comparações com os modelos de Calus-Leonidopoulos e Fujita-Tsutsui apresentaram desvios absolutos médios de 35,2% e 39,3%.

Tabela 5.8 - Desvio de h experimental com h dos modelos

Modelo com o desvio absoluto médio (%) por fração molar constante						
q (kW/m ²)	Stephan-Körner	Thome	Fujita et al.	Fujita-Tsutsui	Calus-Leonidopoulos	Stephan-Körner ajustado
15	19,4	11,7	18,6	39,3	35,6	9,9
20	19,2	12,6	17,9	38,1	34,1	9,6
25	20,1	13,9	19,8	39,9	35,8	10,1
30	19,6	13,9	19,4	39,1	34,9	10,0
35	19,5	14,3	19,9	39,4	35,2	9,7
40	19,7	15,2	20,6	39,9	35,6	9,1
Média	19,6	11,3	16,4	39,3	35,2	9,7

Uma outra maneira de apresentar os resultados pode ser feita visualizando-se os valores do coeficiente de transferência de calor em função do fluxo de calor, para cada concentração molar. Na Fig. 5.8, são apresentados os valores de h_{exp} . Como já observado, nas Figs. 4.1 e 4.2, e em concordância com os resultados da literatura, Fujita e Tsutsui (1994), os maiores h s foram obtidos com os fluidos puros FC-87 e FC-72, nesta ordem.

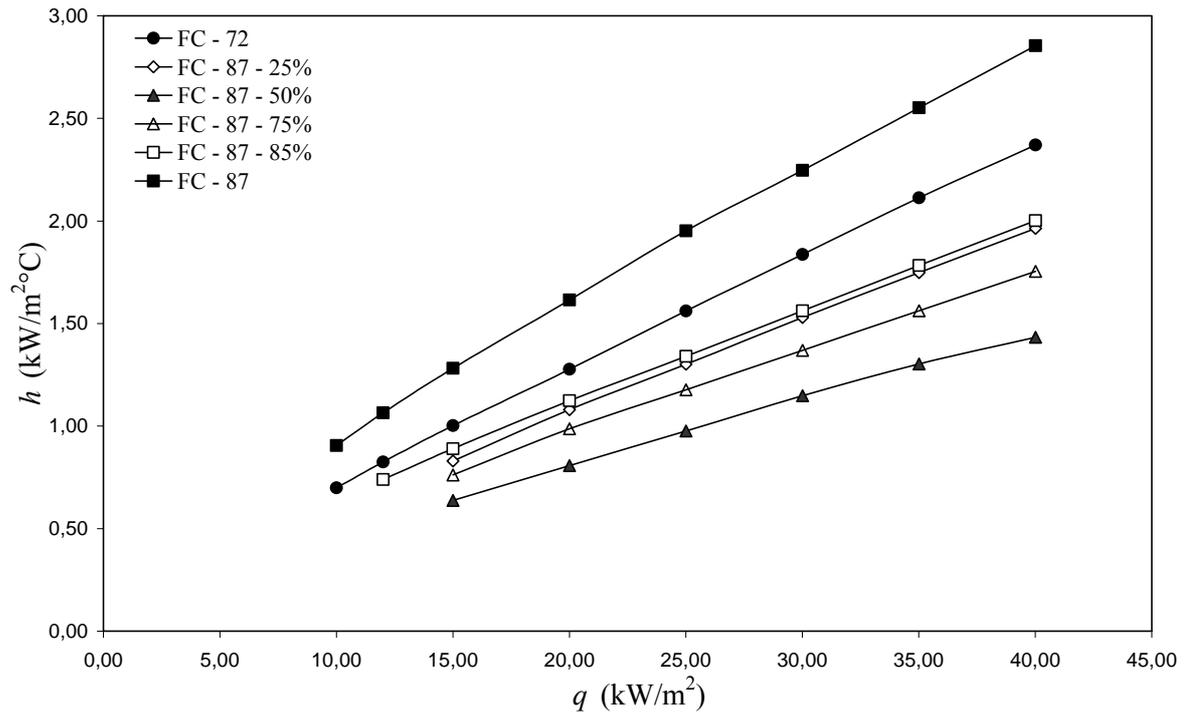


Figura 5.8 – Síntese dos resultados experimentais

Na Fig. 5.9 o h_{exp} para o FC-87 a 25% é apresentado juntamente com os h s dos modelos para esta concentração. Na Tabela 5.9, pode-se observar que o modelo de Stephan-Körner ajustado foi o que apresentou maior desvio absoluto, 27,4%, e menor desvio para o modelo de Thome, com 2,3%, seguido de Fujita et al. com 2,6%.

Para o FC-87 a 50%, Fig. 5.10, o modelo de Stephan-Körner ajustado apresentou o menor desvio médio de 1,8%, seguido de Stephan-Körner com 23,8%, Thome com 25,5% e Fujita et al. com 26,6%. O maior desvio ocorreu para o modelo de Fujita-Tsutsui com 62,6%.

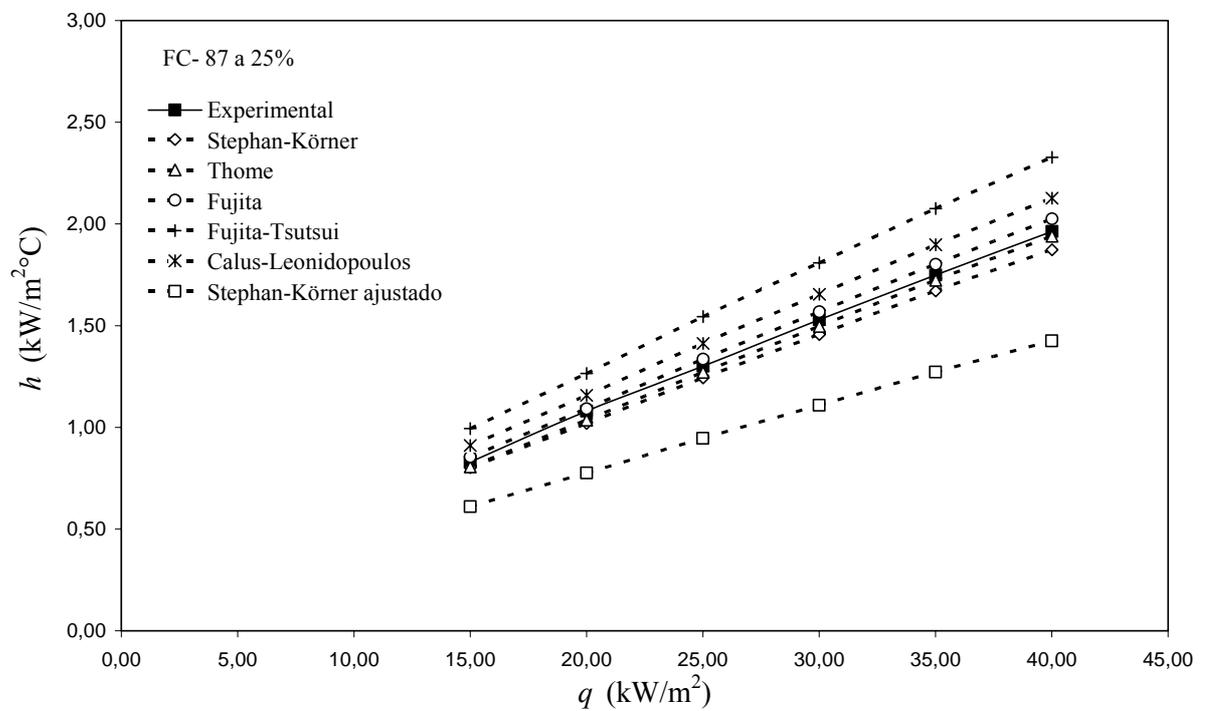
Para o FC-87 a 75%, Fig. 5.11, o modelo de Stephan-Körner ajustado apresentou o menor desvio, 4,2%. Thome com de 15,4%. O maior desvio ficou em 44,7% para Calus-Leonidopoulos, próximo de Fujita-Tsutsui com 44,4%.

Para o FC-87 a 85%, Fig. 5.12, o menor desvio ocorreu para o modelo de Stephan-Körner ajustado com 5,4%. O maior desvio ficou em 32,7% para Calus-Leonidopoulos, próximo de Fujita-Tsutsui, com 31,4%.

No geral, o menor desvio médio de modelos foi obtido para: 1- Stephan-Körner ajustado; 2 - Thome; 3 - Fujita et al.; 4 - Stephan-Körner; 5 - Calus-Leonidopoulos; 6 - Fujita-Tsutsui.

Tabela 5.9 - Desvio de h experimental com h dos modelos

Modelo	Desvio médio de h_{exp} para a faixa de fluxo de calor (15-40) kW/m^2 em %			
	FC- 87 a 25%	FC- 87 a 50%	FC- 87 a 75%	FC- 87 a 85%
Stephan-Körner	4,5	23,8	27,9	22,1
Thome	2,3	25,5	15,4	11,1
Fujita et al.	2,6	34,5	23,3	17,1
Fujita-Tsutsui	18,5	62,6	44,4	31,60
Calus-Leonidopoulos	8,4	55,0	44,7	32,8
Stephan-Körner ajustado	27,4	1,8	4,2	5,5

Figura 5.9 - Correlações para h em função do q para FC-87 a 25%

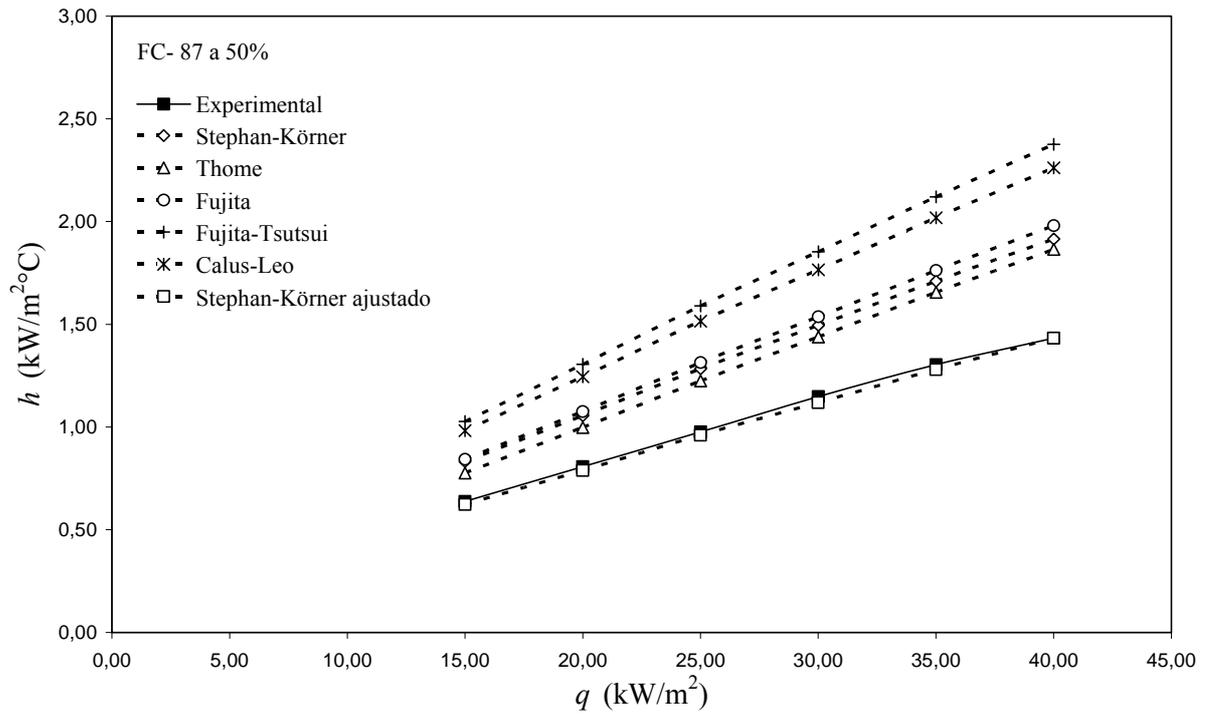


Figura 5.10 - Correlações para h em função do q para FC-87 a 50%

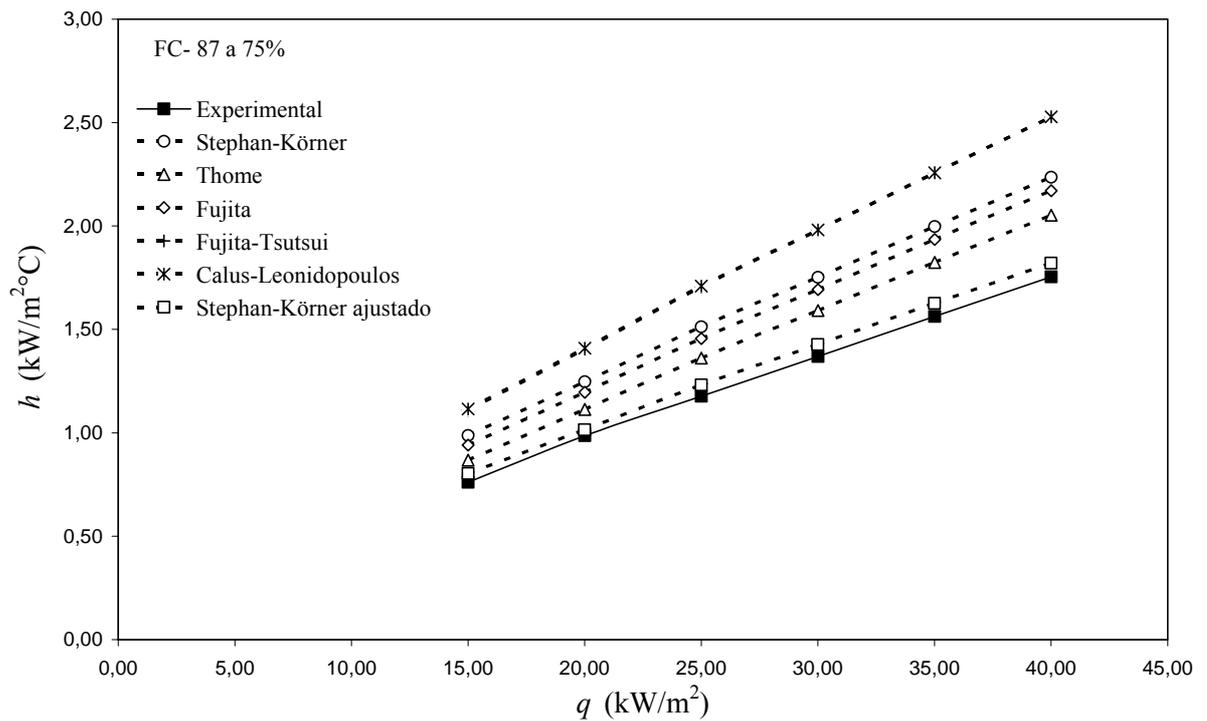


Figura 5.11 - Correlações para h em função do q para FC-87 a 75%

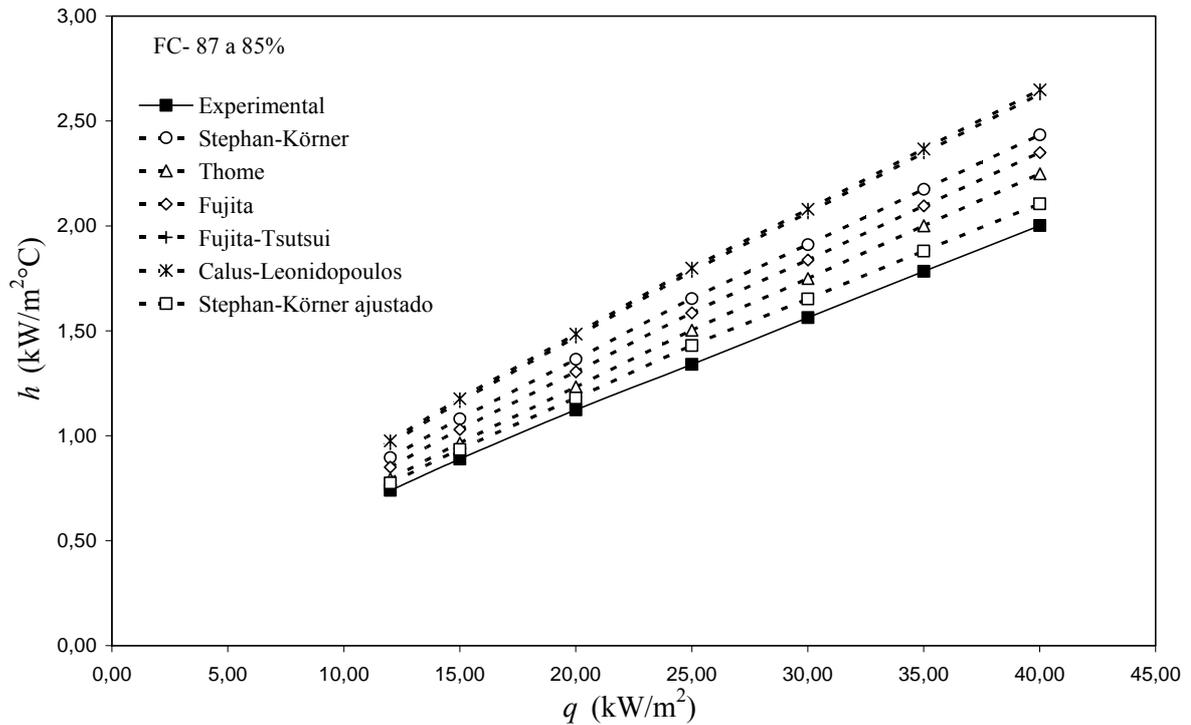


Figura 5.12 - Correlações para h em função do q para FC-87 a 85%

Nas misturas, a concentração de FC-87 a 85% obteve valores de h ligeiramente maiores do que para FC-87 a 25%, porém muito próximos. A seguir, a concentração de FC-87 a 75% e por fim, com o pior h , FC-87 a 50%. Analisando estes resultados conforme os autores que consideram como principal redução de h o ΔT_{ob} (quanto maior ΔT_{ob} pior o h) pode-se concluir que:

- O melhor h_{exp} para mistura foi a FC-87 a 85%, este possui o menor ΔT_{ob} , 3,2°C.
- O pior h_{exp} para a mistura foi a FC-87 a 50%, este possui o maior ΔT_{ob} , 6,1°C.
- Para FC-87 a 25% e FC-87 a 75% o ΔT_{ob} é de 4,6°C para ambos, porém o FC-87 a 25% apresentou um h_{exp} cerca de 10% melhor do que o para FC-87 a 75%.

Os resultados de h_{exp} em função da diferença entre as temperaturas do ponto de orvalho e do ponto de bolha, mostram que o menor h_{exp} ocorreu para máximo ΔT_{ob} , seguindo a mesma tendência indicada pelos modelos de Thome, Fujita et al. e Fujita-Tsutsui.

Uma análise do h_{exp} em função do módulo da diferença entre as frações molares da fase vapor e da fase líquida $|y-x|$ mostrou que o maior h_{exp} ocorreu para a mistura FC-87 a 85%, cujo $|y-x|$ é 0,09, enquanto o menor h_{exp} , ocorreu para a mistura com fração molar de 50% de FC-87, cujo $|y-x|$ é 0,023. Esta tendência também é prevista pelos modelos de Stephan-Körner e Calus-Leonipoulos. Para as misturas cujas frações molares de FC-87 a 25% e 75% os valores de $|y-x|$ são de 0,21 e 0,14, respectivamente, e de acordo com os modelos de Stephan-Körner e Calus-Leonipoulos o h_{exp} para a fração molar a 25% de FC-87 deveria ser

menor do que para a fração molar a 75% de FC- 87, porém, experimentalmente, observou-se o contrário.

5.2 Resumo

Neste capítulo, foram comparados os resultados experimentais obtidos para o coeficiente de transferência de calor com modelos utilizados pela literatura: Stephan e Körner (1969), Thome (1982), Fujita et al. (1996), apud Rohsenow et al. (1998), Fujita e Tsutsui (1994) e Calus e Leonidopoulos (1973). Também foi proposto um ajuste do modelo de Stephan e Körner, obtendo-se um sexto modelo.

A curva de h_{exp} foi apresentada comparada com h_{id} .

Os resultados obtidos das comparações mostraram que no geral, o menor desvio médio absoluto foi para o modelo de Stephan e Körner ajustado, seguido dos modelos de Thome, Fujita et al., Stephan e Körner, e os modelos de Calus e Leonidopoulos e Fujita e Tsutsui apresentaram os desvios maiores.

A ampliação das faixas de validade dos modelos semi-empíricos de Thome, Fujita et al. e de Stephan e Körner, à mistura binária não-azeotrópica FC-87/FC-72, representa a principal contribuição do presente estudo, para prever o coeficiente de transferência de calor em misturas binárias.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Neste trabalho, foram apresentados os resultados experimentais do coeficiente de transferência de calor (h), em ebulição nucleada em piscina, para os fluidos puros FC-87 (C_5F_{12}) e FC-72 (C_6F_{14}) e para as misturas não-azeotrópicas FC-87/FC-72 com frações molares de (25/50), (50/50), (75/25) e (85/15), à pressão atmosférica e temperatura de saturação, para os fluidos puros, e temperatura de ponto de bolha para as misturas. Os resultados experimentais também foram comparados com os valores de h previstos por modelos e correlações da literatura. A seção de teste foi um disco de cobre de 12 mm de diâmetro e 1mm de espessura, cuja superfície em contato com o fluido apresenta rugosidade de 1,1 μ m e está voltada para cima, em contato com o líquido, considerado um meio semi-infinito. O fluxo de calor (q) foi imposto na faixa de 0 e 40,01 kW/m².

Os principais resultados deste trabalho são resumidos, a seguir:

- i) Os valores do coeficiente de transferência de calor para as misturas sempre ficaram abaixo dos valores interpolados, linearmente, entre os coeficientes dos fluidos puros. Particularmente, atribui-se que isto ocorra devido à ebulição da mistura ser acompanhada não somente pela mudança de fase, mas pela destilação da mistura, com transferência de massa dos componentes da mistura, conforme Tolubinskiy e Ostrovskiy, (1969).
- ii) No regime de ebulição nucleada, o h para o FC-87 foi 20% maior do que para o FC-72. Para as misturas, o h mais elevado ocorreu para a mistura com fração molar de FC-87 a 85%, cerca de 30% menor do que o h para o fluido puro FC-87. O menor h ocorreu para a concentração de FC-87 a 50%, cerca de 50% e 36% menor do que aqueles para o FC-87 e FC-72, respectivamente. Para as frações molares de FC-87 a 25% e 75% os valores de h foram 33% e 39% menores, respectivamente, do que o h encontrado para o FC-87 puro.
- iii) A comparação dos resultados experimentais do coeficiente de transferência de calor no regime de ebulição nucleada para os fluidos puros, com os h s previstos pelas correlações de Cooper (1984), Stephan-Abdelsalam (1978) e Rohsenow (1962) apud Carey (1992) indicam para o FC-87 desvios absolutos médios de 9%, 76,6% e 79,4%, em relação às correlações de Cooper, Stephan-Abdelsalam e Rohsenow, respectivamente. Para o FC-72, esses desvios

foram de 11,8%, 36% e 58,8%, em relação às correlações de Cooper, Stephan-Abdelsalam e Rohsenow, respectivamente.

iv) Para os fluxos de calor entre 15,00 e 40,01 kW/m², a comparação do h_{exp} , para as misturas no regime de ebulição nucleada, com os modelos de Stephan-Körner (1969), com $A_o=1,53$, Thome (1982), Fujita et al. (1996), apud Rohsenow et al. (1998), Fujita-Tsutsui (1994) e Calus-Leonidopoulos (1973) indicaram os seguintes desvios médios: 19,6%, 11,3%, 16,4%, 39,3% e 35, 2%, respectivamente. Tomando como referência o modelo de Stephan-Körner, com um coeficiente ajustado aos dados do presente trabalho, $A_o = 3,36$, o desvio absoluto médio é de 9,7%. Os desvios médios inferiores a 20% entre os resultados experimentais, obtidos nesta pesquisa, e os previstos pelos modelos de Stephan-Körner, Thome e Fujita et al., contribuem para ampliar a faixa de validade desses modelos e representam a principal contribuição da presente dissertação.

v) A incerteza experimental para o coeficiente de transferência de calor, entre os fluxos de calor de 15,00 a 40,01 kW/m², ficou entre 4,56% a 4,16% para o FC-72, entre 5,57% a 4,8% para o FC-87 e entre 4,17% a 3,7% para as misturas FC-87/FC-72. A incerteza experimental sobre o fluxo de calor foi inferior a 2,5%.

Como sugestão para os futuros trabalhos na área de ebulição nucleada de misturas, recomendam-se os seguintes estudos:

- i) Ebulição de misturas para fluxos de calor, varrendo toda a faixa do regime de ebulição, até atingir o limite máximo para o fluxo de calor crítico.
- ii) Nucleação de bolhas de vapor para diferentes frações molares de misturas binárias.
- iii) Ebulição de misturas em superfícies ranhuradas ou micro-aletadas, visando à compensação da diminuição do h de misturas.
- iv) Influência da pressão na ebulição de misturas.
- v) Utilização de outros fluidos de trabalho, incluindo misturas binárias e ternárias.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BENJAMIM,R.J., BALAKRISHNAN, Nucleate boiling heat transfer of binary mixtures at low to moderate heat fluxes, *Journal of Heat Transfer*, vol. 121, pp. 365-374, 1999.
- BEJAN, A., **Convection Heat Transfer**, Second Edition, 1995.
- BIPM, Boreau International des Poids et Mesures, **Guia para a expressão da incerteza de medição**, Segunda Edição Brasileira do “Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement”, 1998.
- BRANESCU, C. N, Ebullition en Convection Forcee du R-22 e du R-407 a L’Interieur de Tubes Horizontaux Lisse et Micro-Ailettes, Le Grade de Docteur, l’Institute National des Sciences Appliques de Lyon, France, 2000.
- CALUS, W.F., LEONIDOPOULOS, D.J., Pool boiling-binary liquid mixtures, *International Journal Heat Mass Transfer*, vol. 17, pp 249-256, 1973.
- CALUS, W.F., RICE, P., Pool boling – Binary liquid mixtures, *Chemical Engineer Science*, pp. 1687-1697, 1972.
- CARDOSO, E.M., Ebulição Nucleada Confinada do FC- 72 e do FC- 87 sobre Disco de Cobre, Dissertação de Mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, 2005.
- CAREY, V. P., **Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena: an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation process in heat transfer equipment**, Taylor & Francis, 1992.
- COLLIER, J.G, and THOME, J.R. **Convective boiling and condensation**. 3th ed, Oxford: Clarendon Press, 1996.
- COOPER, M.G., Saturation nucleate pool boiling – A simple correlation, *International Chemical Engineering Symposium Series*, vol. 86, pp 785-792, 1984.

- COOPER, M.G., STONE, C.R., Boiling of binary mixtures-study of individual bubbles, International Journal Heat Mass Transfer, vol. 24, no. 12, pp. 1937-1950, 1981.
- DOEBELIN, E. ., **Measurement Systems – Application and Design**, McGraw-Hill, 1990.
- EES, Engineering Equation Solve, Commercial Version 6.883-3D, 1992-2003.
- FLESCHE, C. A., **Metrologia e Eletrônica Básica para Experimentação**, Laboratório de metrologia e automação, UFSC, 2003.
- FUJITA, F., BAI, Q., Critical heat flux of binary mixtures in pool boiling and its correlation in terms of Marangoni number, International Journal Refrigeration, vol. 20, no. 8, pp 616-622, 1997.
- FUJITA, Y., TSUTSUI, M., Heat transfer in nucleate pool boiling of binary mixtures, International Journal Heat Mass Transfer, vol 37, pp291-302, 1994.
- FUJITA, Y., TSUTSUI, M., Experimental investigation in pool boiling heat transfer of ternary mixtures and heat transfer correlation, Experimental thermal and Fluid Science, vol. 26, pp 237-244, 2001.
- FUJITA, Y., TSUTSUI, M., Fully developed nucleate boiling of three components mixtures, Key Note, 5th International Conference on Boiling Heat Transfer, Montego Bay, Jamaica, 04-08 May, 2003.
- FUJITA, Y., TSUTSUI, M., Nucleate boiling of two and three-componet mixtures, International Journal of Heat and Mass transfer , vol.47 pp 4637-4648, 2004.
- GEANKOPLIS, C. J., **Transport Processes and Unit Operations**, Third Edition, Prentice Hall P T R,1993.
- HEDH, **Heat Exchanger Design Handbook**, Begell House, Inc., New York, 1998.
- HOLMAN, J.P., **Experimental Methods for Engineers**, Mcgrall-Hill, Singapore, 1989.

- INCROPERA e De WIIT, **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**, LTC, Terceira Edição, 1992.
- JABARDO, J. M. S., Fluidos refrigerantes, Revista Tecnologia da refrigeração, nº 7, pp. 22-59, 2001.
- JUNG, D., SONG, K., AHN, K., KIM, J., Nucleate boiling heat transfer coefficients of mixtures containing HFC32, HFC125, and HFC134a, International Journal of Refrigeration, no. 26, pp 764-771, 2003.
- KANDLIKAR, S.G., Boiling heat transfer with binary mixtures: Part I – A Theoretical Model for Pool Boiling, vol. 120, pp 380-387, 1998.
- KANDLIKAR, S. G., TIAN, S., YU, J., KOYAMA, S., Further assessment of pool and flow boiling heat transfer with binary mixtures, two-phase flow modeling and experimentation, Proceedings of the Second International Symposium on Two-Phase Flow Modeling and Experimentation, Pisa, Italy, 23-26, May, 1999.
- LabVIEW, Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench, National Instruments, Version 6.1, 2001.
- MARTO, P.J., LEPERE, L.V.J., Pool boiling heat transfer from enhanced surfaces to dielectric fluids, Journal of Heat Transfer, ASME, vol. 104, pp. 292-299, 1982.
- NORMINGTON, P.J.C., MAHALINGAM, M., LEE, T.Y.L., Thermal management control without overshoot using combinations of boiling liquids, IEEE Transactions on Components, Hybrids, and Manufacturing Technology, vol. 15, no. 5, pp 806-814, October, 1992.
- NUKIYAMA, S., The maximum and minimum value of the q transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure, J. Japan Soc. of Mechanical Engineers, vol. 37, pp. 367- 374, 1934. (Tradução em inglês: Int. J. Heat Mass Transfer, vol 9, pp. 1419-1433, 1966).

- PARKER, J.L., EL-GENK, M.S., Enhanced saturation and subcooled boiling of FC-72 dielectric liquid, *International Journal Heat Mass Transfer*, vol. 48, pp 3736-3752, 2005.
- PASSOS, J.C., Transferência de calor e massa na ebulição, Monografia de Concurso para Professor Adjunto na Área de Ciências Térmicas da Universidade Federal de Santa Catarina, 1994.
- PASSOS, J.C., Ebulição: Fundamentos e Aplicações, 9th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Science, Caxambu, MG, Brazil, 2002.
- PASSOS, J.C., KUSER, V.F., HABERSCHILL, P., LALLEMAND, M., Convective boiling of R-407c inside horizontal microfin and plain tubes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 27, nº 6, pp. 705-713, 2003.
- REED, S., MUDAWAR, I., Enhancement of boiling heat transfer using highly wetting liquids with pressed-on fins at low contact forces, *International Journal Heat Mass Transfer*, vol. 40, n10, pp 2379-2392, 1997.
- REFPROP, Thermodynamic and Transport Properties of refrigerants and refrigerant Mixtures, NIST Standard Reference Database 23 – Version 6.0, 1998.
- REINALDO, R.F., Estudo da ebulição nucleada em superfícies lisas e ranhuradas, Dissertação de Mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, 1999.
- ROCHA, S., Resfriamento de placas com e sem deposição de alumínio através da ebulição do R-113, Dissertação de Mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, 2001.
- ROHSENOW, W.M., HARTNETT, J.P., CHO, Y.I., **Handbook of Heat Transfer**, 3rd ed., McGraw-Hill, pp. 15.51-15.53, 1998.
- SHOCK, R.A.W., Nucleate boiling in binary mixtures, *International Journal Heat Mass Transfer*, vol 20, pp701-709, 1977.

- STEPHAN, K.; KÖRNER, M., Berechnung des wärmeübergangs verdampfender binärer flüssigkeitsgemische, Chemie Ingenieur Technik, Jahrgang, Heft 7, Seite 409-484, April 1969.
- STEPHAN K., ABDELSALAM, M., Heat-transfer correlation for natural convection boiling, International Journal Heat Mass Transfer, vol 23, pp.73-78, 1978.
- STEPHAN, K., Two-phases heat exchange for new refrigerants and their mixtures, Elsevier Science, Germany, v. 18, n. 3, pp. 198-209, 1995.
- STOECKER, W.F., **Design of Thermal Systems**, Third Edition, McGraw-Hill, 1989.
- STOECKER, W.F., **Industrial Refrigeration Handbook**, cap.12, pp. 419, 1998.
- THOME, J. R., Latent and sensible heat-transfer rates in the boiling of binary mixtures, Journal of Heat Transfer, vol 104, pp. 474-478, 1982.
- THOME, J.R., Prediction of binary mixture boiling heat transfer coefficients using only phase equilibrium data, International Journal Heat Mass Transfer, vol.26, no.7, pp 965-974,1983.
- TOLUBINSKIY, V.I., OSTROVSKIY, Mechanism of heat transfer in boiling of binary mixtures, Heat Transfer, Soviet Research, vol .1, no. 6, pp 6-11, November 1969.
- TUZIA, K., URALCAN, I.Y.,CHEN, J.C., Mixture effects on boiling of alternative refrigerants, 5th International Conference on Boiling Heat Transfer, Montego Bay, Jamaica, May, 4-8, 8p., 2003.
- VAN WYLEN,G., SONNTAG, R., BORGNAKKE, C., **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**, Tadução da 4^a. Edição Americana, Editora Edgar Blucher Ltda ,1997.
- WIJK, W.R.V., VOS, A.S., STRALEN, S.J.D.V., Heat transfer to boiling binary liquid mixtures, Chemical Engineering Science, vol 5, pp 68-80, 1956.

APÊNDICES

APÊNDICE A

A1 Cálculo da Fração Molar e da Fração Mássica

A massa total de um sistema binário (m_{tot}) pode ser definida como sendo a soma da massa do componente 1, m_1 , com a massa do componente 2, m_2 :

$$m_{tot} = m_1 + m_2 \quad (A1)$$

e o número total de moles (n_{tot}) como sendo a soma do número de moles de cada componente, n_1 e n_2 :

$$n_{tot} = n_1 + n_2 \quad (A2)$$

A fração molar é definida como sendo a entre o número de moles do componente 1 (ou 2) e o número total de moles, conforme Van Wylen et. al, (1997):

$$x_1 = \frac{n_1}{n_{tot}} \quad (A3)$$

A fração mássica c_1 é definida pela razão da massa do componente 1 (ou 2) com a massa da mistura:

$$c_1 = \frac{m_1}{m_{tot}} \quad (A4)$$

onde:

$$m_1 = n_1 M_1 \text{ e } m_2 = n_2 M_2 \quad (A5)$$

onde M_1 e M_2 representam as massas moleculares dos componentes 1 e 2. Substituindo na Eq. (A4) tem-se:

$$c_1 = \frac{x_1 M_1}{x_1 M_1 + x_2 M_2} \quad (A6)$$

A2 Cálculo das Propriedades das Misturas

As propriedades termodinâmicas das misturas estudadas não foram encontradas tabelas. As seguintes propriedades foram calculadas através de interpolação com os dados dos fluidos puros (Kandlikar,1998) :

Massa específica:

$$\rho = \rho_1 x_1 + \rho_2 x_2 \quad (\text{A7})$$

onde ρ_1 e ρ_2 representam as massas específicas dos componentes puros da mistura.

Calor latente de vaporização:

$$h_{lv} = h_{lv1} x_1 + h_{lv2} x_2 \quad (\text{A8})$$

onde h_{lv1} e h_{lv2} representam o calor latente de vaporização dos componentes puros da mistura.

Tensão superficial:

$$\sigma = \sigma_1 x_1 + \sigma_2 x_2 \quad (\text{A9})$$

onde σ_1 e σ_2 representam a tensão superficial dos componentes puros da mistura.

Condutividade térmica da fase líquida:

$$k_l = k_{l1} x_1 + k_{l2} x_2 \quad (\text{A10})$$

onde k_{l1} e k_{l2} representam a condutividade térmica, dos dois componentes na fase líquida.

Para calcular a difusividade de massa (D) foram seguidos os passos indicados por Kandlikar (1998):

$$D = D_{12}^{x_1} + D_{21}^{x_2} \quad (\text{A11})$$

onde D_{12} é a difusividade térmica do componente 1 no componente 2, para as frações molares x_1 e x_2 :

$$D_{12} = 1,1782 \times 10^{-16} \frac{\phi M_2^{1/2}}{\mu_2 \nu_{molar1}} T_{pb} \quad (\text{A12})$$

e D_{21} é a difusividade térmica do componente 2 no componente 1, para as frações molares x_1 e x_2 :

$$D_{21} = 1,1782 \times 10^{-16} \frac{\phi M_1^{1/2}}{\mu_1 \nu_{molar 2}} T_{pb} \quad (A13)$$

onde: ϕ é o fator de associação da mistura, que tem valor unitário para fluidos refrigerantes que não se associam formando um terceiro componente; M é a massa molecular; μ é a viscosidade dinâmica; ν_{molar} é o volume específico molar; T_{pb} é a temperatura do ponto de bolha a dada fração molar x_1 e x_2 .

A3 Determinação do Ponto de Bolha Experimental das Misturas

São apresentados, a seguir, os valores da temperatura de bolha T_{pb} , determinados experimentalmente, a partir das médias das temperaturas medidas em dois pontos, no líquido e um no vapor, de acordo com a metodologia descrita no capítulo 3.

Para cada fração molar, foram feitas duas medições do ponto de bolha, T_{pb} , com exceção da mistura de FC-87 a 75%, repetidas quatro vezes.

Nas Tabelas A1-A4 são apresentadas às temperaturas medidas, para cada fração molar, com os termopares localizados em três alturas da câmara de ebulição, e os valores médios.

Tabela A1-Determinação do ponto de bolha

FC- 87 a 25%		
Local	Teste 1	Teste 2
	T (°C)	T(°C)
TLM	45,2	45,2
TVM	45,1	45,2
TPL	45,1	45,1
$T_{pb} = 45,1^\circ\text{C}$		

Tabela A2-Determinação do ponto de bolha

FC- 87 a 50%		
Local	Teste 1	Teste 2
	T (°C)	T(°C)
TLM	38,3	38,5
TVM	38,4	38,7
TPL	38,3	38,8
$T_{pb} = 38,5^\circ\text{C}$		

Tabela A3-Determinação do ponto de bolha

FC- 87 a 75%				
Local	Teste 1	Teste 2	Teste 3	Teste 4
	T (°C)	T(°C)	T (°C)	T(°C)
TLM	32,2	32,0	32,4	32,0
TVM	32,1	32,2	32,4	32,0
TPL	32,1	32,1	32,2	31,8
$T_{pb} = 32,1^\circ\text{C}$				

Tabela A4 - Determinação do ponto de bolha

FC- 87 a 85%		
Local	Teste 1	Teste 2
	T (°C)	T(°C)
TLM	31,1	31,0
TVM	31,1	31,1
TPL	31,0	30,9
T_{pb} = 31,0°C		

onde as siglas representam: TLM - termopar localizado no líquido, na altura média da coluna de líquido; TVM – termopar localizado no vapor; TPL – termopar localizado no líquido, logo acima da seção de testes.

A4 Curva do Ponto de Bolha Experimental da Mistura

A Figura A1 apresenta a curva do ponto de bolha experimental (curva tracejada) para a mistura FC-87/FC-72 juntamente com o diagrama de fases teórico da mistura.

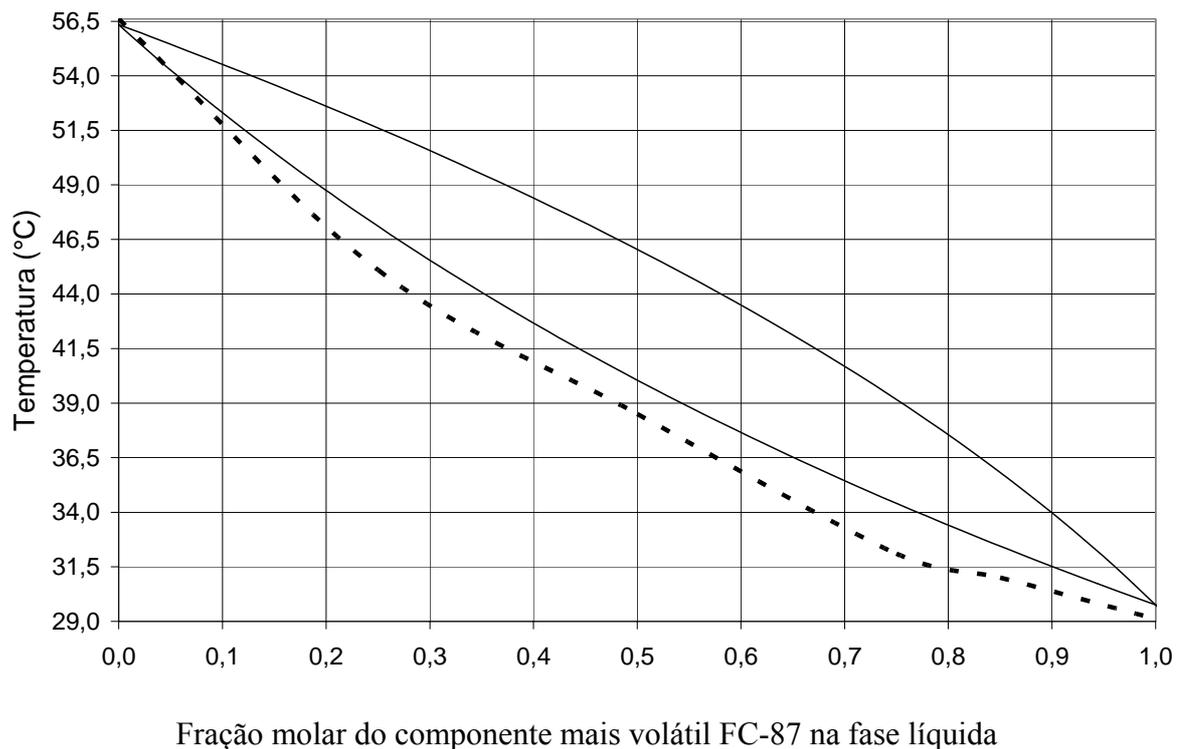


Figura A1 – Diagrama de fases da mistura FC-87/FC-72 e curva do ponto de bolha experimental, à pressão atmosférica

APÊNDICE B

B1 Análise de Incerteza

A seguir, é apresentado o procedimento de cálculo das incertezas experimentais segundo Holman, (1989). Este tratamento é semelhante ao utilizado por Rocha, (2001) e Reinaldo, (1999).

B1.1 Incerteza no Fluxo de Calor

A potência dissipada (P) pelas resistências elétricas (perda de calor por Efeito Joule) é definida como:

$$P = \frac{V^2}{R} \quad (\text{B1})$$

onde V é a tensão elétrica medida, e R a resistência elétrica medida.

As incertezas dos valores de V e R são conhecidas, e a incerteza de P é calculada por:

$$\delta P = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial V} \delta V\right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial R} \delta R\right)^2} \quad (\text{B2})$$

$$\delta P = \sqrt{\left(\frac{2V}{R} \delta V\right)^2 + \left(\frac{V^2}{R^2} \delta R\right)^2} \quad (\text{B3})$$

sendo : δP , a incerteza de P ; δV , a incerteza de V e δR , a incerteza de R .

Sendo a taxa de calor total fornecido igual à potência:

$$Q_{tot} = P \quad (\text{B4})$$

$$\delta Q_{tot} = \delta P \quad (\text{B5})$$

A taxa de calor fornecido para o fluido (Q_f) é igual à taxa calor total (Q_{tot}) desconsiderando as perdas para o Araldite e para o PVC (Q_{per}), sendo:

$$Q_f = Q_{tot} - Q_{per} \quad (\text{B6})$$

A taxa de calor perdida para o araldite e para o PVC pode ser determinada em função da fração da taxa de calor perdido (z):

$$Q_{per} = zQ_{tot} \quad (B7)$$

$$Q_f = (1-z)Q_{tot} \quad (B8)$$

A incerteza da taxa de calor transferido para o fluido é calculada por:

$$\delta Q_f = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_f}{\partial z} \delta z\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_f}{\partial Q_{tot}} \delta Q_{tot}\right)^2} \quad (B9)$$

$$\delta Q_f = \sqrt{(Q_{tot} \delta z)^2 + ((1-z)\delta Q_{tot})^2} \quad (B10)$$

onde δz é a incerteza da fração da taxa de calor perdido, que é considerada igual a z .

Para o cálculo da incerteza do fluxo de calor, calcula-se, primeiramente, a incerteza da área da superfície da placa de cobre, dada por:

$$A_d = \frac{\pi D^2}{4} \quad (B11)$$

E a incerteza:

$$\delta A_d = \sqrt{\left(\frac{\partial A_d}{\partial D}\right)^2 \delta D^2} \quad (B12)$$

$$\delta A_d = \frac{\pi D}{2} \delta D \quad (B13)$$

Sendo que:

$$q_f = \frac{Q_f}{A_d} \quad (B14)$$

A incerteza do fluxo líquido de calor é dada por:

$$\delta q_f = \sqrt{\left(\frac{\partial q_f}{\partial Q_f} \delta Q_f\right)^2 + \left(\frac{\partial q_f}{\partial A_d} \delta A_d\right)^2} \quad (B15)$$

B1.2 Incerteza na Diferença de Temperatura

A incerteza da diferença de temperatura entre a temperatura de parede e a temperatura do fluido é:

$$\delta(\Delta T) = \sqrt{\left(\frac{\partial(\Delta T)}{\partial T_{per}} \delta T_{per}\right)^2 + \left(\frac{\partial(\Delta T)}{\partial T_f} \delta T_f\right)^2} \quad (B16)$$

$$\delta(\Delta T) = \sqrt{\delta T_{per}^2 + \delta T_f^2} \quad (B17)$$

Onde a incerteza da temperatura (T) depende do tipo de termopar utilizado. Neste trabalho, todos os termopares foram do Tipo E, onde a incerteza de medição é de $\pm 0,6^\circ\text{C}$, conforme Reinaldo (1999).

B1.3 Incerteza do Coeficiente de Transferência de Calor

O coeficiente de transferência de calor é dado por:

Para as misturas:

$$h = \frac{q_f}{[T_p - T_{pb}(P_0, x_0)]} \quad (B18)$$

Para os fluidos puros:

$$h = \frac{q_f}{[T_p - T_{sat}]} \quad (B19)$$

Considerando, na forma geral, que h é a razão entre o fluxo de calor o fluxo do calor q_f por uma diferença de temperatura (ΔT):

$$h = \frac{q_f}{\Delta T} \quad (B20)$$

Então:

$$\delta h = \sqrt{\left(\frac{\partial h}{\partial q_f} \delta q_f\right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial(\Delta T)} \delta(\Delta T)\right)^2} \quad (B21)$$

$$\delta h = \sqrt{\left(\frac{1}{\Delta T} \delta q_f\right)^2 + \left(\frac{q_f}{\Delta T^2} \delta(\Delta T)\right)^2} \quad (B22)$$

B1.4 Incerteza da Massa e da Fração Molar das Misturas

A incerteza sobre a fração molar da mistura depende da incerteza da massa de fluido que foi introduzida na câmara de ebulição e que depende da incerteza da balança analítica, cujo valor é de $\pm 0,005$ gramas.

As frações molares teóricas ou nominais propostas para o presente estudo não foram exatamente as que foram introduzidas na bancada devido aos processos operacionais, porém, são conhecidas as massas realmente utilizadas, \pm a incerteza da balança.

Na Tabela B1, são apresentadas as frações molares e os desvios padrões absolutos para cada fração molar, calculado em relação ao valor da fração molar real.

Tabela B1 – Desvio absoluto da fração molar

Fluido	Fração Molar teórica (%)	Fração Molar real (%)	Desvio absoluto (%)
FC - 72	100	100	0
	75	75,38	0,5
	50	50,13	0,3
	25	25,77	3,0
	15	13,64	9,9
FC - 87	100	100	0
	85	86,36	1,6
	75	74,23	1,0
	50	49,87	0,3
	25	24,62	1,5

B1.5 Apresentação das Incertezas Experimentais

Na tabela B2, são apresentadas as incertezas da diferença de temperatura e da tensão elétrica, do diâmetro e da área do disco de cobre.

Tabela B2 – Incertezas Experimentais

Material	$\delta(\Delta T)$ (°C)	dV (%)	R (Ω)	δR (Ω)	D (m)	δD (m)	A (m_2)	δA (m_2)
cobre	0,6	1	11,6	0,005	1,20E-02	5,00E-05	1,13E-04	9,42E-07

As outras incertezas estão apresentadas a seguir, nas Tabelas B3 a B14.

Tabela B3 – Incertezas Experimentais

Incerteza experimental para FC-72								
V (ddp,V)	δV (V)	z	δz	Q_{tot} (W)	δQ_f (W)	q_f (kW/m ²)	δq_f (kW/m ²)	$\delta q_f/q_f$ (%)
1,14539	0,01145	-0,00006	-6,30E-05	0,11310	0,00226	1,00025	0,02168	2,17
1,98388	0,01984	-0,00011	-1,09E-04	0,33929	0,00679	3,00088	0,06503	2,17
2,56118	0,02561	-0,00013	-1,28E-04	0,56549	0,01131	5,00157	0,10839	2,17
3,03043	0,03030	-0,00017	-1,69E-04	0,79168	0,01584	7,00248	0,15175	2,17
3,62205	0,03622	-0,00017	-1,65E-04	1,13097	0,02262	10,00351	0,21678	2,17
3,96776	0,03968	-0,00016	-1,58E-04	1,35716	0,02715	12,00413	0,26014	2,17
4,43609	0,04436	-0,00015	-1,47E-04	1,69646	0,03394	15,00499	0,32516	2,17
5,12235	0,05122	-0,00013	-1,31E-04	2,26194	0,04525	20,00633	0,43354	2,17
5,72697	0,05727	-0,00011	-1,11E-04	2,82743	0,05656	25,00741	0,54192	2,17
6,27358	0,06274	-0,00009	-8,93E-05	3,39291	0,06787	30,00825	0,65028	2,17
6,77624	0,06776	-0,00007	-6,65E-05	3,95840	0,07919	35,00883	0,75864	2,17
7,24410	0,07244	-0,00004	-4,08E-05	4,52388	0,09050	40,00906	0,86700	2,17

Tabela B4 – Incertezas Experimentais

Incerteza experimental para FC- 87								
V (ddp,V)	δV (V)	z	δz	Q_{tot} (W)	δQ_f (W)	q_f (kW/m ²)	δq_f (kW/m ²)	$\delta q_f/q_f$ (%)
1,14539	0,01145	-0,00003	-3,35E-07	0,11310	0,00226	1,00025	0,02167	2,17
1,98388	0,01984	-0,00007	-7,46E-07	0,33929	0,00679	3,00089	0,06503	2,17
2,56118	0,02561	-0,00011	-1,08E-06	0,56549	0,01131	5,00156	0,10838	2,17
3,03043	0,03030	-0,00010	-9,72E-07	0,79168	0,01584	7,00250	0,15173	2,17
3,62205	0,03622	-0,00010	-9,85E-07	1,13097	0,02262	10,00348	0,21676	2,17
3,96776	0,03968	-0,00009	-9,07E-07	1,35716	0,02715	12,00409	0,26011	2,17
4,43609	0,04436	-0,00008	-8,00E-07	1,69646	0,03394	15,00496	0,32514	2,17
5,12235	0,05122	-0,00006	-6,16E-07	2,26194	0,04525	20,00630	0,43351	2,17
5,72697	0,05727	-0,00004	-4,07E-07	2,82743	0,05656	25,00738	0,54187	2,17
6,27358	0,06274	-0,00005	-4,62E-07	3,39291	0,06787	30,00822	0,65025	2,17
6,77624	0,06776	-0,00005	-4,91E-07	3,95840	0,07919	35,00881	0,75863	2,17
7,24410	0,07244	-0,00005	-4,74E-07	4,52388	0,09050	40,00888	0,86700	2,17

Tabela B5 - Incertezas Experimentais

Incerteza experimental para FC-87 a 25%								
V (ddp,V)	δV (V)	z	δz	Q_{tot} (W)	δQ_f (W)	q_f (kW/m ²)	δq_f (kW/m ²)	$\delta q_f/q_f$ (%)
1.14539	0.01145	-0.00001	-1.10E-07	0.11310	0.00226	1.00020	0.02167	2.17
1.98388	0.01984	-0.00001	-8.43E-08	0.33929	0.00679	3.00058	0.06502	2.17
2.56118	0.02561	-0.00004	-4.00E-07	0.56549	0.01131	5.00113	0.10837	2.17
3.03043	0.03030	-0.00007	-7.44E-07	0.79168	0.01584	7.00182	0.15173	2.17
3.62205	0.03622	-0.00011	-1.11E-06	1.13097	0.02262	10.00297	0.21677	2.17
3.96776	0.03968	-0.00012	-1.19E-06	1.35716	0.02715	12.00366	0.26012	2.17
4.43609	0.04436	-0.00012	-1.17E-06	1.69646	0.03394	15.00454	0.32515	2.17
5.12235	0.05122	-0.00010	-9.60E-07	2.26194	0.04525	20.00564	0.43353	2.17
5.72697	0.05727	-0.00008	-8.16E-07	2.82743	0.05656	25.00668	0.54190	2.17
6.27358	0.06274	-0.00007	-6.74E-07	3.39291	0.06787	30.00759	0.65027	2.17
6.77624	0.06776	-0.00005	-5.33E-07	3.95840	0.07919	35.00837	0.75863	2.17
7.24410	0.07244	-0.00003	-3.43E-07	4.52388	0.09050	40.00880	0.86699	2.17

Tabela B6 - Incertezas Experimentais

Incerteza experimental para FC-87 a 50%								
V (ddp,V)	δV (V)	z	δz	Q_{tot} (W)	δQ_f (W)	q_f (kW/m ²)	δq_f (kW/m ²)	$\delta q_f/q_f$ (%)
1.14539	0.01145	-0.00002	-1.70E-07	0.11310	0.00226	1.00020	0.02167	2.17
1.98388	0.01984	-0.00004	-3.58E-07	0.33929	0.00679	3.00066	0.06502	2.17
2.56118	0.02561	-0.00007	-6.62E-07	0.56549	0.01131	5.00126	0.10838	2.17
3.03043	0.03030	-0.00012	-1.16E-06	0.79168	0.01584	7.00211	0.15174	2.17
3.62205	0.03622	-0.00016	-1.65E-06	1.13097	0.02262	10.00351	0.21678	2.17
3.96776	0.03968	-0.00020	-1.99E-06	1.35716	0.02715	12.00462	0.26015	2.17
4.43609	0.04436	-0.00022	-2.19E-06	1.69646	0.03394	15.00607	0.32520	2.17
5.12235	0.05122	-0.00021	-2.12E-06	2.26194	0.04525	20.00795	0.43359	2.17
5.72697	0.05727	-0.00020	-1.99E-06	2.82743	0.05656	25.00962	0.54198	2.17
6.27358	0.06274	-0.00019	-1.93E-06	3.39291	0.06787	30.01136	0.65037	2.17
6.77624	0.06776	-0.00019	-1.91E-06	3.95840	0.07919	35.01317	0.75876	2.17
7.24410	0.07244	-0.00019	-1.91E-06	4.52388	0.09050	40.01505	0.86716	2.17

Tabela B7 - Incertezas Experimentais

Incerteza experimental para FC-87 a 75%								
V (ddp,V)	δV (V)	z	δz	Q_{tot} (W)	δQ_f (W)	q_f (kW/m ²)	δq_f (kW/m ²)	$\delta q_f/q_f$ (%)
1.14539	0.01145	-0.00001	-7.91E-08	0.113097	0.00226	1.00019	0.02167	2.17
1.98388	0.01984	-0.00003	-2.97E-07	0.339291	0.00679	3.00065	0.06502	2.17
2.56118	0.02561	-0.00007	-6.76E-07	0.565485	0.01131	5.00127	0.10838	2.17
3.03043	0.03030	-0.00010	-1.02E-06	0.791679	0.01584	7.00202	0.15173	2.17
3.62205	0.03622	-0.00014	-1.42E-06	1.13097	0.02262	10.00328	0.21678	2.17
3.96776	0.03968	-0.00015	-1.52E-06	1.357164	0.02715	12.00405	0.26013	2.17
4.43609	0.04436	-0.00015	-1.53E-06	1.696455	0.03394	15.00509	0.32517	2.17
5.12235	0.05122	-0.00013	-1.34E-06	2.26194	0.04525	20.00639	0.43355	2.17
5.72697	0.05727	-0.00012	-1.23E-06	2.827425	0.05656	25.00772	0.54192	2.17
6.27358	0.06274	-0.00012	-1.25E-06	3.39291	0.06787	30.00932	0.65031	2.17
6.77624	0.06776	-0.00012	-1.24E-06	3.958395	0.07919	35.01084	0.75870	2.17
7.24410	0.07244	-0.00012	-1.18E-06	4.52388	0.09050	40.01215	0.86707	2.17

Tabela B8 - Incertezas Experimentais

Incerteza experimental para FC-87 a 85%								
V (ddp,V)	δV (V)	z	δz	Q_{tot} (W)	δQ_f (W)	q_f (kW/m ²)	δq_f (kW/m ²)	$\delta q_f/q_f$ (%)
1.14539	0.01145	-0.00001	-1.42E-07	0.11310	0.00226	1.00018	0.02167	2.17
1.98388	0.01984	-0.00004	-4.28E-07	0.33929	0.00679	3.00069	0.06502	2.17
2.56118	0.02561	-0.00008	-7.95E-07	0.56549	0.01131	5.00133	0.10838	2.17
3.03043	0.03030	-0.00011	-1.09E-06	0.79168	0.01584	7.00206	0.15174	2.17
3.62205	0.03622	-0.00014	-1.41E-06	1.13097	0.02262	10.00327	0.21677	2.17
3.96776	0.03968	-0.00015	-1.48E-06	1.35716	0.02715	12.00401	0.26013	2.17
4.43609	0.04436	-0.00014	-1.41E-06	1.69646	0.03394	15.00490	0.32516	2.17
5.12235	0.05122	-0.00013	-1.28E-06	2.26194	0.04525	20.00627	0.43354	2.17
5.72697	0.05727	-0.00012	-1.15E-06	2.82743	0.05656	25.00752	0.54192	2.17
6.27358	0.06274	-0.00012	-1.17E-06	3.39291	0.06787	30.00909	0.65030	2.17
6.77624	0.06776	-0.00012	-1.18E-06	3.95840	0.07919	35.01064	0.75869	2.17
7.24410	0.07244	-0.00011	-1.14E-06	4.52388	0.09050	40.01200	0.86707	2.17

Tabela B9 - Incertezas Experimentais

Incerteza no coeficiente de transferência de calor para FC-72

h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
0,32624	0,06424	19,69
0,39966	0,03309	8,28
0,48856	0,03053	6,25
0,52742	0,02643	5,01
0,69897	0,03299	4,72
0,82522	0,03845	4,66
1,00231	0,04567	4,56
1,27693	0,05619	4,40
1,56155	0,06759	4,33
1,83692	0,07833	4,26
2,11376	0,08923	4,22
2,37031	0,09868	4,16

Tabela B10 - Incertezas Experimentais

Incerteza no coeficiente de transferência de calor para FC-87

h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
0,34419	0,07145	20,76
0,42824	0,03782	8,83
0,50866	0,03294	6,48
0,69425	0,04396	6,33
0,90499	0,05290	5,84
1,06455	0,06116	5,75
1,28199	0,07135	5,57
1,61445	0,08565	5,30
1,95194	0,10073	5,16
2,24731	0,11211	4,99
2,55145	0,12452	4,88
2,85475	0,13698	4,80

Tabela B11 - Incertezas Experimentais

Incerteza no coeficiente de transferência de calor para FC-87 a 25%

h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
0,45619	0,12524	27,45
0,43361	0,03875	8,94
0,49196	0,03093	6,29
0,54374	0,02794	5,14
0,62314	0,02692	4,32
0,70001	0,02881	4,12
0,82992	0,03289	3,96
1,08001	0,04209	3,90
1,30096	0,04944	3,80
1,52911	0,05730	3,75
1,74883	0,06468	3,70
1,96363	0,07179	3,66

Tabela B12 - Incertezas Experimentais

Incerteza no coeficiente de transferência de calor para FC-87 a 50%

h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
1.56209	1.46418	93.73
0.46199	0.04384	9.49
0.43487	0.02457	5.65
0.46375	0.02099	4.53
0.53042	0.02042	3.85
0.56065	0.01986	3.54
0.63788	0.02135	3.35
0.80740	0.02624	3.25
0.97674	0.03118	3.19
1.14794	0.03623	3.16
1.30375	0.04058	3.11
1.43326	0.04374	3.05

Tabela B13 - Incertezas Experimentais

Incerteza no coeficiente de transferência de calor para FC-87 a 75%

h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
0,28180	0,04803	17,04
0,36621	0,02797	7,64
0,43668	0,02476	5,67
0,49283	0,02339	4,75
0,57460	0,02339	4,07
0,64611	0,02513	3,89
0,76138	0,02845	3,74
0,98644	0,03617	3,67
1,17686	0,04189	3,56
1,36929	0,04781	3,49
1,56251	0,05382	3,44
1,75396	0,05977	3,41

Tabela B14 - Incertezas Experimentais

Incerteza no coeficiente de transferência de calor para FC-87 a 85%

h (kW/m ² °C)	δh (kW/m ² °C)	$\delta h/h$ (%)
0,40721	0,09981	24,51
0,43680	0,03929	8,99
0,50139	0,03204	6,39
0,56224	0,02969	5,28
0,65851	0,02966	4,50
0,73968	0,03169	4,28
0,89046	0,03711	4,17
1,12386	0,04502	4,01
1,34087	0,05200	3,88
1,56335	0,05945	3,80
1,78461	0,06688	3,75
2,00313	0,07418	3,70

B1.6 Incerteza da Medição do Transdutor de Pressão

O transdutor diferencial de pressão utilizado para medir a pressão na seção de testes tem uma incerteza apontada pelo manual de $\pm 3 \text{ mV}$. Neste manual também há indicações de como instalar um potenciômetro para ser diminuído este valor. O potenciômetro foi instalado e conforme explicado na metodologia experimental, foi regulado para cada dia de testes, para diminuir o máximo possível esta diferença de pressão. Foi possível uma regulagem de tal modo que a incerteza passou de $\pm 3 \text{ mV}$ para $\pm 0,1 \text{ mV}$ e a faixa de variação de pressão determinada para realização dos testes foi de $0,6 \text{ mV}$.

Para calcular quanto que esta variação de voltagem influencia na variação de pressão, e conseqüentemente na variação da temperatura em função da pressão, foi feita a seguinte análise, segundo Doebelin, (1990) e BIPM, (1998):

$$T \pm \Delta T = f(p + \Delta p) \quad (\text{B23})$$

E para calcular a variação de temperatura ΔT :

$$\Delta T = \Delta p \frac{\delta T}{\delta p} \quad (\text{B24})$$

Sendo que:

$$\Delta p = E_{\max} + \Delta I_{\max} \quad (\text{B25})$$

onde E_{\max} é o erro máximo do sistema de medição e ΔI_{\max} é a máxima flutuação de pressão em relação a média, (Flesch, 2003):

Para o cálculo de $\delta T/\delta P$ foi determinado um polinômio de T em função de P, segundo os dados programas EES para o FC- 72, e REFPROP para o FC- 87.

Na Fig. B1 e Fig. B2 são apresentados os polinômios e as curvas geradas para o FC- 72 e FC- 87.

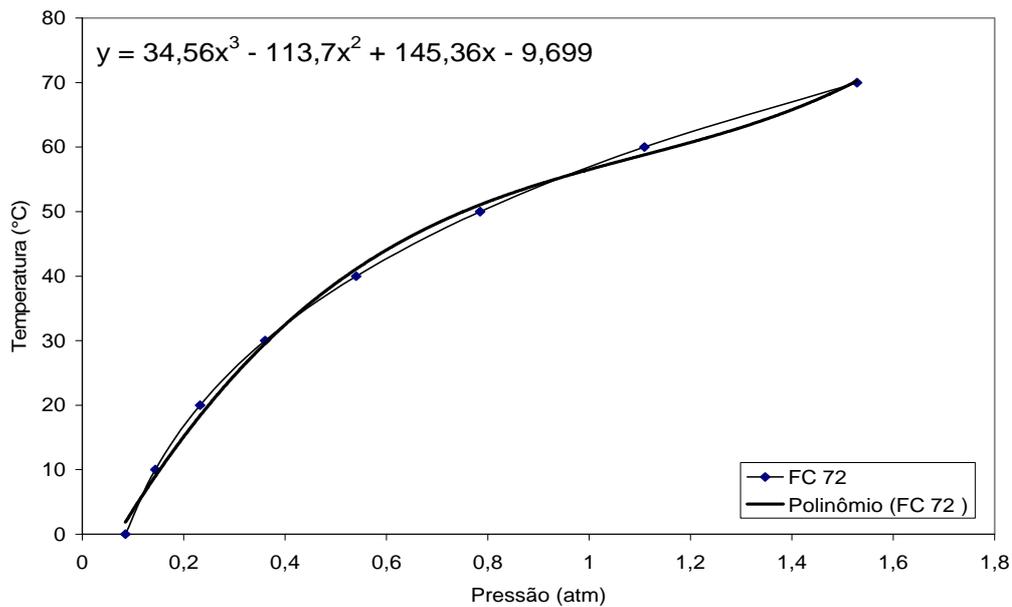


Figura B1 – Temperatura em função da pressão para o fluido FC-72

Na Tabela B15 é apresentada a incerteza que a variação de pressão gera na temperatura, e esse valor é de $\pm 0,1^\circ\text{C}$. Conseqüentemente a incerteza na medição de temperatura não é apenas a incerteza do termopar, mas a soma destas duas. Assim, o erro na medição de temperatura dentro da câmara de ebulição é de $\pm 0,7^\circ\text{C}$.

Para o FC-87 os dados estão apresentados na Tabela B16, sendo a incerteza de temperatura também de $\pm 0,7^\circ\text{C}$.

Tabela B15 – Incerteza de temperatura para o FC-72 associada ao transdutor de pressão

$P_{\text{dia}}(\text{mmHg})$	$P_{\text{dia}}(\text{atm})$	$P_{\text{seção}}(\text{atm})$	$\Delta I_{\text{max}}(\text{atm})$	$E_{\text{max}}(\text{atm})$	$\Delta P(\text{atm})$	$\delta P/\delta T$	$\Delta T(^\circ\text{C})$
761,2	1,00174	1,006582	0,0006807	0,004842	0,00552	21,51259	0,12
762	1,00279	1,007632	0,0006807	0,004842	0,00552	21,49309	0,12

Caso não houvesse sido possível fazer o ajuste para diminuir a incerteza do transdutor, então ΔI_{max} seria de 0,2, e o valor de ΔT_i para o FC-72 seria de $4,5^\circ\text{C}$ e para o FC-87 seria de $6,1^\circ\text{C}$.

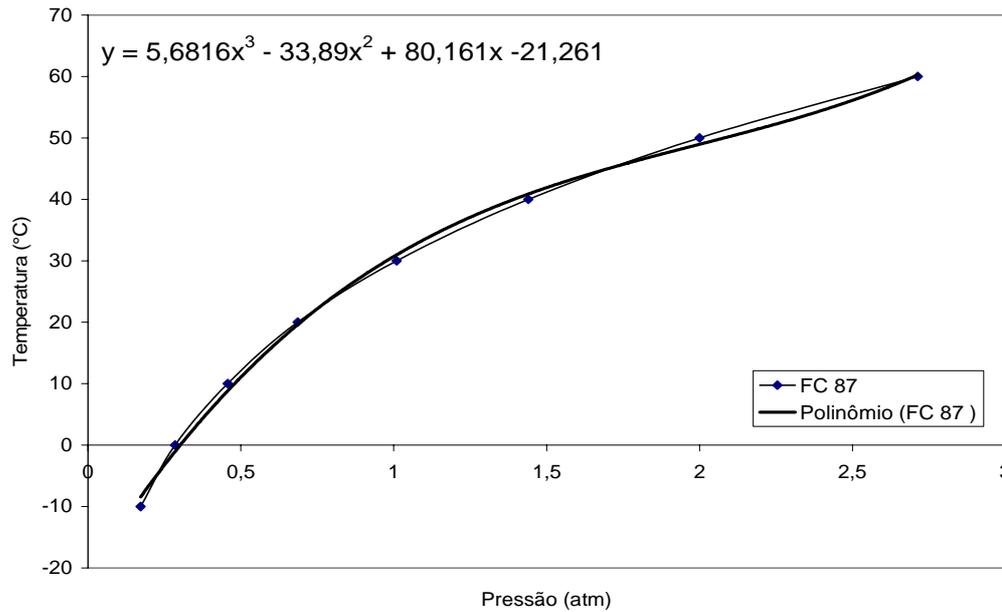


Figura B2 – Temperatura em função da pressão para o fluido FC-87

Tabela B16 – Incerteza de temperatura para o FC-87 associada ao transdutor de pressão

$P_{\text{dia}}(\text{mmHg})$	$P_{\text{dia}}(\text{atm})$	$P_{\text{seção}}(\text{atm})$	$\Delta I_{\text{max}}(\text{atm})$	$E_{\text{max}}(\text{atm})$	$\Delta P(\text{atm})$	$\delta P/\delta T$	$\Delta T(^\circ\text{C})$
763	1,00394	1,008782	0,0006807	0,004842	0,00552	29,1312	0,16
763,8	1,00516	1,010002	0,0006807	0,004842	0,00552	29,0905	0,16
762,3	1,00303	1,007872	0,0006807	0,004842	0,00552	29,1616	0,16

A incerteza de temperatura gerada pela variação de pressão não pode ser estimada para as misturas devido à falta de tabelas com a variação de temperatura com a pressão. Estes dados poderiam ter sido gerados por interpolação e polinômios, mas sendo o ΔT_t um valor pequeno para os fluidos puros, os resultados para as misturas poderiam estar sub ou super estimados, então, optou-se por não se fazer essa análise.

B1.7 Desvios de h com o h das Correlações

A seguir são apresentadas as tabelas com o desvio para o h comparado com as correlações estudadas. O termo DM significa desvio médio.

Nas Tabelas B17 a B19 são apresentados o desvio absoluto para cada fluxo de calor à determinada fração molar do h_{exp} comparado com os modelos estudados. Para cada fração molar é apresentada uma média do desvio para os fluxos de calor de cada fração molar, e ao lado de cada fluxo de calor, é apresentado um valor médio do desvio para cada fluxo de calor, para as todas as concentrações da misturas, excluindo os valores dos fluidos puros.

Tabela B17 – Desvios para o modelo de Stephan e Körner

q (kW/m ²)	FC-72	FC-87 a 25%	FC-87 a 50%	FC-87 a 75%	FC-87 a 85%	FC-87	DM para cada q (%)
1,00	0	45,18	530,57	0,80	26,29	0	150,71
3,00	0	29,08	51,10	5,40	14,71	0	25,07
5,16	0	24,04	17,88	4,98	11,27	0	14,54
7,00	0	21,92	4,61	7,49	3,65	0	9,42
10,00	0	10,00	9,07	21,19	16,11	0	14,09
12,00	0	5,49	18,47	26,51	21,28	0	17,93
15,00	0	3,34	23,34	29,61	21,51	0	19,45
20,00	0	5,60	23,45	26,42	21,50	0	19,24
25,00	0	4,39	23,89	28,55	23,38	0	20,05
30,01	0	4,75	23,23	28,00	22,31	0	19,57
35,01	0	4,44	23,76	27,85	21,93	0	19,50
40,01	0	4,61	25,19	27,52	21,59	0	19,73
DM por concentração (%)	0	13,57	22,18*	19,53	18,79	0	
DM para ebulição (15- 40) kW/m²	0	4,52	23,81	27,99	22,04	0	

*Valor de $q = 1,00\text{kW/m}^2$ desconsiderado nesta média.

Tabela B18 – Desvios para o modelo de Thome

q (kW/m ²)	FC-72	FC-87 a 25%	FC-87 a 50%	FC-87 a 75%	FC-87 a 85%	FC-87	DM para cada q (%)
1,00	0	70,71	92,88	53,94	60,87	0	69,60
3,00	0	41,57	51,05	31,10	34,12	0	39,46
5,16	0	30,35	28,32	22,06	24,64	0	26,34
7,00	0	23,98	14,65	9,18	10,45	0	14,56
10,00	0	10,61	0,89	5,05	2,40	0	4,74
12,00	0	5,72	13,16	10,24	7,42	0	9,14
15,00	0	2,87	21,59	14,05	8,47	0	11,74
20,00	0	4,06	23,66	12,86	9,72	0	12,58
25,00	0	2,30	25,38	15,66	12,13	0	13,87
30,01	0	2,12	25,36	16,21	11,99	0	13,92
35,01	0	1,45	26,97	16,76	12,18	0	14,34
40,01	0	1,20	30,12	17,04	12,31	0	15,17
DM por concentração (%)	0	16,41	23,74*	18,68	17,22	0	
DM para ebulição (15- 40) kW/m²	0	2,33	25,51	15,43	11,13	0	

* Valor de $q = 1\text{kW/m}^2$ desconsiderado nesta média.

Tabela B19 – Desvios para o modelo de Fujita et al.

q (kW/m ²)	FC-72	FC-87 a 25%	FC-87 a 50%	FC-87 a 75%	FC-87 a 85%	FC-87	DM para cada q (%)
1,00	0	47,91	85,96	15,08	35,23	0	46,04
3,00	0	28,95	37,53	14,56	21,93	0	25,74
5,16	0	21,85	17,15	11,65	16,97	0	16,90
7,00	0	17,91	4,81	0,97	2,44	0	6,53
10,00	0	4,61	10,68	14,87	10,04	0	10,05
12,00	0	0,36	23,72	20,15	15,12	0	14,84
15,00	0	2,97	32,15	23,56	15,67	0	18,59
20,00	0	1,08	33,24	21,23	16,18	0	17,93
25,00	0	2,65	34,50	23,68	18,29	0	19,78
30,01	0	2,54	33,87	23,64	17,62	0	19,42
35,01	0	3,06	35,19	23,82	17,51	0	19,89
40,01	0	3,10	38,14	23,79	17,39	0	20,60
DM por concentração (%)	0	11,42	27,36*	18,08	17,03	0	
DM para ebulição (15- 40) kW/m²	0	2,57	34,52	23,29	17,11	0	

* Valor de $q = 1,00$ kW/m² desconsiderado nesta média.

Tabela B20 – Desvios para o modelo de Fujita e Tsutsui

q (kW/m ²)	FC-72	FC-87 a 25%	FC-87 a 50%	FC-87 a 75%	FC-87 a 85%	FC-87	DM para cada q (%)
1,00	0	44,09	84,73	9,04	31,79	0	42,41
3,00	0	16,49	23,36	1,21	11,43	0	13,12
5,16	0	7,97	2,12	5,02	5,64	0	5,19
7,00	0	3,87	16,89	19,77	10,73	0	12,82
10,00	0	11,29	35,37	35,85	24,60	0	26,78
12,00	0	16,94	51,10	41,93	30,23	0	35,05
15,00	0	19,74	61,01	45,67	30,66	0	39,27
20,00	0	17,16	61,68	42,45	30,91	0	38,05
25,00	0	18,70	62,75	44,97	33,03	0	39,86
30,01	0	18,31	61,50	44,54	32,01	0	39,09
35,01	0	18,68	62,67	44,43	31,65	0	39,36
40,01	0	18,49	65,81	44,09	31,31	0	39,93
DM por concentração (%)	0	17,64	45,84*	31,58	25,33	0	
DM para ebulição (15- 40) kW/m²	0	18,51	62,57	44,36	31,60	0	

* Valor de $q = 1,00$ kW/m² desconsiderado nesta média.

Tabela B21 – Desvios para o modelo de Calus e Leonidopoulos

q (kW/m ²)	FC-72	FC-87 a 25%	FC-87 a 50%	FC-87 a 75%	FC-87 a 85%	FC-87	DM para cada q (%)
1,00	0	37,74	81,27	12,13	19,79	0	37,73
3,00	0	19,47	21,85	6,92	7,19	0	13,86
5,16	0	13,82	0,09	7,30	3,53	0	6,19
7,00	0	11,33	12,88	21,50	12,79	0	14,63
10,00	0	2,19	29,87	36,98	26,35	0	23,85
12,00	0	7,32	44,83	42,98	31,97	0	31,78
15,00	0	9,76	54,04	46,50	32,22	0	35,63
20,00	0	7,19	54,25	42,89	32,21	0	34,14
25,00	0	8,56	55,15	45,29	34,26	0	35,82
30,01	0	8,16	53,80	44,68	33,09	0	34,93
35,01	0	8,51	54,89	44,50	32,68	0	35,15
40,01	0	8,32	57,84	44,13	32,31	0	35,65
DM por concentração (%)	0	11,87	39,95*	32,98	24,87	0	
DM para ebulição (15- 40) kW/m²	0	8,42	55,00	44,66	32,80	0	

* Valor de $q = 1,00$ kW/m² desconsiderado nesta média.

Tabela B22 – Desvios para o modelo de Stephan-Körner ajustado

q (kW/m ²)	FC-72	FC-87 a 25%	FC-87 a 50%	FC-87 a 75%	FC-87 a 85%	FC-87	DM para cada q (%)
1,00	0	57,54	87,91	18,10	35,62	0	49,79
3,00	0	45,07	49,54	21,90	25,51	0	35,51
5,16	0	41,17	35,33	21,55	22,50	0	30,14
7,00	0	39,53	27,12	11,25	9,47	0	21,84
10,00	0	30,30	16,16	0,05	1,41	0	11,98
12,00	0	28,10	8,24	3,00	4,86	0	11,05
15,00	0	26,47	2,41	5,53	5,06	0	9,87
20,00	0	28,19	2,27	2,93	5,05	0	9,61
25,00	0	27,27	1,70	4,67	6,68	0	10,08
30,01	0	27,54	2,56	4,22	5,75	0	10,02
35,01	0	27,31	1,87	4,10	5,43	0	9,67
40,01	0	27,44	0,00	3,83	5,13	0	9,10
DM por concentração (%)	0	33,83	13,38*	8,43	11,04	0	
DM para ebulição (15- 40) kW/m²	0	27,37	1,80	4,21	5,52	0	

* Valor de $q = 1,00$ kW/m² desconsiderado nesta média.