FRANCISMARA PIRES CABRAL

Estudo da ebulição convectiva de nanofluidos no interior de microcanais

São Carlos

2012

FRANCISMARA PIRES CABRAL

Estudo da ebulição convectiva de nanofluidos no interior de microcanais

Dissertação apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharias de São Carlos/ Universidade de São Paulo para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Orientador: Prof. Gherhardt Ribatski

São Carlos
2012

ESTE EXEMPLAR TRATA-SE
DA VERSÃO CORRIGIDA.
A VERSÃO ORIGINAL
ENCONTRA-SE DISPONÍVEL
JUNTO AO DEPARTAMENTO
DE ENGENHRIA MECÂNICA

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Cabral, Francismara Pires
C117e Estudo da ebulição convectiva de nanofluidos no interior de microcanais / Francismara Pires Cabral; orientador Gherhardt Ribatski. São Carlos, 2012.

Dissertação (Mestrado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Térmica e Fluídos -- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2012.

1. ebulição convectiva. 2. nanofluidos. 3. microcanais. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidata: Engenheira **FRANCISMARA PIRES CABRAL**.

Título da dissertação: "Estudo da ebulição convectiva de nanofluidos no interior de microcanais".

Data da defesa: 29/05/2012

Comissão Julgadora:	**Resultado:**
Prof. Dr. **Gherhardt Ribatski (Orientador)** (Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)	APROVADA
Prof. Associado **Oscar Maurício Hernandez Rodriguez** (Escola de Engenharia de São Carlos/EESC)	APROVADA
Prof. Dr. **Enio Pedone Bandarra Filho** (Universidade Federal de Uberlândia/UFU)	APROVADA

Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenheira Mecânica:
Prof. Associado **Marcelo Areias Trindade**

Presidente da Comissão de Pós-Graduação:
Prof. Associado **Paulo Cesar Lima Segantine**

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a toda minha família, especialmente ao meu pai e meu irmão, por toda a confiança depositada em mim e pelo constante apoio e incentivo ao longo de toda minha vida acadêmica.

AGRADECIMENTOS

Uma dissertação de mestrado não é obra exclusiva de seu autor e sim de todos aqueles que de alguma forma contribuíram para a sua conclusão. Portanto, quero agradecer a todos os que estiveram presentes na minha formação acadêmica e no desenvolvimento deste trabalho.

Em especial, ao meu orientador professor Gherhardt Ribatski, pela oportunidade de realizar este trabalho. Agradecer também a excelente orientação durante todo o desenvolvimento do projeto e por toda sua atenção, paciência, compreensão e amizade.

Com muito carinho a José Roberto Bogni por toda a ajuda, dedicação, trabalho de extrema qualidade e pela amizade construída ao longo deste trabalho.

A todos meus colegas de trabalho do Laboratório de Refrigeração e do Núcleo de Estudos Térmicos e Fluidos (NETeF) do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos, por todos os momentos compartilhados, os de estudos e pesquisas e aos de comemorações.

Aos meus amigos Cristiano Tibiriçá, Diogo Camargo, Franciane Motta, Francisco Nascimento, Grace Dourado, Léa Gonçalves e Luciana Bachega por me acolherem em São Carlos, que por sua presença constante fizeram meus dias mais divertidos e serenos. Por toda a ajuda, motivação e carinho.

Aos professores Antonio Moreira, Rodrigo Nicoletti, José Saíz Jabardo e Gherhardt Ribatski, pela formação acadêmica de excelência.

Ao corpo de funcionários da secretaria da pós-graduação da Engenharia Mecânica, pelos esclarecimentos sobre os procedimentos referentes ao curso de Mestrado.

À Universidade de São Paulo - USP, e à Escola de Engenharia de São Carlos - EESC pela oportunidade de realização do curso de mestrado. Oportunidade pela qual pude fazer parte de uma das principais instituições acadêmicas das Américas.

À Fundação de Apoio à Pesquisa do Estado de São Paulo, FAPESP, pelo apoio financeiro concedido ao projeto através de bolsa de Mestrado (processo N° 2009/13323-7).

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior, CAPES, pelo apoio financeiro ao projeto NANOBIOTEC, no qual o presente trabalho está inserido, e também pela concessão de bolsa de mestrado.

EPÍGRAFE

“As coisas devem ser realizadas da maneira mais simples possível, mas não simplificada.”

Albert Einstein

RESUMO

CABRAL, F. P. (2012). ESTUDO DA EBULIÇÃO CONVECTIVA DE NANOFLUIDOS NO INTERIOR DE MICROCANAIS. 102p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos.

Este trabalho trata do estudo teórico do ebulição convectiva de nanofluidos em canais de diâmetro reduzido (denominados de microcanais). Ele aborda, primeiramente, uma análise da literatura sobre a ebulição convectiva de fluidos convencionais em microcanais, na qual são discutidos critérios para a transição entre macro e microcanais e os padrões de escoamentos observados em canais de reduzido diâmetro. Métodos para a previsão das propriedades de transporte de nanofluidos foram levantados da literatura e estudos experimentais da convecção forçada, da ebulição nucleada e da ebulição convectiva de nanofluidos foram discutidos. Um método para a previsão do coeficiente de transferência de calor de nanofluidos em microcanais durante a ebulição convectiva foi proposto baseado em modelos convencionais da literatura ajustados para nanofluidos. O ajuste dos modelos convencionais foi realizado através de análise regressiva de dados experimentais para ebulição nucleada e convecção forçada de nanofluidos levantados da literatura, e da análise crítica de adimensionais que capturassem a influência das nanopartículas no processo de transferência de calor. De maneira geral o método proposto neste estudo apresenta concordância razoável com dados experimentais independentes, referente ao acréscimo do coeficiente de transferência de calor com o incremento da concentração volumétrica de nanopartículas. No entanto, a escassez de estudos experimentais sobre a ebulição convectiva de nanofluidos, especialmente em microcanais, impossibilitou uma análise mais aprofundada do método proposto.

Palavra-chave: ebulição convectiva, nanofluidos, microcanais.

Abstract

CABRAL, F. P. (2012). STUDY OF NANOFLUIDS CONVECTIVE BOILING INSIDE MICROCHANNELS. 102p. Thesis (Master) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos.

The present work aims the theoretical study of convective boiling of nanofluids in small diameter channels (called microchannel). It discusses an analysis of the literature on convective boiling of conventional fluids in microchannels which presents criteria for the transition between conventional and microchannels and the flow patterns observed in small diameter channels. Methods for predicting the transport properties of nanofluids were compiled from the literature and experimental studies of forced convection, nucleate boiling and convective boiling of nanofluids were discussed. A method for predicting the heat transfer coefficient of nanofluids in microchannels during convective boiling was proposed based on conventional models from literature adjusted to nanofluids. The conventional models fitting was performed by regression analysis of experimental data for nucleate boiling and forced convection of nanofluids compiled from the literature and by critical analysis of dimensionless numbers which enable to capture the influence of nanoparticles on heat transfer process. In general the proposed method in this work presents reasonable agreement with independent experimental data regarding the increase in heat transfer coefficient with increasing nanoparticles volume fraction. However the scarcity of experimental studies on the convective boiling of nanofluids, especially in microchannels, precluded further analysis of the proposed method.

Keyword: flow boiling, nanofluids, microchannels

Lista de ilustrações

FIGURA 2.1- REGIMES DE ESCOAMENTO DURANTE UM PROCESSO DE EBULIÇÃO CONVECTIVA EM MACROCANAIS (COLLIER; THOME, 1999) 8

FIGURA 2.2- PADRÕES DE ESCOAMENTO VISUALIZADOS POR ARCANJO, TIBIRIÇÁ E RIBATSKI (2010) PARA O R-134A EM UM TUBO DE 2,32MM.. 11

FIGURA 2.3 - PADRÕES DE ESCOAMENTO E TRANSIÇÕES OBSERVADOS PARA R-245FA EM CANAL DE DIÂMETRO DE 0,5 MM, L=70,70MM, VELOCIDADE MÁSSICA DE 500 E TEMPERATURA DE SATURAÇÃO: 35 °C; A) BOLHAS DISPERSAS (X=0,38), B) BOLHAS/BOLHAS ALONGADAS (X=0,04), C) BOLHAS ALONGADAS (X=0,043), D) PISTONADO (X=0,076), E) SEMI-ANULAR (X=0,15),F) ANULAR ONDULADO (X=0,23), G) ANULAR (X=0,23) (REVELLIN; THOME, 2007) 12

FIGURA 2.4- MAPA DE PADRÃO DE ESCOAMENTO PARA MICROCANAIS (AKBAR; PLUMMER; GHIAASIAAN, 2003).....15

FIGURA 2.5- COMPARAÇÃO DE DADOS EXPERIMENTAIS DE ARCANJO, TIBIRIÇÁ E RIBATSKI (2010) COM MÉTODO DE PREVISÕES DE PADRÕES DE ESCOAMENTO DE FELCAR, RIBATSKI E JABARDO (2007).....16

FIGURA 2.6- COMPARAÇÃO DE DADOS EXPERIMENTAIS DE SEMPÉRTEGUI ET AL. (2010) COM MAPA DE PADRÕES DE ESCOAMENTO DE FELCAR, RIBATSKI E JABARDO (2007). 17

FIGURA 2.7 - REPRESENTAÇÃO DA FORMAÇÃO E CRESCIMENTO DE UMA BOLHA SEGUNDO CRITÉRIOS DE HSU E GRAHAM (1954) 20

FIGURA 2.8 - MODELO DE TRÊS ZONAS DE THOME ET AL.(2004).....25

FIGURA 3.1- ÂNGULO DE CONTATO E MOLHABILIDADE DE UMA SUPERFÍCIE.....37

FIGURA 3.2 - REGISTRO FOTOGRÁFICO DE UMA GOTA DE NANOFLUIDO DE ALUMINA/ ÁGUA EM UMA SUPERFÍCIE DE AÇO INOXIDÁVEL (GASQUES ET AL., 2011) 38

FIGURA 3.3 - REGISTROS FOTOGRÁFICOS DE GOTAS EM SUPERFÍCIE DE COBRE A) ÁGUA DEIONIZADA E B) NANOFLUIDO DE ALUMINA/ ÁGUA DEIONIZADA A CONCENTRAÇÃO DE 1,02G/L(COURSEY; KIM, 2008) 39

FIGURA 3.4 - VARIAÇÃO DO ÂNGULO DE CONTATO DURANTE O CRESCIMENTO DE UMA BOLHA EM CONDIÇÕES ADIABÁTICAS (WEN, 2011) 40

FIGURA 3.5 - REPRESENTAÇÃO DAS FORÇAS DE TENSÃO SUPERFICIAL DE UMA BOLHA DE VAPOR EM UM MEIO LÍQUIDO E EM CONTATO COM UMA SUPERFÍCIE SÓLIDA.....40

FIGURA 4.1- - AVALIAÇÃO DO EFEITO DO FLUXO DE CALOR NO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR EBULIÇÃO PARA NANOFLUIDOS. A) AL2O3 E B) SNO2 (SOLTANI; ETEMAD, 2009).....52

FIGURA 4.2 - AVALIAÇÃO DO EFEITO DO FLUXO DE CALOR NO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA EBULIÇÃO PARA NANOFLUIDO DE CUO EM ETILENO-GLICOL E ÁGUA (HERIS, 2011).....53

FIGURA 4.3 - COMPARAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA NANOFLUIDO DE CUO EM R113 (PENG ET AL.,2009).....57

FIGURA 4.4 - EFEITO DA CONCENTRAÇÃO DE NANOPARTÍCULAS DE COBRE NO COEFICIENTE LOCAL DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR (BOUDOUH; GUALOUS; DE LABACHELERI, 2010).....58

FIGURA 4.5 - - COMPARAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DO NANOFLUIDO COM O FLUIDO BASE, R134A. A) CUO E B) SIO2 (HENDERSON ET AL.,2010) 59

FIGURA 5.1 – INFLUÊNCIA DO TÍTULO DE VAPOR SOBRE A FRAÇÃO VOLUMÉTRICA DADA SEGUNDO EQ. (5.1) DO MÉTODO PROPOSTO.....73

FIGURA 5.2 - INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DO TÍTULO DE VAPOR NAS PROPRIEDADES EFETIVAS DE UM PROCESSO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE NANOFLUIDO, CONSIDERANDO A FRAÇÃO VOLUMÉTRICA DADA SEGUNDO EQUAÇÃO (5.1) DO MÉTODO PROPOSTO 75

FIGURA 5.3 - COMPARAÇÃO DE DADOS EXPERIMENTAIS LEVANTADOS DA LITERATURA COM A CORRELAÇÃO PROPOSTA NESTE ESTUDO PARA EBULIÇÃO NUCLEADA DE NANOFLUIDOS DE AL_2O_3/ÁGUA 77

FIGURA 5.4 - COMPARAÇÃO DE DADOS EXPERIMENTAIS LEVANTADOS DA LITERATURA PARA EBULIÇÃO NUCLEADA DE NANOFLUIDOS DE AL_2O_3/ÁGUA COM A EQ. (5.6) 78

FIGURA 5.5 -INFLUÊNCIA DO TÍTULO DE VAPOR NO FATOR DE INTENSIFICAÇÃO DE EFEITOS CONVECTIVOS CALCULADO PARA ÁGUA PURA SEGUNDO LIU E WINTERTON (1991) E PARA NANOFLUIDOS SEGUNDO A EQ. (5.17) DO PRESENTE MÉTODO.....79

FIGURA 5.6 - INFLUÊNCIA DA CONCENTRAÇÃO DE NANOPARTÍCULAS NO COMPORTAMENTO DO FATOR DE INTENSIFICAÇÃO DE EFEITOS CONVECTIVOS CALCULADO SEGUNDO A EQUAÇÃO (5.17) DO PRESENTE MÉTODO 80

FIGURA 5.7 - INFLUÊNCIA DO TÍTULO DE VAPOR NO FATOR DE SUPRESSÃO DE NUCLEAÇÃO DE BOLHAS CALCULADO PARA ÁGUA PURA SEGUNDO LIU E WINTERTON (1991) E PARA NANOFLUIDOS SEGUNDO A EQ. (5.18) DO PRESENTE MÉTODO. 82

FIGURA 5.8 - INFLUÊNCIA DA FRAÇÃO MÁSSICA NO FATOR DE SUPRESSÃO INFLUÊNCIA DA FRAÇÃO MÁSSICA NO FATOR DE SUPRESSÃO DE NUCLEAÇÃO DE BOLHAS PROPOSTO NO PRESENTE ESTUDO PARA NANOFLUIDOS EM RELAÇÃO AO TÍTULO DE VAPOR, DADO SEGUNDO A EQUAÇÃO (5.21) 83

FIGURA 5.9 - INFLUÊNCIA DO DIÂMETRO DO DUTO DE ESCOAMENTO NA ESPESSURA DO FILME LÍQUIDO DURANTE A EBULIÇÃO CONVECTIVA EM PADRÃO ANULAR. 85

FIGURA 5.10 - INFLUÊNCIA DO DIÂMETRO DO DUTO DE ESCOAMENTO NO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DADO PELA EQ. (5.21) DO MÉTODO PROPOSTO NO PRESENTE ESTUDO 86

FIGURA 5.11- EFEITO DO DIÂMETRO DO DUTO NA PREVISÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DURANTE A EBULIÇÃO CONVECTIVA.....86

FIGURA 5.12 -EFEITO DO FLUXO DE CALOR NO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DURANTE A EBULIÇÃO CONVECTIVA DE NANOFLUIDOS CALCULADO SEGUNDO MÉTODO PROPOSTO NO PRESENTE ESTUDO PARA TÍTULOS DE VAPOR DE ATÉ 60%.....88

FIGURA 5.13 -EFEITO DO FLUXO DE CALOR NO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DURANTE A EBULIÇÃO CONVECTIVA CALCULADO SEGUNDO MÉTODO PROPOSTO NO PRESENTE ESTUDO.....89

FIGURA 5.14- EFEITO DO FLUXO DE CALOR NA PREVISÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DURANTE A EBULIÇÃO NUCLEADA DE NANOFLUIDOS CALCULADO SEGUNDO CORRELAÇÃO PROPOSTA NO PRESENTE MÉTODO PARA DIFERENTES FRAÇÕES MÁSSICAS DE NANOPARTÍCULAS. 89

FIGURA 5.15 -EFEITO DA VELOCIDADE MÁSSICA NA PREVISÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DURANTE A EBULIÇÃO CONVECTIVA DE NANOFLUIDOS CALCULADO SEGUNDO MÉTODO PROPOSTO NESTE ESTUDO, EQ. (5.21).....91

FIGURA 5.16- PREVISÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR SEGUNDO A EQ. (5.21) DO MÉTODO PROPOSTO PARA NANOFLUIDO DE ALUMINA E ÁGUA PARA FRAÇÕES MÁSSICAS VARIANDO DE 0,5 A 5%. 92

FIGURA 5.17- PREVISÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR SEGUNDO EQ. (5.21) DO MÉTODO PROPOSTO PARA NANOFLUIDO DE ALUMINA E ÁGUA PARA FRAÇÕES MÁSSICAS VARIANDO DE 0,5 A 5%. 93

FIGURA 5.18- PREVISÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR SEGUNDO MODELO PROPOSTO PARA DISTINTOS NANOFLUIDOS PARA FRAÇÕES MÁSSICAS DE 0,5, 1, 2 E 5%.....96

Lista de Tabelas

TABELA 2.1 - MÉTODOS PARA O CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR AVALIADOS POR TIBIRIÇÁ (2011) 23

TABELA 3.1 - DADOS PARA A CONDUTIVIDADE TÉRMICA EFETIVA ($K_{EF} = K_{NF}/K_F$) DE NANOFLUIDOS..... 33

TABELA 3.2 - DADOS PARA A VISCOSIDADE EFETIVA ($\mu_{EF} = \mu_{NF}/\mu_F$) DE NANOFLUIDOS..... 35

TABELA 3.3 - CORRELAÇÕES PROPOSTAS PARA O CÁLCULO DO COEFICIENTE CONVECTIVO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR ($H_{C,NF}$) DE NANOFLUIDOS 44

TABELA 3.4 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS OBTIDOS PARA O COEFICIENTE CONVECTIVO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR (H_C) DE NANOFLUIDOS DE ALUMINA/ÁGUA PARA DIFERENTES CONDIÇÕES 45

TABELA 3.5 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS OBTIDOS PARA O COEFICIENTE CONVECTIVO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR (H_C) PARA NANOFLUIDOS COMPOSTOS POR NANOPARTÍCULAS E FLUIDOS BASE DISTINTOS. 46

TABELA 4.1 - ESTUDOS EXPERIMENTAIS ENVOLVENDO A DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DURANTE A EBULIÇÃO NUCLEADA (H_{EF}) PARA NANOFLUIDOS 50

TABELA 4.2 – ESTUDOS EXPERIMENTAIS SOBRE O COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DURANTE A EBULIÇÃO CONVECTIVA (H_{EF}) DE NANOFLUIDOS 55

TABELA 5.1 - BANCO DE DADOS EXPERIMENTAIS DE EBULIÇÃO NUCLEADA DE NANOFLUIDOS À BASE DE ÁGUA 64

TABELA 5.2 – PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS E DE TRANSPORTE DE NANOPARTÍCULAS..... 94

Lista de Abreviaturas e Siglas

CTC	Coeficiente de Transferência de Calor
DNB	Crise de Ebulição (Departure from Nucleated Boiling)
FCC	Fluxo Crítico de Calor
ONB	Início da ebulição (Onset of Nucleated Boiling)

Lista de Símbolos

A	área [m^2]
a	difusividade térmica []
b	Constante de Laplace
Cap	Número de capilaridade [-]
cp	calor específico [J/kg. °C]
D	diâmetro [m]
d	diâmetro de desprendimento da bolha [m]
E	potência [W]
e_f	multiplicador para efeitos de intensificação de convecção[-]
e_s	multiplicador para efeitos de supressão de nucleação [-]
F	fator de intensificação de efeitos convectivos [-]
G	velocidade mássica [$kg/m^2.s$]
g	aceleração gravitacional [m/s^2]
h	coeficiente de transferência de calor [$W/m^2.K$]
i	entalpia específica [kJ/kg]
k	condutividade térmica [W/m.K]
L	comprimento [m]
M	peso molecular [u]

m	vazão mássica [kg/s]
Nu	número de Nusselt [-]
p	pressão [Pa]
Pr	número de Prandtl [-]
$\dot{q}$	fluxo de calor [W/m^2]
r	raio [m]
r_c	raio da cavidade [m]
R	resistência térmica [K/W]
Re	número de Reynolds
S	fator de supressão de ebulição nucleada
T	temperatura [°C]
t	tempo [s]
v	velocidade [m/s]
We	número de Weber [-]
x	título de vapor [%]
z	posição axial [m]

Grego

μ	viscosidade dinâmica [Pa.s]
β	ângulo de contato [°]
δ	espessura do filme líquido [m]
ΔT	diferença de temperatura [°C]

ε	fração de vazio superficial
θ	ângulo de contato
ν	viscosidade cinemática [m^2/s]
ρ	massa específica [kg/m^3]
σ	tensão superficial [N/m]
Φ	fração
ψ	variável
τ	variável de tempo
θ	ângulo de contato
π	número de pi
γ	gama

Subscritos

b	bolha
c	convecção
ef	efetivo
f	fluido base
filme	filme líquido
l	líquido
lv	líquido-vapor

m	mássica
nb	ebulição nucleada
nf	nanofluido
np	nanopartícula
p	partícula
PC	Pak e Cho (1998)
pistão	pistão de líquido
sl	sólido- líquido
sg	sólido-gás
sv	sólido-vapor
sat	estado de saturação
seco	escoamento de vapor
t	tubo
tp	total
V	vapor
v	volumétrica
vl	vapor-líquido
vs	vapor-sólido
w	parede

Sumário

1.Introdução 1

1.1. Objetivos 3

1.2. Descrição dos Capítulos 4

2.Ebulição convectiva de fluidos puros em Microcanais 5

2.1. Transição entre Macro e Micro Escala 5

2.2. Padrões de Escoamento 7

2.2.1.Padrões em macrocanais 8

2.2.2. Padrões de escoamento em microcanais 10

2.2.3. Métodos para a previsão de padrões de escoamento 13

2.3.Correlações para Coeficiente de Transferência de Calor 18

2.3.1.Ebulição Nucleada 19

2.3.2. Ebulição convectiva 22

3. Propriedades de transporte e convecção forçada de nanofluidos 29

3.1.Estabilidade do nanofluido 30

3.2. Propriedades de transporte e termodinâmica para nanofluidos 31

3.2.1. Condutividade térmica 32

3.2.2. Viscosidade 34

3.2.3. Molhabilidade e Tensão Superficial 37

3.2.4. Outras propriedades 42

3.3. Convecção Forçada de Nanofluidos 42

4. Ebulição Nucleada e Ebulição Convectiva de Nanofluidos 49

4.1. Ebulição Nucleada de Nanofluidos 49

4.2. Ebulição Convectiva de Nanofluidos 55

5. Método para a previsão do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva para nanofluidos 61
5.1. Descrição do método 61
5.1.1. Determinação das propriedades de transporte e termodinâmica dos nanofluidos.. 62
5.1.2. Determinação da parcela de ebulição nucleada..... 63
5.1.3. Determinação da parcela de efeitos convectivos..... 66
5.1.4. Determinação dos fatores de intensificação de efeitos convectivos e de supressão de nucleação de bolhas 68
5.1.5. Método de previsão para a ebulição convectiva de nanofluidos 72
5.2. Discussão do método 72
5.2.1. Avaliação da correlação para a parcela de efeitos de ebulição nucleada de nanofluidos..... 76
5.2.2. Fatores multiplicadores do método para previsão da ebulição convectiva de nanofluidos..... 79
5.2.3. Previsão do CTC para a ebulição convectiva de nanofluidos 84
5.2.3.1. Efeito do Diâmetro..... 84
5.2.3.2. Efeito do Fluxo de Calor 87
5.2.3.3. Efeito da velocidade mássica..... 90
5.2.3.4 Efeito da Nanopartícula..... 93
6. Conclusões e Sugestões para trabalhos futuros..... 99
6.1.Conclusões 99
6.2.Sugestões para trabalhos futuros..... 101
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 103

1.Introdução

Elevar o coeficiente de transferência de calor tem sido um tema relevante de pesquisa na indústria e na academia. Coeficientes de transferência de calor elevados tornam possíveis reduções das dimensões do trocador de calor, possibilitando o decréscimo da quantidade de matéria-prima utilizado em sua fabricação e incrementos da eficiência de sistemas. A transferência de calor através do mecanismo de evaporação convectiva apresenta coeficientes de transferência de calor elevados podendo alcançar, para condições de superaquecimento similares, valores superiores aos observados durante a ebulição em piscina (Consolini, 2008). Incrementos adicionais são indicados na literatura quando a ebulição ocorre em canais de reduzido diâmetros, denominados neste estudo de microcanais, comportamento indicado por diversos autores incluindo Owhaib e Palm (2003), Tibiriçá e Ribatski (2011) e diversos outros autores. A redução do diâmetro, devido às características estruturais resultantes, permite ainda trocadores capazes de operar em condições de pressões elevadas. Além disso, tais trocadores permitem uma relação entre superfície de contato com o fluido refrigerante por unidade de volume superior aos equipamentos baseados em tubos de dimensões convencionais, indicando sua utilização para situações que requerem a remoção de elevadas taxas de calor. Em condições de espaço restrito a utilização de microcanais, além de propiciar coeficientes de transferência de calor superiores aos observados no caso de canais convencionais, proporciona também a miniaturização de trocadores de calor, reduzindo o inventário de fluido refrigerante no sistema.

Trocadores de calor constituídos de microcanais são utilizados em diversas aplicações entre elas destacam-se sistemas de condicionamento de ar automotivo, resfriamento de dispositivos eletrônicos, células combustíveis, resfriamento de sistemas de laser de alta potência, microrreatores e *offshore* (RIBATSKI *et. al*, 2007). Entretanto, devido as características do trocador impostas pelo reduzido diâmetro, podem apresentar para algumas aplicações elevados custos de manufatura. Além disso, um projeto inadequado pode resultar em perdas de pressão elevadas, necessitando dispositivos de bombeamento com capacidades superiores.

Métodos para previsão do coeficiente de transferência de calor e perda de pressão para a ebulição convectiva em microcanais foram recentemente propostos. No entanto, são

observadas discrepâncias significativas quando se comparam estes métodos a resultados experimentais conforme indicado por Ribatski et al. (2006).

O estudo de alternativas adicionais para sistemas que requerem remoção de elevados fluxos de calor tornou-se essencial, tendo em vista, por exemplo, o grande avanço tecnológico da indústria microeletrônica. Neste sentido, estudos sobre processos de transferência de calor utilizando nanofluidos como fluido refrigerante vêm sendo intensificados na última década. Nanofluidos são suspensões de nanopartículas em um fluido convencional. A denominação de nanofluidos foi proposta por Choi (1995), um dos primeiros autores a investigar tal tema. Neste estudo, eles observaram que partículas com dimensão média inferior a 100 nm eram capazes de compor uma suspensão estável em água e proporcionavam valores para condutividade térmica superiores aos fluidos convencionais (DAS, 2009).

Segundo Lee e Choi (1996), nanofluidos constituem uma alternativa promissora para aplicações que envolvem elevadas taxas de remoção de calor, especialmente em processos de transferência de calor em micro e nano escalas. A elevada condutividade térmica das nanopartículas (geralmente partículas de óxidos metálicos) que são adicionadas aos fluidos refrigerantes resulta no acréscimo da condutividade térmica da suspensão elevando, consequentemente, o coeficiente de transferência de calor segundo o mecanismo de convecção forçada de nanofluidos. Neste sentido, autores têm investigado as propriedades de transporte e termodinâmicas das nanopartículas e nanofluidos, a fim de obter correlações que auxiliem na previsão dos coeficientes de transferência de calor desses fluidos.

A literatura tem apresentado resultados experimentais promissores quanto aos coeficientes de transferência de calor utilizando nanofluidos (WEN; DING, 2004; MURSHED, 2008). Correlações específicas para o cálculo de coeficiente de transferência de calor também vêm sendo propostas, as quais de maneira geral são direcionadas a processos de convecção forçada (PAK; CHO, 1998; JUNG; OH; KWAK, 2009). No entanto, tais correlações não foram consolidadas como métodos eficazes para a predição dos coeficientes de transferência de calor e ainda podem ser verificadas discrepâncias entre os resultados experimentais e valores por elas previstos. Além da convecção forçada de nanofluidos, outro processo que tem sido amplamente investigado é a ebulição nucleada de nanofluidos.

A combinação de efeitos de convecção forçada e de ebulição nucleada responsáveis pelas elevadas taxas de transferência de calor observadas em processos envolvendo a ebulição

convectiva (CHENG, 1966; LIU; WINTERTON, 1991; BERSTCH et al., 2009). Portanto, a investigação dos efeitos da adição de nanopartículas a um fluido base na convecção forçada e na ebulição nucleada se faz necessária para o entendimento dos mecanismos de transferência de calor que ocorrem durante a ebulição convectiva dos nanofluidos.

Assim motivados pelos aspectos mencionados, este estudo envolve inicialmente uma ampla revisão bibliográfica abordando os processos e principais mecanismos de transferência de calor em microcanais e em nanofluidos. Tal revisão é utilizada no desenvolvimento de um modelo teórico para a ebulição convectiva de nanofluidos em microcanais. Os resultados visam viabilizar o desenvolvimento de novas tecnologias relacionadas à minimização de equipamentos e a dissipação de elevadas taxas de calor e possibilitar reduções de custos operacionais e de fabricação de equipamentos.

1.1. Objetivos

O presente trabalho de pesquisa tem como objetivo inicial analisar a literatura relacionada à adição de nanopartículas a um fluido base e seus efeitos na transferência de calor em processos envolvendo a evaporação convectiva no interior de canais de diâmetro reduzido (microcanais). Posteriormente, com base nesta análise propor uma correlação teórica para previsão do coeficiente de transferência de calor para nanofluidos.

Como objetivos específicos apresentam-se:

i. Realização de uma extensa revisão bibliográfica que inclua propriedades de transporte de nanofluidos, transferência de calor monofásica em condições de convecção forçada e evaporação de nanofluidos através dos mecanismos de ebulição nucleada e convectiva de nanofluidos;

ii. Análise comparativa e crítica de resultados experimentais da literatura tanto para a ebulição nucleada como convectiva de nanofluidos e indicação das principais tendências observadas por distintos autores;

iii. Com base na análise realizada e resultados levantados, o desenvolvimento de uma correlação que permita a estimativa do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva no interior de microcanais desenvolvida para nanofluidos.

1.2. Descrição dos Capítulos

O **primeiro capítulo** descreve o presente estudo, contextualizando a pesquisa com as necessidades e demandas atuais. Apresentando os objetivos e as justificativas para a realização deste estudo.

O **segundo capítulo** apresenta uma breve discussão sobre a transição entre macro e microcanais, define os padrões de escoamentos observados para fluidos convencionais em microcanais e descreve os métodos para suas previsões. Também são descritos os mecanismos de transferência de calor para a convecção forçada de fluidos convencionais em microcanais.

As propriedades de transporte e a convecção forçada de nanofluidos incluindo a descrição das correlações e resultados experimentais apresentados na literatura para essas soluções são tratadas no **terceiro capítulo**.

No **quarto capítulo,** a ebulição nucleada e convectiva de nanofluidos são discutidas com atenção especial dada a comparação de resultados experimentais apresentados na literatura.

O desenvolvimento de um método teórico para a previsão do coeficiente de transferência de calor de nanofluidos durante a ebulição convectiva em microcanais é apresentado no **quinto capítulo**.

O sexto capítulo apresenta conclusões levantadas a partir do presente estudo e sugestões para trabalhos futuros.

2.Ebulição convectiva de fluidos puros em Microcanais

Este capítulo visa abordar as principais temáticas envolvidas no processo de transferência de calor por ebulição convectiva. Para tanto, nele são apresentados os principais mecanismos físicos para transição entre macro e microcanais, os padrões de escoamento observados em canais convencionais e canais de reduzidos diâmetros e métodos para sua predição. Ainda, são apresentados correlações e modelos para a previsão do coeficiente de transferência de calor e os principais fatores que os afetam durante a ebulição convectiva.

A ebulição convectiva no interior de canais apresenta comportamentos distintos, para os regimes de escoamento e para a própria a transferência de calor, quando ocorre em canais convencionais e em canais que apresentam dimensões reduzidas. Portanto, métodos e correlações desenvolvidos para escoamentos e processos de troca térmica em canais convencionais quando aplicados a canais em microescala podem apresentar desvios significativos no comportamento termo e fluidodinâmico, fazendo-se necessária a distinção fenomenológica destes.

2.1. Transição entre Macro e Micro Escala

O termo microcanais, de maneira geral, refere-se a canais de diâmetro reduzido. A classificação de um canal em micro ou macro (ou convencional) iniciou-se baseada na distinção das dimensões características dimensional entre os canais. Diferentes abordagens são utilizadas para esta transição. Mendehale e Jacobi (2000) propuseram uma distinção para a transição baseados nas dimensões características dos dutos. Eles classificaram os dutos em: macrocanais ($D_H > 6$ mm), compactos (1 mm $< D_H <$ 6 mm), mesocanais (100 μm $< D_H >$ 1mm) e microcanais (1μm $< D_H <$ 100 μm).

Kandlikar (2001) baseado nas principais dimensões características de dutos utilizados em aplicações industriais adotou a dimensão do diâmetro hidráulico (D_H) dos dutos como critérios para a transição entre macro e microcanais. Estabelecendo então, três classificações: (I) macrocanais para dutos com D_H superior a 3 mm, (II) mini canais, dutos com diâmetro hidráulico entre 0,6 e 3,0 mm, e (III) microcanais, dutos com D_H inferior a 0,6mm. Posteriormente, Kandlikar e Grande (2003) propuseram uma classificação para a transição entre macro e micro baseados nas dimensões características usualmente aplicadas e também nas dimensões em que a distância entre as moléculas das substâncias tornam-se significativas. Eles propuseram faixas para essa transição, classificaram como canais convencionais, dutos que apresentam o D_H superior a 3,0 mm, mini canais foram definidos como dutos com diâmetro hidráulico entre 200 μm e 3,0 mm, microcanais com D_H entre 10 μm e 200 μm, canais de transição divididos em microcanais de transição (1 μm < D_H < 10 μm) e nanocanais de transição (0,1 μm < D_H < 1 μm), e canais moleculares, dutos com o D_H inferior a 0,1 μm. No entanto, uma classificação entre macro e micro escala deve estar relacionada à distinção de mecanismos físicos presente durante os escoamentos. Mecanismos estes que são relacionados principalmente à combinação entre mecanismos físicos e a propriedades físicas das fases líquido e vapor.

A distinção entre macro e microcanais é importante enquanto a abordagem dos fenômenos físicos, pois a simples determinação de um valor de diâmetro para delimitar a transição entre macro e micro não caracteriza esta transição. Visto que para um mesmo diâmetro distintos comportamentos relacionados à perda de pressão e padrões de escoamento podem ser observados para distintos fluidos refrigerantes e distintas temperaturas de saturação. Diversos autores não observaram em seus estudos experimentais, o padrão de escoamento estratificado durante o escoamento em canais com diâmetros reduzidos (BRAUNER; MOALEM-MAROM, 1992). Este efeito é, usualmente, explicado pela predominância dos efeitos de tensão superficial e de forças inerciais sobre as forças gravitacionais, quando em espaços confinados. Contudo, a não ocorrência da estratificação do escoamento não é um critério suficiente para estabelecer a transição entre macro e micro escala.

Há na literatura critérios propostos para a transição em macro e micro, baseados em fenômenos físicos, como o número de confinamento de bolha, o diâmetro de desprendimento da bolha, que consideram os efeitos das forças de tensão superficial e da diferença de densidades entre a fase líquida e vapor, entre outros critérios. Kew e Cornell (1997) e

Ullmann e Brauner (2006) propuseram a aplicação do número de confinamento de bolha como critério para a transição entre macro e microcanais. No entanto, a avaliação baseada unicamente neste critério pode ser vaga, visto que não há a contabilização de efeitos de velocidade mássica e de forças de cisalhamento. Celata (2008) observou que, baseando o critério de transição apenas no número de confinamento de bolha, o escoamento apresentaria sempre o comportamento de microescala, independentemente do diâmetro do canal utilizado.

Celata *et al*. (2007) investigaram experimentalmente a dependência do tamanho das bolhas com a micro gravidade e observaram que fatores como o título de vapor e a velocidade do fluido influenciam no tamanho de bolhas confinadas (bolhas que tem seu crescimento limitado pelo diâmetro do duto). Logo, tais parâmetros deveriam ser considerados no desenvolvimento do critério de transição. Apesar dos esforços, dimensões e condições experimentais, que permitam caracterizar um critério de transição entre macro e microcanais, não foram ainda apropriadamente identificadas.

2.2. Padrões de Escoamento

A combinação de parâmetros como propriedades do fluido refrigerante, o título de vapor e a velocidade mássica, somados a orientação do escoamento, a adição de calor e ao tamanho e formato do canal estão relacionados ao estabelecimento de um determinado padrão de escoamento. Diferentes mecanismos físicos de transferência de calor predominam durante a ebulição convectiva, cuja magnitude relativa do seu efeito está relacionada a parâmetros operacionais como as propriedades do fluido refrigerante, o título de vapor e a velocidade mássica.

2.2.1.Padrões em macrocanais

Devido à dimensão do duto, no caso dos macrocanais, os efeitos gravitacionais são predominantes em relação forças inerciais, viscosas e de tensão superficial, causando uma estratificação das fases, com a fase líquida concentrando-se na região inferior do duto, enquanto a fase vapor é predominante na parte superior do duto. Em escoamentos verticais em macrocanais, efeitos gravitacionais são desprezíveis, quando comparados às forças aceleracionais e inerciais. Portanto, não ocorrerá escoamento estratificado, este comportamento pode ser observado no estudo de Owhaib, Palm e Callizo (2006).

Para a evaporação convectiva no interior de canais convencionais (canais com diâmetro hidráulico superiores a 3,0 mm, segundo Kandlikar e Grande, 2003) orientados horizontalmente, são observados os seguintes padrões de escoamento: bolhas, bolhas alongadas, pistonado, estratificado ondulado, anular e em névoa, podendo ocorrer à secagem de parede, conhecida como *Dry Out*. Esses padrões são ilustrados na Figura 2.1.

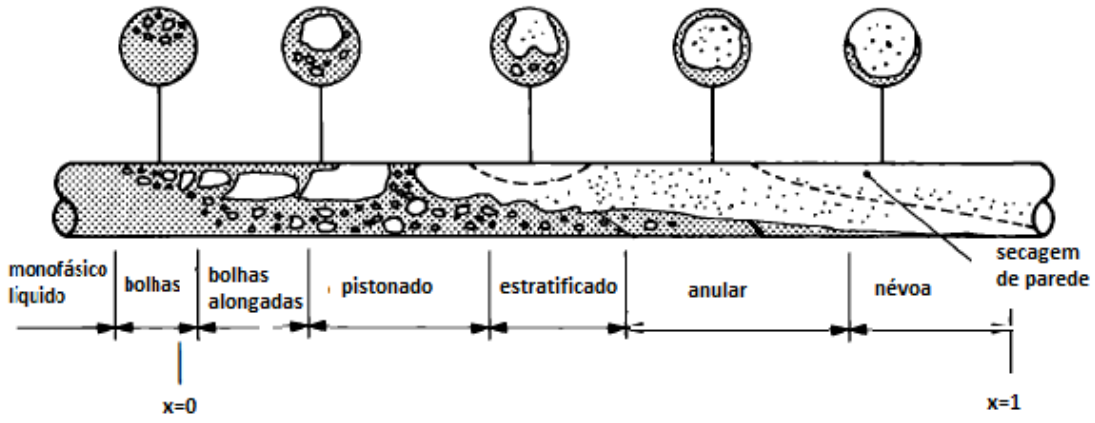


Figura 2. 1- Regimes de escoamento durante um processo de ebulição convectiva em macrocanais (COLLIER; THOME, 1994)

Quanto às condições operacionais iniciais, a ebulição convectiva pode ser classificada em: subresfriada e saturada. A condição subresfriada ocorre quando na entrada do evaporador, o líquido encontra-se em uma temperatura inferior à temperatura de saturação dada a pressão do escoamento. Já a condição de ebulição convectiva definida como saturada é aquela em que o líquido, na entrada do evaporador, apresenta temperatura igual à temperatura de saturação.

Inicialmente na Figura 2.1 tem-se um regime monofásico da fase líquida com o mecanismo de transferência de calor sendo convecção forçada do líquido. À medida que calor é transferido para o fluido ao longo do comprimento do tubo inicia-se a formação de bolhas no estado subresfriado. Conforme ocorre o incremento no título de vapor termodinâmico, a transferência de calor passa a ocorrer em condições saturadas e inicialmente é dominado por efeitos de ebulição nucleada.

Segundo Bergles e Rosehnow (1964), o superaquecimento de parede, necessário para o início da formação de núcleos de vapor, é inferior quando a camada limite térmica é espessa, o que ocorre para títulos de vapor reduzidos, fato que favorece a formação de núcleos de vapor fazendo com que a troca térmica ocorra, principalmente, por meio da ebulição em detrimento da convecção. Em macrocanais devido à ação da força gravitacional, as bolhas dispersas de diâmetro reduzido se concentram no topo no duto. Com o incremento do título de vapor devido à evaporação ao longo do canal as bolhas passam a coalescer formando uma fase de vapor contínuo na região superior do duto, padrão denominado de estratificado. Nesse tipo de escoamento, a transferência de calor é feita a partir dos mecanismos de evaporação por efeitos convectivos da fase líquida, que fica na parte inferior do duto, e a convecção forçada do vapor, que fica no topo do duto.

Incrementos adicionais do título de vapor promovem uma aceleração, fazendo com que o vapor arraste o líquido, produzindo ondas na interface. Em condições que essas ondas se tornam amplas o suficiente para alcançar o topo do duto, forças de tensão superficial formam pontes de líquido entre as bolhas alongadas de vapor. Esse padrão de escoamento é conhecido como bolhas alongadas ou pistonadas. Com o incremento do título de vapor, as bolhas passam a crescer e seu diâmetro se eleva chegando próximo à altura do duto, sendo conhecido como padrão *Slug*. Para bolhas alongadas ou Slug o mecanismo de transferência de calor se dá principalmente por efeitos convectivos através da fase líquida e a evaporação do líquido na interface líquido/ vapor.

Com o contínuo incremento do título de vapor as pontes de líquidos entre os pistões são rompidas e então devido a efeitos de forças inerciais, formam um filme líquido em toda a

superfície interna do tubo, nesse ponto a fase vapor passa a escoar no centro do duto, circundado por este filme líquido, conhecido como padrão anular. No entanto, sob condições de reduzidas velocidades mássicas e elevados fluxos de calor o padrão de escoamento anular pode não ocorrer devido à interação das forças de fluxo e de arraste, que impedem que o núcleo de vapor se forme, promovendo a transição direta entre os padrões bolhas para o escoamento monofásico de um pistão de vapor.

Para um escoamento em regime anular a transferência de calor ocorre predominantemente por efeitos de convecção através do filme líquido e em alguns casos o filme líquido pode apresentar espessura superior na região inferior do duto, devido aos efeitos de estratificação. Muitas vezes devido à velocidade da fase vapor durante o escoamento anular ou até durante o rompimento das pontes de líquido na transição do escoamento pistonado para anular, gotículas de líquidos são geradas e arrastadas pelo vapor (regime denominado de entrainment). Essas gotículas suspensas no vapor formam o padrão névoa.

A evaporação contínua de líquido na interface líquido-vapor pode levar a secagem total da superfície do duto (*Dry Out*), o que pode levar o sistema ao *Burn Out*, queima dessa superfície. É o momento em que o coeficiente de transferência de calor decresce de maneira drástica acarretando a elevação da temperatura da parede, para sistemas com imposição do fluxo de calor. Nesse momento, caso haja os escoamento em névoa, as gotículas suspensas se depositarão na superfície, reduzindo brevemente a temperatura da superfície, sendo o principal mecanismo de transferência de calor a evaporação dessas gotículas. A partir do momento em que não haja mais líquido, o mecanismo de transferência passa a ser dado através da convecção de vapor e caso o fluxo de calor aplicado à superfície não cesse, ocorrerá o *Burn Out*.

2.2.2. Padrões de escoamento em microcanais

Segundo Ribatski, Wojtan e Thome (2006), os mecanismos de transferência de calor durante a ebulição convectiva em microcanais estão relacionados ao padrão de escoamento estabelecido. Dessa forma, a definição dos padrões de escoamento e o desenvolvimento de

métodos eficazes para suas previsões podem auxiliar na definição de condições operacionais seguras, além de possibilitar maior eficiência energética. Os principais padrões de escoamento observados em microcanais (SUO; GRIFFITH, 1964; CORNWELL; KEW, 1992) são: bolhas, pistonado e anular. Em canais de diâmetro reduzido, inferiores à 3 mm, efeitos não significativos para escoamentos em macrocanais tornam-se importantes. À medida que o diâmetro do duto diminui as forças de tensão superficial se tornam superiores às gravitacionais (KANDLIKAR, 2009). Devido a tal fato, raramente o padrão de escoamento estratificado tem sido indicado para estas condições.

Entretanto, a reduzidas velocidades mássicas, as forças de empuxo se sobrepõem às forças de arraste e inerciais e efeitos de estratificação entre as fases líquida e vapor são observados para canais de diâmetro reduzido, conforme mencionado por Arcanjo, Tibiriçá e Ribatski (2010), Figura 2.2.

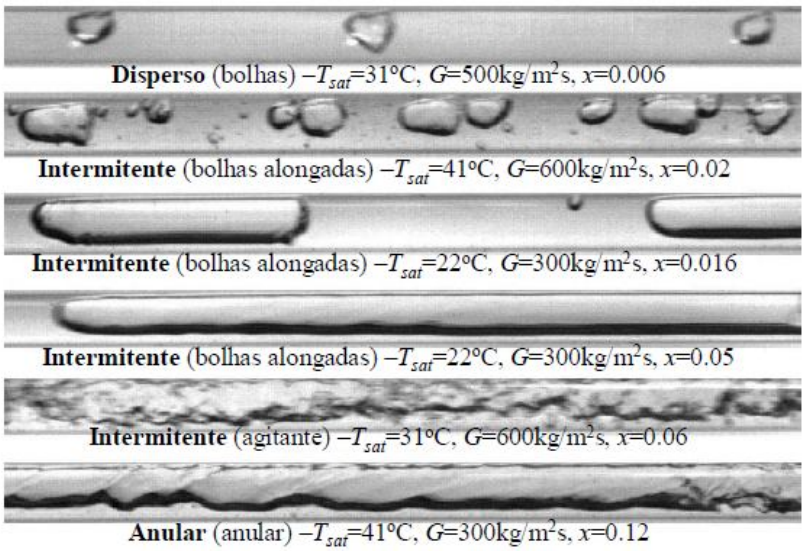


Figura 2. 2- Padrões de escoamento visualizados por Arcanjo, Tibiriçá e Ribatski (2010) para o R-134a em um tubo de 2,32mm (fluxo de escoamento da direita para a esquerda).

Esses autores verificaram efeitos de estratificação escoamento do R-134a e R-245fa quando operando sob condições que variaram a velocidade mássica de 50 a 600 kg/m2.s, em diferentes temperaturas de saturação, escoando no interior de um tubo de aço inoxidável de diâmetro de 2,32mm. Comportamento semelhante pode ser observado subjetivamente nas

imagens coletadas pelos autores Saisorn, On e Wongwises (2010) para a ebulição convectiva de R- 134 a em um canal de diâmetro igual a 1,75 mm orientado horizontalmente, variando a velocidade mássica de 200 a 1000 kg/m2.s e o fluxo de calor aplicado de 1 a 83 kW/m2, para diferentes pressões de saturação. No entanto, Saisorn, On e Wongwises (2010) esses autores não constataram avaliaram talesse comportamento como efeito de estratificação em seu estudo.

Revellin e Thome (2007) levantaram padrões de escoamento para o R-134a e R-245fa escoando em microcanais com diâmetro de 0,5mm e 0,8 mm, utilizando velocidades mássicas de 500 kg/m^2.s e temperaturas de saturação iguais a 26, 30 e 35 °C. Na Fig. 2.3, Revellin e Thome (2007) definiram como padrões: bolhas, bolhas alongadas, semianular e anular (liso e ondulado) e suas transições (bolhas/ bolhas alongadas e semianular/ anular).

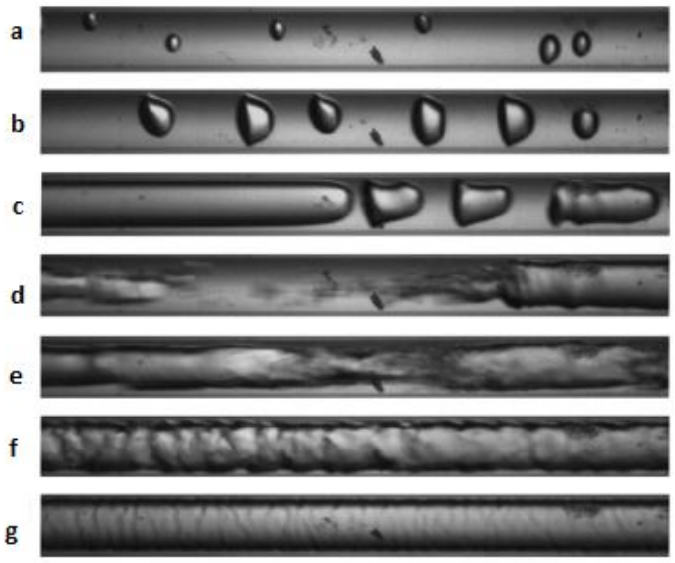


Figura 2. 3 - Padrões de escoamento e transições observados para R-245fa em canal de diâmetro de 0,5 mm, L=70,70mm, velocidade mássica de 500 e temperatura de saturação: 35 °C; a) bolhas dispersas (x=0,38), b) bolhas/bolhas alongadas (x=0,04), c) bolhas alongadas (x=0,043), d) pistonado (x=0,076), e) semianular (x=0,15),f) anular ondulado (x=0,23), g) anular (x=0,23), com fluxo de escoamento da esquerda para a direita (REVELLIN; THOME, 2007)

Ao comparar resultados experimentais para padrões de escoamento de diferentes autores é inerente ao processo que haja diferenças entre os mesmos, por incertezas

experimentais provenientes dos equipamentos utilizados, mas principalmente, pelo fato da análise dar-se de dados de forma subjetiva. Como pode ser observado nas Figuras. 2.2 e 2.3 há distintas denominações para padrões similares. Desta forma estudos vêm sendo desenvolvidos afim de obter métodos objetivos embasados em características intrínsecas do escoamento relacionados a sinais de pressão e temperatura, para a definição e caracterização dos padrões de escoamento.

2.2.3. Métodos para a previsão de padrões de escoamento

Devido às características intrínsecas dos escoamentos bifásicos em microcanais, métodos de previsão de padrões de escoamento específicos vêm sendo propostos na literatura afim de capturar os efeitos da tensão superficial, viscosidade e forças inerciais, que se mostram predominantes aos efeitos gravitacionais. Kandlikar (2009) avaliou dados experimentais levantados da literatura elaborando uma análise de escala com o objetivo de identificar a influência das diferentes forças durante o processo de transferência de calor.

Desde a década de 50, a partir do trabalho inovador de Baker, muitos mapas de padrão de escoamento foram propostos com o propósito de prever o comportamento de um sistema bifásico através das características dos escoamentos. Baker (1954) utilizou observações experimentais para escoamentos água- gás e óleo- gás para elaborar seu mapa de padrões de escoamento, utilizando as velocidades superficiais das fases líquidas e vapor. Segundo Thome (2006), Suo e Griffith (1964) foram os primeiros a propor um mapa de padrão de escoamento para microcanais. Eles apresentaram esse mapa classificando os padrões de escoamento através de correlações que delimitassem as transições entre os escoamentos bolhas/ pistonado e pistonado/ anular, de acordo com suas observações empíricas para o escoamento de etano-água (fase líquido) / nitrogênio-hélio (fase vapor) para canais de 1,03 a 1,60 mm

Taitel e Dukler (1976) foram os primeiros a propor um método para previsão de padrões adotando critérios baseados em mecanismos físicos. Para tanto, eles adimensionalizaram as equações da quantidade de movimento e propuseram critérios físicos, incluindo o número adimensional de Lockhart-Matinelli (1949), e compararam os critérios

adotados aos dados experimentais, obtendo cinco regiões de transição de padrão de escoamento. Taitel e Dukler (1976) consideraram o mecanismo de instabilidade de Kevin-Helmotz como o critério de transição entre escoamentos estratificado e intermitente. Eles adotaram para a transição do escoamento bolhas ou intermitente para anular uma fração de vazio igual a 0,5.

Barnea *et al.* (1983) foram pioneiros na proposição de um método para a previsão dos padrões de escoamento em microcanais. Eles se basearam em seus resultados experimentais para canais horizontais e verticais com diâmetros entre 4 mm e 12 mm e nos modelos para dutos horizontais de Taitel e Dukler (1976) e verticais de Taitel *et al.* (1980). Eles verificaram que à medida que o diâmetro reduz os desvios em relação ao método proposto por Taitel e Dukler (1976) se elevam. Barnea *et al.* (1983), assim como Taitel e Dukler (1976), consideraram efeitos gravitacionais e de tensão superficial na transição entre escoamento estratificado e intermitente e também propuseram um valor de 0,35 para a razão de h_L/D para a transição intermitente/ anular, desta forma distinto do valor proposto por Taitel e Dukler, que adotaram para esta transição a razão de h_L/D igual a 0,5 . Este comportamento de transição entre o escoamento intermitente/ anular com um valor fixo para fração de vazio, seja 0,35 ou 0,5, não ocorre em escoamentos em macrocanais e microcanais, conforme observado por Tibiriçá e Ribatski (2010) e Sempértegui e Ribatski (2011).

Segundo Akbar, Plummer e Ghiaasiaan (2003) há uma importante relação entre sistemas compostos por canais em microescala e sistemas compostos por canais convencionais sob condições de micro gravidade, a partir do momento em que as forças de inércia, tensão superficial e viscosidade passam a predominar perante a supressão das forças de empuxo. Esses autores propuseram um mapa de padrão de escoamentos baseados simplesmente na relação entre os números de Weber para as fases líquida e vapor, ilustrado na Figura 2.4, a fim de comparar a previsão deste método com a metodologia aplicada por Zhao e Rezkallah (1993) e Rezkallah (1996) para escoamentos sob condições de micro gravidade. A partir do levantamento de dados para o escoamento água/ ar em canais de diâmetro reduzido realizado por Akbar, Plummer e Ghiaasiaan (2003), eles concluíram que para dutos com diâmetro hidráulico inferior a 1,0 mm efeitos de orientação do duto são desprezíveis. Esses autores concluíram também que o mapa de padrões de regime proposto possui uma boa concordância com resultados experimentais da literatura, com exceção da região de fronteira do regime denominado como espumante, que, comparativamente, se enquadraria na classificação de intermitente agitante, como proposto por Arcanjo, Tibiriçá e Ribatski (2010).

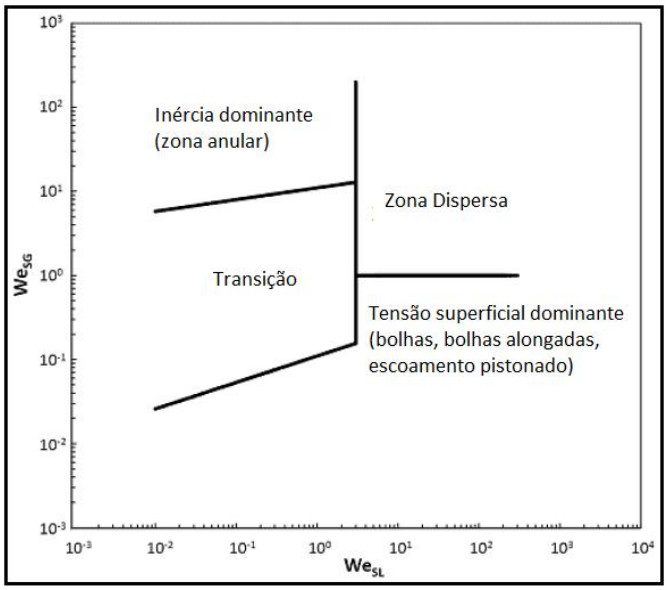


Figura 2. 4- Mapa de padrão de escoamento para microcanais (AKBAR; PLUMMER; GHIAASIAAN, 2003)

Um mapa de padrão de escoamento foi desenvolvido por Felcar, Ribatski e Jabardo (2007), baseado no modelo proposto por Taitel e Dukler (1976) com modificações nas transições entre os padrões: estratificado e anular, e, intermitente e anular. Essas modificações foram realizadas a fim de incorporar efeitos da tensão superficial, ângulo de contato e escoamentos secundários. Esses autores obtiveram uma correlação empírica para a fração de vazio de transição, a qual considera os números de Eotvos e Weber, que relacionam os efeitos de forças inerciais e de forças de empuxo com efeitos da tensão superficial. Este critério baseia-se no mecanismo de rompimento das pontes de líquido, o qual depende dos efeitos da tensão superficial representado pelo número de Eotvos e da velocidade relativa da fase vapor em relação ao fase líquida, representada através do número de Weber.

Arcanjo, Tibiriçá e Ribatski (2010) compararam este método aos seus dados para R134a e R245fa, observando concordância razoável conforme ilustrado na Figura 2.5. Felcar *et al.* (2007) modificaram o método desenvolvido por Taitel e Dukler (1976), de forma a adequar sua aplicação a canais de diâmetro reduzido. Efeitos de tensão superficial e ângulo de contato foram incluídos ao método de Taitel e Dukler (1976) mediante a introdução do número de Eotvos modificado. Para a elaboração deste método foram considerados dados da

literatura para escoamentos ar-água em microcanais. Os autores definiram apenas os seguintes padrões de escoamento: bolhas dispersas, intermitente, compreendendo bolhas alongadas e agitante, anular e estratificado.

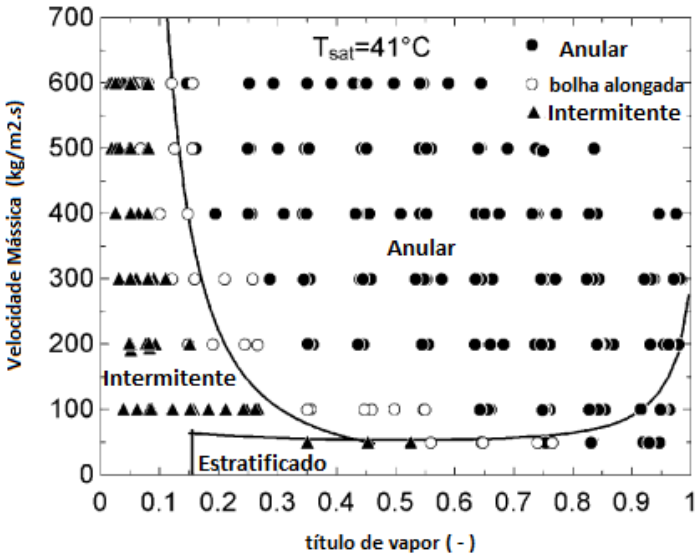


Figura 2. 5- Comparação de dados experimentais de Arcanjo, Tibiriçá e Ribatski (2010) com método de previsões de padrões de escoamento de Felcar, Ribatski e Jabardo (2007).

Revellin e Thome (2007) propuseram um mapa de padrões de escoamento tomando por base imagens do escoamento e a frequência de bolhas alongadas. Eles classificaram os padrões da seguinte forma: (i) padrão da bolha isolada, BI, caracterizado por uma velocidade de geração de bolhas superior à velocidade de coalescência; (ii) padrão das bolhas coalescentes, BC, caracterizado por uma velocidade de coalescência de bolhas superior à velocidade da geração; (iii) padrão anular e (iv) padrão pós-secagem de parede. Partindo desta classificação, correlações empíricas foram ajustadas a um banco de dados próprios para as transições entre os diferentes padrões de escoamento.

Ong e Thome (2009) com base em Revellin e Thome (2007) desenvolveram um novo método para a previsão de padrões de escoamento incluindo resultados experimentais adicionais. Buscando generalizar o método para fluidos distintos daqueles presentes em seu banco de dados, incorporou-se à correlação um parâmetro dado pela razão entre a pressão de saturação do fluido de trabalho e a pressão de saturação do R134a a mesma temperatura.

Segundo o método de Ong e Thome (2009) o título de vapor para a transição entre bolhas coalescentes e anular se eleva com a redução da temperatura de saturação. Tal comportamento diverge do esperado, pois o volume específico do gás se eleva com o decréscimo da temperatura de saturação, e consequentemente, promove o incremento da velocidade do vapor facilitando a quebra das pontes de líquido proporcionando em um título de vapor de transição inferior. O título de transição entre bolhas isoladas e bolhas coalescentes tem seu valor elevado com o incremento da temperatura de saturação. Tal comportamento coincide com o esperado, já que a tensão superficial decresce com o incremento da temperatura de saturação facilitando a coalescência das bolhas.

Sempértegui, Arcanjo e Ribatski (2010) levantaram dados experimentais para o R-245fa em um microcanal de diâmetro interno igual a 2,3 mm para diferentes temperaturas de saturação e os compararam aos modelos propostos por Barnea *et al.* (1983), Felcar, Ribatski e Jabardo (2007) e Ong e Thome (2009). Esses autores verificaram que o método de Felcar, Ribatski e Jabardo (2007), proporciona as melhores previsões dos seus resultados independentes. conforme ilustrado na Figura 2.6.

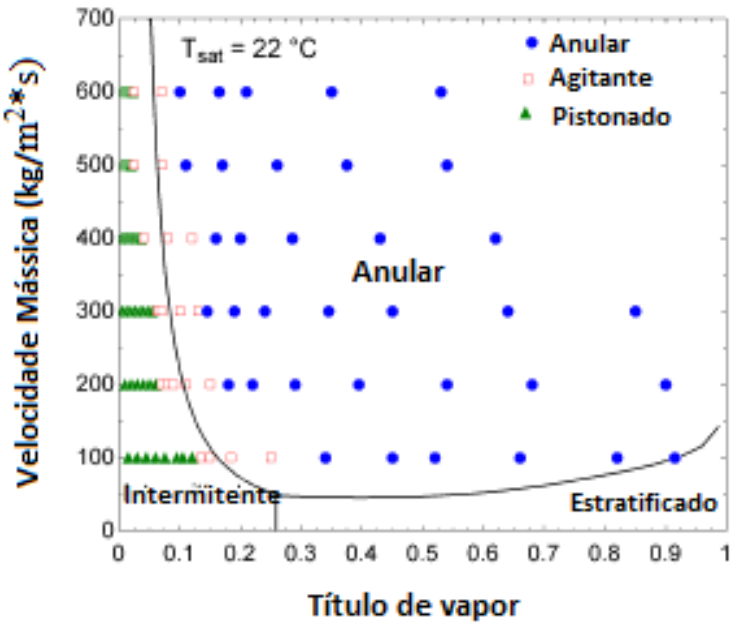


Figura 2. 6 - Comparação de dados experimentais de Sempértegui, Arcanjo e Ribatski (2010) com mapa de padrões de escoamento de Felcar, Ribatski e Jabardo (2007).

Tapia (2011) propôs um método para identificação de padrões de escoamento durante a ebulição convectiva no interior de canais de diâmetros reduzidos composto por critérios objetivos de identificação de padrões aliados à observação experimental dos padrões de escoamento. Tapia (2011) utilizou como critérios objetivos a variação transiente da pressão local, obtida através da utilização de um transdutor de pressão piezoeléctrico de dimensão reduzida, e a morfologia dos escoamentos, obtida através da dispersão da radiação emitida por um fotodiodo. Ele observou que o método objetivo proposto prevê com razoável concordância os dados obtidos através das visualizações dos padrões de escoamento. Entretanto, ainda não há na literatura um método objetivo consolidado para a identificação de padrão de escoamento em microcanais.

2.3.Correlações para Coeficiente de Transferência de Calor

Collier e Thome (1999) definiram a ebulição convectiva como o processo de adição de calor a um escoamento forçado de líquido a uma taxa tal em que ocorra a geração de vapor. Segundo Kandlikar *et al.* (2006), a evaporação convectiva proporciona desempenhos superiores em relação a escoamentos monofásicos em processos de refrigeração devido principalmente aos seguintes aspectos: (i) apresentam elevado coeficiente de transferência de calor e (ii) apresentam capacidade de remoção de calor superior para um mesmo fluxo mássico de refrigerante utilizado. O processo de ebulição convectiva é composto por efeitos da convecção forçada e da ebulição nucleada. Portanto, nesta seção será apresentado o processo de ebulição nucleada, a fim de embasar os fundamentos da ebulição convectiva.

2.3.1.Ebulição Nucleada

Trata-se de um mecanismo de transferência de calor amplamente encontrado em processos industriais. A transferência de calor em ebulição nucleada (nucleação heterogênea) é composta de mecanismos físicos que envolvem os processos de formação, desprendimento e colapso de bolhas. Os mecanismos de crescimento, desprendimento e colapso das bolhas são influenciados por propriedades de transporte e termodinâmica do fluido, como molhabilidade, tensão superficial, viscosidade, densidade e temperatura de saturação, e caraterísticas da superfície como a rugosidade da superfície e natureza do material da superfície.

Para a ebulição convectiva é importante conhecer a região onde as bolhas de vapor começam a ser nucleadas, conhecida como ONB (Onset of Nucleated Boiling). Até esse ponto o título de vapor é considerado nulo, portanto, é a partir dele que de fato tem-se o escoamento bifásico. O escoamento que apresenta condições subresfriadas em regiões onde o subrresfriamento local é negativo, encontra-se superaquecido, então o escoamento apresentará elevadas taxas de crescimento de bolhas, resultando em severas flutuações na perda de pressão (KANDLIKAR, 2005). Para o início da ebulição nucleada se faz necessário um superaquecimento mínimo da parede em relação à temperatura de saturação do fluido, o qual através da combinação das equações de Laplace e de Clausius- Clapeyron pode ser estimado através da seguinte equação.

$$\Delta T_{sat} = \frac{\left(\frac{2\sigma}{r_c} T_{sat}\right)}{\rho_v i_{lv}} \tag{2.1}$$

Com base na equação apresentada acima, critérios foram propostos para determinar o superaquecimento necessário para o início da formação de bolhas, como o proposto por Bergles e Rohsenow (1964), baseado no trabalho anterior Hsu e Graham (1954). Bergles e Rohsenow assumem um núcleo de vapor hemisférico e com raio igual ao da cavidade, em que se encontra nucleado, o regime é permanente e distribuição linear de temperaturas, que considera que o líquido ao redor dos núcleos de vapor apresenta temperatura linear na direção axial da parede aquecida, conforme ilustrado na Figura 2.7. Este método possibilita prever

para uma determinada condição operacional, a faixa de diâmetros de cavidades ativas para a nucleação.

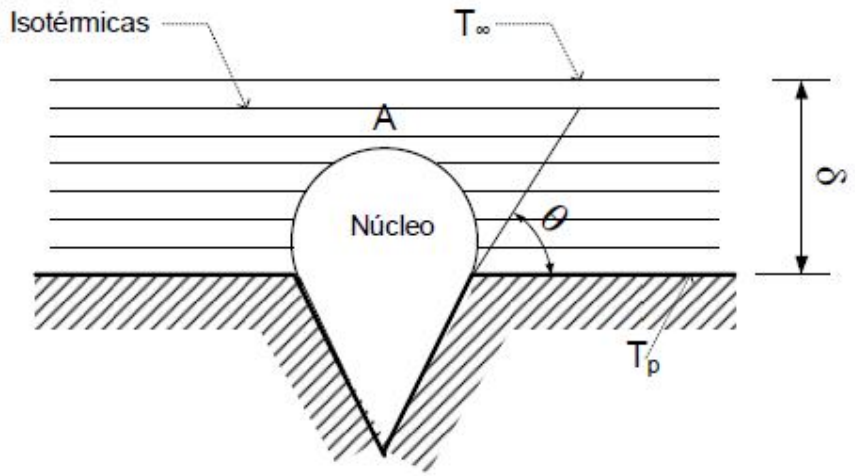


Figura 2.7 – Representação da formação e crescimento de uma bolha segundo critérios de Hsu e Graham (1954)

Mais recentemente, Kandlikar *et al.* (1997) propuseram um modelo para a nucleação de bolhas também baseados em Hsu e Graham (1954). Kandlikar e colaboradores observaram que a altura da bolha no momento do seu desprendimento da superfície é inferior a altura sugerida pelo modelo de Hsu e Graham, devido a uma estagnação do crescimento da bolha ocasionado pelo efeito do ângulo de contato da bolha com a superfície. Portanto, Kandlikar *et al.* (2007) incluíram o efeito do ângulo de contato em seu modelo e observaram que, comparado ao modelo de Bergles e Rohsenow (1964) sob o mesmo fluxo de calor, seu modelo prevê um superaquecimento superior para ativar cavidades de raio reduzido.

Stephan e Abdelsalam (1978) avaliaram um amplo banco de dados e treze diferentes números adimensionais foram combinados de acordo com quatro grupos de líquidos (água, hidrocarbonetos, líquidos criogênicos e refrigerantes). Eles propuseram correlações para a previsão do coeficiente de transferência de calor em ebulição em piscina baseados na regressão linear de mais que 5000 pontos experimentais, de seus próprios estudos e da

literatura. Esses autores avaliaram números adimensionais significativos e propuseram correlações específicas para o coeficiente de transferência de calor por ebulição. As equações (2.2) e (2.3) representam as correlações propostas por Stephan e Abdelsalam (1978) para o cálculo do número de Nusselt para a água.

$$Nu_{nb} = 0{,}246E7(X_1)^{0{,}673}(X_4)^{-1{,}58}(X_3)^{1{,}26}(X_{13})^{5{,}22} \tag{2.2}$$

$$Nu_{nb} = 0.246E7\left(\frac{\dot{q}d}{k_{l,sat}T_{sat}}\right)^{0.673}\left(\frac{r\,d^2}{a_{l,sat}^2}\right)^{-1.58}\left(\frac{C_{p,sat}T_{sat}d^2}{a_{l,sat}^2}\right)^{1.26}\left(\frac{\rho_{l,sat}-\rho_{v,sat}}{\rho_{l,sat}}\right)^{5.22} \tag{2.3}$$

Nesta correlação, o número de Nusselt modificado ($Nu = \frac{h_{nb}*d_b}{k_l}$), baseado no diâmetro de desprendimento da bolha (d_b), é dado como produto de adimensionais e através de análise de regressão um expoente empírico e constantes foram ajustados com base em um amplo banco de dados da literatura. Para a correlação proposta para água, os adimensionais estabelecidos pelos autores foram X_1, representa o fluxo de calor que deve ser fornecido ao sistema de forma a atingir a ebulição, X_4 , é o calor que o sistema precisa fornecer para que uma bolha se desprenda da superfície de transferência de calor, X_3 caracteriza o calor que deve ser transferido ao fluido refrigerante para que este atinja o estado de saturação à pressão constante e X_{13} que representa a razão entre as forças de empuxo para o escoamento bifásico e para o escoamento monofásico saturado. O diâmetro de desprendimento da bolha é calculado como se segue, onde β é o ângulo de contato do líquido e b é a constante de Laplace:

$$d_b = 0{,}146\beta b \tag{2.4}$$

$$b = \sqrt{\frac{2*\sigma}{g*(\rho_l-\rho_v)}} \tag{2.5}$$

E resultam no coeficiente de transferência de calor para a ebulição nucleada de água (h_{nb}), dada conforme a seguinte equação:

$$h_{nb} = \frac{0{,}246E7(X_1)^{0{,}673}(X_4)^{-1{,}58}(X_3)^{1{,}26}(X_{13})^{5{,}22}d_b}{k_f} \quad (2.6)$$

De maneira geral, para a avaliação do coeficiente de transferência de calor em ebulição nucleada em piscina, correlações vêm sendo propostas considerando distintos fatores, principalmente relacionados com as características da superfície de troca térmica, como rugosidade da parede e material de fabricação da superfície. A partir de uma análise do coeficiente de transferência de calor em processos em ebulição, Cooper (1984) propôs uma correlação para o coeficiente considerando a rugosidade da parede (R_p) de troca térmica e a pressão reduzida (P_r) do fluido, como os principais fatores, apresentada pela Equação 2.7.

$$h_{nb} = 55p_r^{\left(0{,}12-0{,}4343lnR_p\right)}(-0{,}4343lnp_r)^{-0{,}55}M^{-0{,}5}q^{0{,}67} \quad (2.7)$$

Outros autores contabilizam em suas correlações os efeitos da rugosidade da superfície de transferência de calor, como Ribatski e Saíz-Jabardo (2003) que, além dos efeitos da rugosidade da parede, incluíram a influência do material da superfície aquecida. A Equação (2.8) representa a correlação proposta por esses autores, a qual apresentou concordância razoável com os dados experimentais independentes obtidos pelos autores, com aproximadamente 75% dos pontos experimentais com erro entre ± 20%.

$$h_{nb} = B\left(q^{0{,}9-0{,}3p_r^{0{,}2}}\right)p_r^{0{,}45}(-\log(p_r))^{-0{,}8}M^{-0{,}5}R_p^{0{,}2} \quad (2.8)$$

2.3.2. Ebulição convectiva

Para a previsão do coeficiente de transferência de calor, três abordagens são adotadas: i) fenomenológica, consiste na avaliação dos fenômenos físicos através das equações de

conservação (massa, momento e energia), ii) empírica, onde as correlações são desenvolvidas a partir de observações experimentais relacionando as características operacionais e do sistema de transferência de calor e iii) Semi-empírico, que consiste em uma modelagem teórica ajustada através de parâmetros empíricos. A Tabela 2.1 apresenta uma série de métodos para o cálculo do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva, avaliados por Tibiriçá (2011).

Tabela 2. 1- Métodos para o cálculo do coeficiente de transferência de calor avaliados por Tibiriçá (2011)

Autor	Classificação	Aplicação
Chen (1966)	Empírico	Ebulição convectiva em macrocanais
Liu e Winterton (1991)	Empírico	Ebulição convectiva em macrocanais
Qu e Mudawar (2003)	Fenômenológico	Ebulição convectiva em microcanais para escoamento anular em microcanais
Zhang, Hibiki e Mishima (2004)	Empírico	Ebulição convectiva em microcanais
Thome, Dupont e Jacobi (2004)	Semi-empírico	Ebulição convectiva em microcanais para escoamento pistonado
Kandlikar e Balasubramanian (2004)	Empírico	Ebulição convectiva em microcanais
Saitoh, Daiguji e Hirara (2007)	Empírico	Ebulição convectiva em microcanais e macrocanais com R134a.
Bertsch, Groll e Garimella (2009)	Empírico	Ebulição convectiva em microcanais.
Cioncolini e Thome (2011)	Semi-empírico	Ebulição convectiva durante escoamento anular

No intuito de capturar os efeitos de ebulição e de convecção, cuja influência relativa no coeficiente total varia com o título de vapor, Chen (1966) baseou sua correlação no modelo de Foster e Zuber (1955), Equação (2.10), para capturar os efeitos de ebulição nucleada, e Dittus-Boelter (1930), Equação (2.11), para avaliar a influência dos efeitos convectivos, conforme a seguinte equação:

$$h_{tp} = (Sh_{nb}) + (Fh_c) \tag{2.9}$$

$$h_{nb} = 0{,}00122\left[\frac{k_L^{0,75} cp_L^{0,45} \rho_L^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_{LG}^{0,29} h_{LG}^{0,24} \rho_G^{0,24}}\right] \Delta T_{sat}^{0,24} \Delta p_{sat}^{0,75} \tag{2.10}$$

$$h_c = 0{,}023 Re_L^{0,8} Pr_L^{0,4} \left(\frac{k_L}{D_i}\right) \quad (2.11)$$

Os parâmetros *S* e *F* foram definidos por Chen, respectivamente, como fatores de: supressão de nucleação de bolhas e intensificação de efeitos convectivos. Esse autor considera, incluídos em *F*, os efeitos de movimentação do líquido próximo à parede que supre a ativação dos núcleos de vapor, reduzindo o número de sítios ativos de nucleação. Enquanto que *F* representa o efeito da aceleração que o escoamento sofre devido à elevação da velocidade mássica do vapor durante o processo de evaporação.

Posteriormente, Liu e Winterton (1991) modificaram a correlação de Chen (1966) para a ebulição convectiva sob condições de subrresfriamento e saturação em dutos convencionais circulares e também de seção transversal anular, utilizando um amplo banco de dados cobrindo uma faixa de diâmetro de 2,92 a 32 mm. Segundo Liu e Winterton (1991), o coeficiente de transferência de calor em ebulição convectiva é composto pela parcela de ebulição em piscina dada por Cooper (1984), Equação (2.7), e pela parcela convectiva calculada pela correlação de Dittus-Boelter (1930), Equação (2.11). Esses autores adicionaram um fator multiplicador às parcelas de efeitos convectivos (e_f) e de ebulição nucleada (e_s) tais fatores estão relacionados à orientação do escoamento. Para escoamentos horizontais e número de Prantdl inferior a 0,05, esse fator é igual à unidade. Foi adotado um expoente assintótico igual a dois. A correlação para os fatores de supressão de nucleação de bolhas (*S*) e de intensificação de efeitos convectivos (*F*) e a correlação para o cálculo do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva, estão apresentadas, respectivamente, através das equações (2.12), (2.13) e (2.14).

$$S = \left(1 + 0{,}055 F^{0,1} Re_l^{0,16}\right)^{-1} \quad (2.12)$$

$$F = \left[1 + xPr\left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1\right)\right]^{0,35} \quad (2.13)$$

$$h_{tp}{}^2 = e_s (Sh_{nb})^2 + e_f (Fh_c)^2 \quad (2.14)$$

Zhang, Hibiki e Mishima (2004), baseados também na correlação de Chen (1966), desenvolveram um método de previsão do coeficiente de transferência de calor em ebulição convectiva saturada em microcanais. Estes autores mantiveram a correlação de Foster e Zuber (1955) para a parcela de ebulição nucleada. Para determinar a parcela convectiva, tanto para o fator de intensificação de efeitos convectivos quanto para o coeficiente monofásico de transferência de calor convectivo foram considerados os regimes do escoamento (laminar e turbulento) e modificaram o fator de intensificação de efeitos convectivos. Essa correlação apresentou boa previsão do coeficiente de transferência de calor quando comparada a dados experimentais da literatura para ebulição convectiva em microcanais, mesmo que nenhum parâmetro tenha sido ajustado para microcanais.

Thome, Dupont e Jacobi (2004) desenvolveram um modelo para a predição de transferência de calor em ebulição convectiva em microcanais baseado na passagem de bolhas alongadas de diâmetro próximo ao duto, as quais não coalescem e são separadas por pistões de líquido. O modelo fornece o coeficiente de transferência de calor médio durante a passagem cíclica de uma bolha, conforme ilustrado na Figura 2.8.

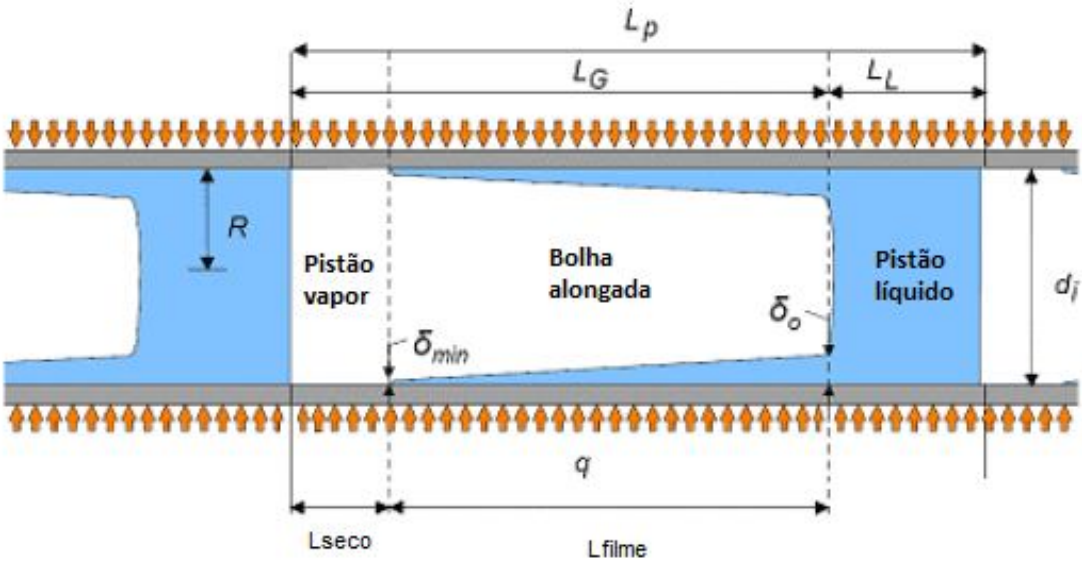


Figura 2. 8 - Modelo de três zonas de Thome et al.(2004)

O modelo compreende as seguintes regiões: i) o pistão de líquido, no qual o mecanismo de transferência de calor é a convecção através do pistão líquido ii) a bolha

alongada, onde a transferência de calor é dada principalmente pela evaporação da interface do filme líquido que circunda a bolha alongada, e iii) o pistão de vapor, em que o principal mecanismo de transferência de calor é a convecção monofásica de um pistão de vapor.

Um banco de aproximadamente 1600 dados experimentais foi levantado através dos resultados obtidos por seis diferentes laboratórios. Esse banco englobou resultados para sete diferentes fluidos refrigerantes (R11, R12, R113, R123, R134a, R141b e CO_2), variando a velocidade mássica de 50 a 564 Kg/m^{2}s, sob pressões que variavam entre 1,24 e 57,66 bar e sob fluxos de calor de 5 a 178 kW/m^2, para canais com dimensão característica entre 0,77 a 3,1 mm, variando o título de vapor de 0,01 a 0,99. E incluíram também dados para escoamento no padrão anular, o que pode acarretar distorção na previsão do modelo visto que o mesmo é baseado em um escoamento de bolhas alongadas, também definido como pistonado.

Um coeficiente de transferência de calor médio é calculado para cada zona e um coeficiente global é determinado considerando o período de passagem de cada zona relativo ao tempo de um ciclo conforme a seguinte equação.

$$h_{tp} = h_{pistão,l}(z)\frac{t_l}{\tau} + h_{filme}(z)\frac{t_{filme}}{\tau} + h_{pistão,v}(z)\frac{t_{seco}}{\tau} \quad (2.15)$$

Saitoh, Daiguji e Hihara (2007) levantaram dados experimentais para o R-134a em canais com diâmetro variando entre 0,51mm e 11,0mm. Com base nestes resultados, desenvolveram uma correlação para o coeficiente de transferência de calor para canais orientados horizontalmente, baseada no modelo proposto por Chen (1966), incluindo o efeito do diâmetro do duto, através do número de Weber da fase vapor. Outro trabalho desenvolvido baseando-se na proposição de Chen é o estudo de Berstch, Groll e Garimella (2009), no qual os autores utilizaram um extenso banco de dados abordando 12 diferentes fluidos refrigerantes, diâmetros variando entre 0,16 a 2,92 mm e velocidaded mássicas entre 20 e 3000 kg/ m^{2}s. A correlação proposta previu razoavelmente os resultados para os coeficientes de transferência de calor levantados pelos autores, considerada por eles, válida para canais horizontais e verticais.

Assumindo que para a ebulição convectiva o mecanismo dominante da transferência de calor no escoamento anular é a condução através do filme líquido, para um escoamento

termicamente desenvolvido, Qu e Mudawar (2003) propuseram um modelo para transferência de calor considerando a evaporação progressiva da película líquida durante o padrão anular. Esse modelo é baseado em quatro equações diferenciais: conservação de massa, energia e quantidade de movimento para as fases vapor e líquido. A partir da solução dessas equações determina-se a espessura do filme líquido. Neste modelo, efeitos de tensão superficial foram desprezados e efeitos relacionados ao desprendimento e à deposição de gotas foram incluídos. O coeficiente de transferência de calor é dado pela seguinte equação:

$$h_l = \frac{k_l}{\delta} \tag{2.16}$$

Tibiriçá (2011) propôs um modelo para escoamento anular que inclui efeitos de ondulações na interface. O modelo é integrado no tempo, o qual está relacionado com a fase da senóide formada pela ondulação do filme líquido e é definido conforme a seguinte equação:

$$\bar{h} = \frac{\int_0^{1/f} \frac{k_l}{\delta(1+\psi_m sen(2\pi f t))} dt}{1/f} \tag{2.17}$$

No desenvolvimento desse modelo, o autor considerou que o filme líquido tem espessura reduzida, de tal forma que a relação dada pela Equação (2.16) seja válida, e que o filme líquido apresente espessura uniforme ao longo do perímetro do canal. O autor introduziu o número de ebulição neste modelo a fim de capturar efeitos do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor. Quatro parâmetros foram ajustados a esta correlação, utilizando-se o banco de dados para tubos circulares levantado neste estudo. Tibiriçá (2011) definiu f como a fase da senóide percorrida pelas ondas na interface do filme líquido, outro parâmetro definido foi a amplitude da oscilação relativa da ondulação da interface do filme líquido, $\boldsymbol{\psi}_{\mathrm{m}}$, a teoria de ondas em filme finos foi adotada como descrita por Carey (1992), segundo a qual a amplitude da onda depende da razão de deslizamento das fases e da relação entre forças gravitacionais e tensão superficial, podendo esta ser escrita como uma função do número de Bond. Sendo que essa amplitude também é afetada por efeitos de instabilidades do escoamento e é definida conforme a seguinte equação:

$$\psi_m = 1{,}03\left(\frac{q}{Gi_{lv}}\right)^{0{,}0039}\left(\frac{u_v}{u_l}\right)^{-0{,}0064}\left(\frac{(\rho_l-\rho_v)g(D/2)^2}{\sigma}\right)^{0{,}0091} \quad (2.18)$$

Devido à complexidade deste modelo, os efeitos de instabilidade na espessura do filme foram desprezados e, então, a espessura média do filme, $\bar{\delta}$, é calculada através da equação abaixo:

$$\delta = \frac{D_t(1-\varepsilon)}{4} \quad (2.19)$$

Com a fração de vazio dada segundo a correlação de Rouhani e Axelsson (1970), dada conforme a equação abaixo.

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_v\left[\left((1+0{,}12(1-x))\left\{\left(\frac{x}{\rho_v}\right)+\left(\frac{1-x}{\rho_l}\right)\right\}\right)+\frac{1.18(1-x)(g\sigma(\rho_l-\rho_v)^{0.25}}{G\left(\rho_l^{0.5}\right)}\right]} \quad (2.20)$$

Cioncolini e Thome (2011) propuseram um método baseado em modelo algébrico de turbulência para escoamento anular, onde é possível calcular os perfis de temperatura e velocidade do filme líquido, além da espessura média do filme líquido, fração de vazio e coeficiente de transferência de calor. Cioncolini e Thome (2011) citam que os modelos algébricos são os mais simples entre os modelos de turbulência até então propostos. Esse modelo não inclui efeitos do fluxo de calor e, segundo seus autores, apresenta acuracidade próxima das melhores correlações disponíveis.

3. Propriedades de transporte e convecção forçada de nanofluidos

Com a evolução das tecnologias em setores como o nuclear e de processamento de dados, a densidade de fluxo de calor cuja dissipação é necessária tem se elevado exponencialmente. Para atender a estas demandas de forma eficaz em um ambiente caracterizado por mudanças rápidas, é essencial trabalhar continuamente em novas tecnologias. Neste cenário, o uso de nanofluidos em processos de transferência de calor foi apontado como uma oportunidade para o incremento da eficiência de equipamentos e sistemas e consequente redução da demanda por recursos naturais. Segundo Lee e Choi (1996), nanofluidos constituem uma alternativa promissora para aplicações que envolvem elevadas taxas de remoção de calor, especialmente em processos de transferência de calor em micro e nano escalas. A denominação de nanofluidos foi proposta por Choi (1995), primeiros autores a investigar tal tema. Neste estudo, eles observaram que partículas com dimensão média de 100 nm eram capazes de compor uma suspensão estável, ao contrário do que geralmente é observado para suspensões de partículas sólidas de dimensões convencionais, que se depositam de forma acelerada.

As nanopartículas utilizadas são geralmente óxidos de metais, pois além da capacidade de condução de calor destes materiais é de 100 a 1000 vezes superiores aos valores encontrados para a maioria dos líquidos, as mesmas possuem um valor comercial inferior aos valores de partículas como nanotubos de carbono. A adição destas partículas ao fluido refrigerante ocasiona alterações nas características do mesmo, formando uma suspensão, na qual propriedades como viscosidade dinâmica, tensão superficial, molhabilidade, densidade e calor específico são alteradas, possibilitando o uso deste fluido em novas aplicações ou no aprimoramento de processos já conhecidos. “Os nanofluidos constituem uma alternativa interessante em aplicações térmicas avançadas, em particular, para a transferência de calor em micro e nano escala, onde a remoção de fluxos de calor elevados se faz necessária” (HERIS; ETEMAD; ESFAHANY, 2007). Tal fato motivou pesquisadores a realizarem investigações experimentais e teóricas sobre o comportamento de nanofluidos e suas propriedades. Também

são investigados métodos para obtenção de nanopartículas e nanofluidos estáveis. Em estudos utilizando nanofluidos, a caracterização das nanopartículas é fundamental, uma vez que apenas com o conhecimento das características da partícula é possível comparar resultados experimentais e apresentar análises e conclusões confiáveis.

3.1.Estabilidade do nanofluido

A estabilidade de um nanofluido é um fator importante na avaliação das propriedades de transporte e termodinâmicas dos fluidos, assim como para a previsão de coeficientes de transferência de calor, visto que tais propriedades visam mensurar a influência das nanopartículas em suspensão no fluido refrigerante, no comportamento do fluido. A estabilidade do nanofluido pode ser afetada pela atração entre as partículas, formando aglomerados de nanopartículas, que passam a se comportar como partículas convencionais. Esses aglomerados tendem a precipitar mais facilmente que as nanopartículas individualmente, e também interferem na transferência de calor, devido a alteração da superfície de contato sólido-líquido. A precipitação das nanopartículas, seja pela aglomeração ou pela predominância das forças gravitacionais sobre as forças inerciais e forças de atração sólido-líquido, causa a deposição dessas partículas sobre a superfície de troca térmica e a alteração da concentração de nanopartículas na fase líquida. Esses efeitos afetam os mecanismos físicos responsáveis pela transferência de calor, como a nucleação de bolhas de vapor, o desprendimento das bolhas e a condução através do filme líquido.

A alteração de alguns parâmetros como acidez da solução e aditivos surfactantes e estabilizantes têm apresentado resultados positivos em relação à estabilidade das suspensões de nanopartículas em fluidos base. No entanto, a alteração na estabilidade causada pela introdução desses elementos na suspensão altera, consequentemente, propriedades de transporte e propriedades termodinâmicas. Devido à essa interação entre dispersantes e estabilizantes aos nanofluidos a análise dos efeitos provocados para os nanofluidos são dificilmente obtidos. Esses aditivos podem ser óleos dispersantes, estabilizantes ou soluções ácidas ou básicas, para a alteração do pH, parâmetro que também tem forte influencia na estabilidade da suspensão (WEN *et al.*, 2009; PENG *et. al.*, 2011; KATHIRAVAN *et al.*,

2009; YANG. *et al*., 2011; HERIS, 2011, PAKRAVAN; YAGHOUBI, 2011, ZHOU *et al*., 2012). Autores têm apresentado resultados experimentais de suspensões de nanopartículas em fluidos base estáveis, através da agitação ultrassônica dessas suspensões, mesmo sem a adição de aditivos estabilizantes sem a adição de aditivos estabilizantes. Entretanto, vale ressaltar a ocorrência de relatos na literatura indicando a impossibilidade da obtenção de suspensões estáveis através apenas da agitação ultrassônica.

Há na literatura discussões sobre a origem da estabilidade da suspensão de nanofluidos, modelos e correlações que buscam explicar a razão pela qual partículas de dimensões nanométricas são capazes de formar suspensões estáveis, ao contrário do que ocorre para suspensões convencionais de sólidos em líquidos, em que o particulado se precipita.

3.2. Propriedades de transporte e termodinâmica para nanofluidos

Modelos para a predição de propriedades de transporte de colóides e suspensões foram propostos ao longo do último século, especialmente nas duas últimas décadas do século vinte, quando as nanopartículas se tornaram alvo de grande atenção da comunidade científica. Conforme os resultados apresentados na literatura, com exceção do calor específico e da tensão superficial, as propriedades de transporte e termodinâmicas se elevam com o incremento da fração volumétrica de nanopartículas. As propriedades de transporte e termodinâmicas dos nanofluidos são afetadas pela concentração de nanopartículas na suspensão. Assim sendo, a alteração da concentração mássica altera consequentemente a capacidade de transferir e armazenar calor do fluido.

A influência da concentração de nanopartículas no processo de transferência de calor está relacionada a vários fatores que podem afetar diretamente, além das propriedades de transporte dos nanofluidos, os mecanismos físicos envolvidos. A fração volumétrica é calculada baseada na fração mássica, que é uma forma de exprimir quantitativamente uma solução. Esta concentração indica a massa de soluto por unidade de volume de uma solução a

uma dada temperatura. A fração volumétrica de soluto em uma dada solução é dada em percentual e definida como:

$$\emptyset_v = \frac{\emptyset_m(\rho_l)}{\emptyset_m(\rho_l)+(1-\emptyset_m)\rho_p} \quad (3.1)$$

Em escoamentos monofásicos a influência da concentração de nanopartículas está relacionada, principalmente, às propriedades de transporte e termodinâmicas do fluido. Entretanto, para escoamentos bifásicos, além da influência nas propriedades de transporte e termodinâmicas, à medida que a concentração de nanopartículas na fase líquido é incrementada devido à evaporação do líquido, alguns mecanismos físicos são diretamente afetados, a formação de núcleos de vapor, o processo de crescimento e de desprendimento das bolhas, a espessura do filme líquido e a capilaridade do fluido.

3.2.1. Condutividade térmica

A adição de nanopartículas a um fluido base resulta no incremento de sua condutividade térmica. Maxwell (1904) desenvolveu o primeiro modelo para a previsão da condutividade térmica de suspensões de partículas de reduzida dimensão em um líquido, tendo a fração volumétrica de partículas adicionadas ao líquido como parâmetro de ponderação entre a condutividade térmica das partículas sólidas e do líquido base, conforme a seguinte equação:

$$k_{coloide} = \frac{k_p+2k_l+(k_p-k_l)\emptyset_v}{k_p+2k_l-(k_p-k_l)\emptyset_v} k_l \quad (3.2)$$

Hamilton-Crosser (1962) desenvolveram um modelo a partir de Maxwell, adicionando um fator de forma da partícula no cálculo da condutividade térmica. Este modelo foi posteriormente modificado por Yu e Choi (2003). Eles acrescentaram a influência do tamanho

da partícula e assumiram a existência de uma nanocamada de líquido, que se comporta como sólido e eleva a capacidade de condução de calor entre as nanopartículas e o fluido base.

Alguns estudos disponíveis têm demonstrado que a condutividade térmica dos nanofluidos apresenta uma elevação razoável quando comparada ao valor dos fluidos de base (XUAN; LI, 1999, EASTMAN *et al*.,2001). Na Tabela 3.1 são apresentados valores para a condutividade térmica efetiva de nanofluidos obtidos experimentalmente por diversos autores.

Tabela 3. 1- Dados para a condutividade térmica efetiva (kef = 100knf/kf) de nanofluidos

Autor	Nanofluido	d_p (nm)	Φ (%)	k_{ef} (%)
Pak; Cho (1998)	Alumina/água	13	1,34 e 2,78	10 e +20
Lee *et. al.* (1999)	Alumina/água	38	4,3	11
Maiga *et al*. (1999)	Alumina/água	28	5,5	16
Wen; Ding (2004)	Alumina/água	27 a 56	1,6	10
Murshed *et al.* (2008)	Alumina/ Etilenoglicol	80	5	45
Hwang *et al*. (2009)	Alumina/água	30	0,3	1,44
Ho; Wei; Lee (2010)	Alumina/água	33	1,0 e 2,0	2,5 e 5
Chandrasekar; Suresh; Bose (2010)	Alumina/água	43	0,3 a 3	1,7 a 9,7
Longo; Zilio (2011)	Alumina/água	30	1 a 4	23
Kim *et al.* (2012)	Alumina/etilenoglicol	80	5,5	13,27a 25,81

A Tabela 3.1 apresenta comportamentos similares para o nanofluido composto por nanopartículas de alumina, na qual é observado o acréscimo da condutividade térmica do fluido após a adição de nanopartículas. Tal comportamento é esperado, visto que as partículas sólidas possuem valores superiores para a condutividade térmica que os valores apresentados por líquidos. No entanto, é possível observar que há pequenas distinções entre os valores observados para nanofluidos similares, como os resultados observados por Murshed *et al.* (2008) e Kim *et al.* (2012). Tal distinção pode estar relacionada aos métodos utilizados para a medida da condutividade térmica, mas também a características específicas das nanopartículas e da formulação do nanofluido.

É interessante observar que os estudos de Ho, Wei e Lee (2010) e Longo e Zilio (2011) utilizaram nanofluidos de composição similar com partículas de diâmetros similares e frações volumétricas similares e, no entanto, obtiveram resultados significativamente distintos. Entretanto, a fração volumétrica de nanopartículas no fluido é evidentemente um ponto chave no acréscimo da condutividade térmica de nanofluidos. Autores relacionam a influência da concentração volumétrica a fenômenos físicos que seriam responsáveis pelo incremento da condutividade térmica e do coeficiente de transferência de calor, entretanto, o que se pode afirmar é que, mantendo-se a fração volumétrica, a área total de troca térmica entre partículas eleva-se com a redução do tamanho da partícula.

No intuito de levantar o comportamento da condutividade térmica de nanofluidos, MacKrell *et al*. (2010) avaliaram os resultados experimentais de condutividade térmica para um mesmo nanofluido medidos por 32 diferentes laboratórios do mundo. Para tanto, esses autores enviaram a cada um dos laboratórios as amostras de nanopartículas e aditivos que deveriam ser utilizadas nos testes, assim como os procedimentos de preparação dosnanofluidos e de medição da condutividade térmica. Através da avaliação desse banco de dados, os autores concluíram que o desvio máximo observado para os dados obtidos para a condutividade térmica em relação ao valor médio para a condutividade da amostra de nanofluido foi de 5%, para todos os laboratórios participantes, e que o acréscimo da condutividade térmica se eleva conforme o acréscimo da concentração volumétrica de nanopartículas. Apesar de diversos estudos terem sido efetuados visando o desenvolvimento de modelos teóricos para a predição da condutividade térmica efetiva, segundo Xuan *et al.* (2003) ainda não há um modelo que possa ser indicado como geral.

3.2.2. Viscosidade

A viscosidade também se eleva com a adição de nanopartículas a um fluido base. Estudos experimentais sobre a viscosidade dinâmica de nanofluidos vêm sendo constantemente publicados, a fim de traçar um panorama sobre o comportamento reológico dessas suspensões. Nguyen *et al.* (2008) investigou nanopartículas de alumina/ água com dimensão média de 36 e 47nm e observou incrementos razoáveis na viscosidade dinâmica,

assim como outros diversos autores. O incremento da viscosidade com acréscimo das nanopartículas a um fluido é esperado, pois devido ao acréscimo de partículas sólidas a um líquido, a tensão de cisalhamento que deve ser aplicada a esse fluido para que ele escoe em uma velocidade constante é incrementada, que resulta do acréscimo da constante viscosa.

Neste contexto, há uma ampla discussão na literatura que aborda a linearidade entre a força de cisalhamento e a taxa de deformação do fluido. Há na literatura autores que afirmam que nanofluidos a base de água apresentam características Newtonianas, como os resultados observados por Longo e Zilio (2011). No entanto, há estudos sobre o comportamento reológico de nanofluidos compostos por água que contestam tais resultados, apresentando comportamento não linear para o nanofluido, como os resultados observados por Chandrasekar, Suresh e Bose (2010).

A Tabela 3.2 apresenta alguns dados experimentais obtidos para a viscosidade efetiva de nanofluidos, ou seja, a viscosidade do nanofluido sobre a viscosidade do fluido base, isso representa a influência das nanopartículas.

Tabela 3. 2 - Dados para a viscosidade efetiva ($\mu_{ef} = \mu_{nf}/\mu_f$) de nanofluidos

Autor	Nanofluido	d_p (nm)	Φ (%)	μ_{ef} (%)
Wang *et al.* (1999)	Alumina/água	28	5,0	86
Lee *et al*. (2007)	Alumina/ água	43	0,01 a 0,3	0,08 a 2,9
Nguyen *et al.(*2008)	Alumina/água	36 e 47	1,0	25 e 18
Murshed *et al.* (2008)	Alumina/água	80	4,3 e 5,0	60 e 82
Chandrasekar; Suresh; Bose (2010)	Alumina/ água	43	0,33 a 5,0	136
Ho; Wei; Li (2010)	Alumina/água	33	1,0 e 2,0	4,8 e 27
Longo; Zilio (2011)	Alumina/água	285	1 a 4	45 a 150
Aladag *et al.* (2012)	Alumina/água	30	1,0	aumento

Os resultados apresentados nessa tabela apresentam o acréscimo da viscosidade do nanofluido comparado aos valores de viscosidade para o fluido base. Nessa tabela é apresentado também o acréscimo da viscosidade com o acréscimo da concentração volumétrica, comportamentos observados por Murshed *et al.* (2008) e Ho, Wei e Li (2010). Nguyen *et al*. (2008) investigaram o comportamento da viscosidade do nanofluido em relação

ao diâmetro do das nanopartículas adicionadas ao fluido base. Esses autores observaram que para dois distintos diâmetros de partícula, ambos em escala nanométrica, o menor diâmetro apresenta um acréscimo superior da viscosidade do nanofluido quando comparado ao fluido base. Tal comportamento pode estar relacionado ao fato que para um mesma massa uma substância, quanto menor o diâmetro da partícula, maior é o número de partículas, consequentemente, maior é a fricção entre as partículas elevando ainda mais a viscosidade do colóide. O acréscimo da viscosidade em relação à concentração volumétrica varia significativamente de autor para autor. Muitas vezes os resultados se alteram mesmo diante de ínfimas alterações nas características físicas da partícula, como diâmetro e forma. Pode ser observado através dos dados apresentados na Tabela 3.2, que para um nanofluido similar com partículas com mesma dimensão característica que estudos distintos apresentam resultados bastante divergentes como os resultados observados por Lee *et al.* (2007) e Chandrasekar, Suresh e Bose(2007).

Fazendo uma comparação entre nanofluidos similares frações volumétricas superiores, como 5% observa-se que há incremento considerável da viscosidade, no entanto não há uma relação direta entre esse incremento e o diâmetro da partícula. Mesmo para frações inferiores há o incremento da viscosidade e também há uma distinção dos resultados mesmo para casos similares como o de Nguyen *et al.* (2008) e Ho, Wei e Li (2010). Essas discrepâncias podem estar relacionadas com fatores como a metodologia experimental utilizada assim como a homogeneidade da suspensão, devido a existência ou nao de aglomerações de nanopartículas.

Estudos disponíveis na literatura apresentam correlações para a previsão da viscosidade de suspensões e colóides. Einstein (1926, apud DOVER PUBLICAÇÕES, 1956) foi o precursor ao propor uma correlação para a viscosidade de suspensões de partículas sólidas de dimensões reduzidas em um fluido base, dada pela seguinte equação:

$$\mu_{nf} = (1 + 2{,}5\Phi_v)\mu_f \tag{3.3}$$

Correlações para o cálculo da viscosidade de colóides podem ser encontradas em Brinkman (1952), Batchelor (1977). Alguns autores têm apresentado correlações para o cálculo da viscosidade de nanofluidos, baseadas em seus dados experimentais, como as correlações apresentadas por Wang *et al.* (1999) e Corcione (2011). Maiga *et al.* (2005)

desenvolveram uma equação especifica de viscosidade para o nanofluido de alumina e água baseado em dados experimentais de viscosidade, conforme a seguinte equação:

$$\mu_{nf} = (123\Phi_v^2 + 7{,}3\Phi_v + 1)\mu_f \quad (3.4)$$

3.2.3. Molhabilidade e Tensão Superficial

A determinação da influência da concentração de nanopartículas na molhabilidade de um nanofluido é necessária para a investigação da ebulição convectiva de nanofluidos, visto que o processo de nucleação de bolhas é afetado pela molhabilidade e consequentemente pela presença das nanopartículas.. A Figura 3.1 apresenta como o ângulo de contato em uma superfície sólida é medido para cada caso, uma gota de líquido no vapor ou uma bolha de vapor no líquido.

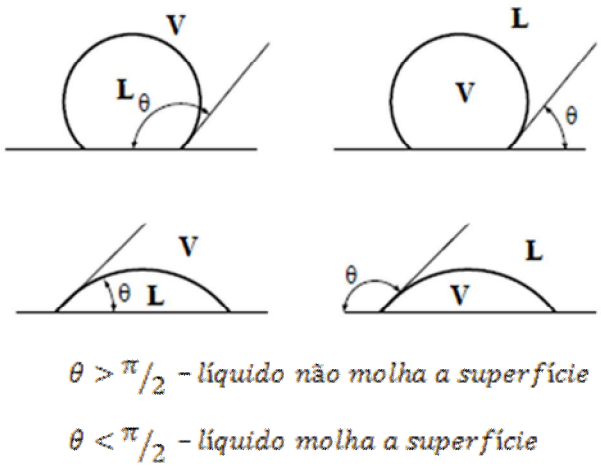


Figura 3. 1- Ângulo de contato e molhabilidade de uma superfície

Elevando-se a molhabilidade da superfície, as suas cavidades são preenchidas com líquido mais facilmente. Uma vez inundadas, o superaquecimento local da superfície,

necessário para uma nova nucleação é superior. Além disso, cavidades menores que não são inundadas também necessitam um superaquecimento superior para a sua ativação. A molhabilidade de um fluido convencional é elevada quando este é acrescido de nanopartículas, devido à redução do ângulo de contato entre o fluido e a superfície.

Gasques *et al.* (2011) avaliaram o ângulo de contato de um nanofluido composto por água e alumina sobre uma superfície de aço inoxidável. Eles mediram o ângulo de contato para a água deionizada e nanofluido de alumina/ água para concentrações volumétricas do nanofluido de 0,5%, 1,0%, 1,5% e 2,0%. Esses autores observaram que há uma redução significativa do ângulo de contato ao acrescentar nanopartículas ao fluido. Um incremento da concentração de nanopartículas de 0 para 1,0%, resultou na variação do ângulo de contato de 80 para 40°.Incrementos adicionais na concentração de nanopartículas resultou em variações desprezíveis do ângulo de contato. A Figura 3.2 apresenta o registro fotográfico do ângulo de contato de uma gota de nanofluido de alumina/ água na concentração volumétrica de 1% de nanopartículas.

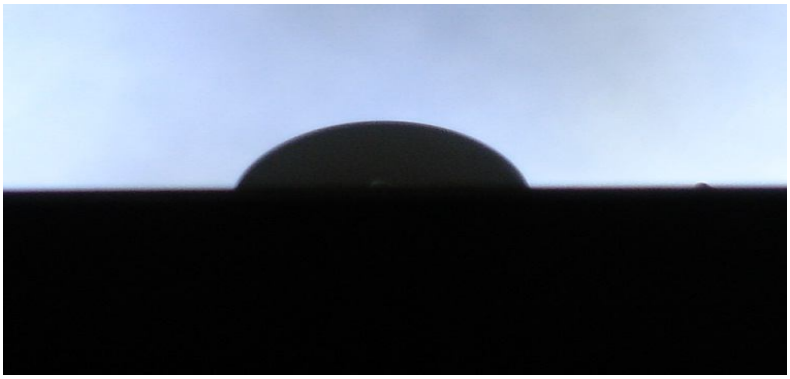


Figura 3. 2 - Registro fotográfico de uma gota de nanofluido de alumina/ água em uma superfície de aço inoxidável (GASQUES *et al.*, 2011)

A Figura 3.3 ilustra o registro fotográfico realizado por Coursey e Kim (2008). Eles observaram que houve uma redução do ângulo de contato do nanofluido comparado à água pura, comportamento semelhante ao observado por Gasques *et al.* (2011). Coursey e Kim (2008) investigaram experimentalmente a molhabilidade de um nanofluido composto por alumina e água, evidenciando a redução do ângulo de contato de 89° para a água (Figura 3.3 a) para variações entre 25° e 50° para o nanofluido (Figura 3.3 b). Essa variação no ângulo de

contato do nanofluido foi atribuída pelos autores à deposição de nanopartículas sobre a superfície, elevando a capacidade da superfície de ser molhada.

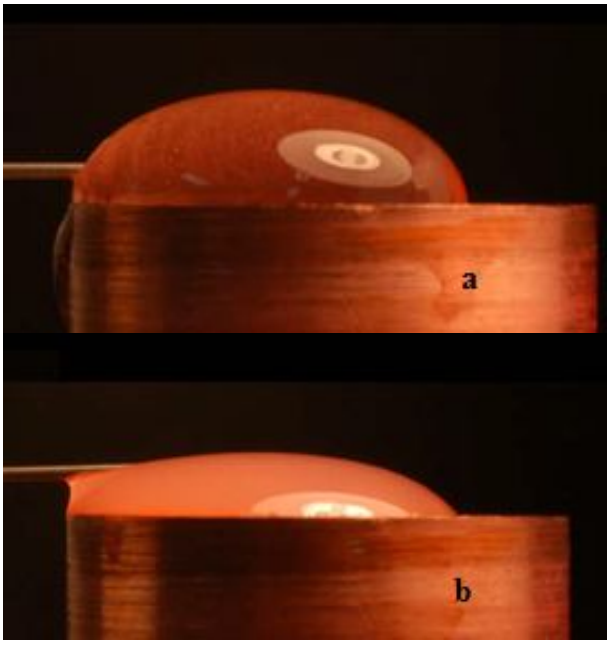


Figura 3. 3 - Registros fotográficos de gotas em superfície de cobre a) água deionizada e b) nanofluido de alumina/ água deionizada a concentração de 1,02g/L (COURSEY; KIM, 2008)

Wen (2011) observou o comportamento de uma bolha de vapor de um nanofluido de alumina/ água para concentração volumétrica de 0,001, 0,01 e 0,1 %. Ele investigou as características da formação e desenvolvimento de uma bolha de vapor, sob condições adiabáticas a fim de excluir o efeito de gradiente de temperatura e seus efeitos na variação da tensão superficial ao longo da interface da bolha. Através da visualização com câmera de alta velocidade, Wen observou a variação do ângulo de contato das bolhas em relação ao seu volume e observou que para as bolhas no estágio de formação o ângulo de contato é similar ao da água. No entanto, há uma significativa redução do ângulo de contato para bolhas com volumes mais elevados, na fase de desprendimento das bolhas. A Figura 3.4 ilustra as observações realizadas por Wen (2011).

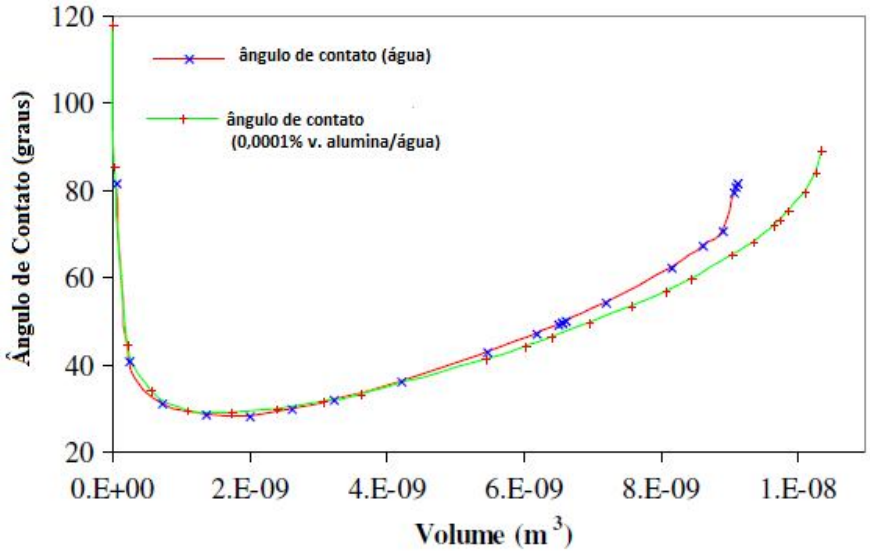


Figura 3. 4 - Variação do ângulo de contato durante o crescimento de uma bolha em condições adiabáticas (WEN, 2011)

O ângulo de contato e a tensão superficial são relacionados pela equação de Young, Equação 3.5. Assim conclui-se que a adição de nanopartículas ao fluido base também afeta a tensão superficial.

$$\sigma_{VL} = \frac{\sigma_{VS} - \sigma_{LS}}{\cos\theta} \tag{3.5}$$

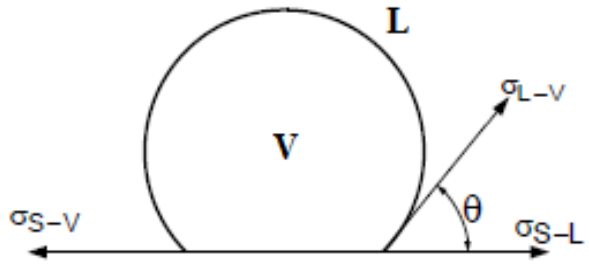


Figura 3. 5 - Representação das forças de tensão superficial de uma bolha de vapor em um meio líquido e em contato com uma superfície sólida

Dentro deste contexto Coursey e Kim (2008), para alumina/ água, e Murshed *et al.* (2008) para nanofluido de TiO_2/ água, observaram a redução da tensão superficial do nanofluido em relação ao fluido base com incremento o incremento da nanopartícula. Chen, Phuoc e Martello (2011) avaliaram a tensão superficial de gotas de nanofluido durante a evaporação através do método da gota pendente. Esse método é baseado na avaliação da forma de uma gota incompleta (pendurada), utilizando os princípios de equilíbrio entre a força gravitacional e a tensão superficial. Esses autores utilizaram três composições de nanofluidos baseadas em água, eles utilizaram nanopartículas de laponite, Ag e Fe_2O_3. Para os nanofluidos compostos por prata e laponite, observaram a redução na tensão superficial, ainda que para concentrações mássicas de nanopartículas reduzidas. Para o nanofluido de Fe_2O_3 em água, suspensões estáveis sem o acréscimo de aditivos não foram obtidas. Desta forma, adicionaram polivinilpirrolidona (PVP) em uma concentração mássica de 1% em relação ao nanofluido. Procedimento similar foi realizado para a prata a fim de avaliar os efeitos do agente estabilizador. Para ambos os nanofluidos com a adição de PVP não foi observada alteração na tensão superficial quando comparados à tensão superficial do fluido base.

Globulivoc *et al.* (2009) para em , e Kim, H., Kim, J. e Kim, M. (2007) para nanofluido de alumina em água, não verificaram efeitos significativos da concentração de nanopartículas na tensão superficial. Entretanto, há resultados na literatura que divergem desses, apresentando o acréscimo da tensão superficial dos nanofluidos, como o estudo de Kim *et al.* 2007, no qual foram avaliados três nanofluidos formados por óxido de alumina, zircônio e de sílica, suspensas em água, variando a concentração volumétrica de 0,001 a 0,1%. Esses autores alteraram o pH das suspensões para minimizar a aglutinação entre as nanopartículas e a deposição das mesmas. Eles observaram o acréscimo da tensão superficial com o incremento da concentração de nanopartículas para os nanofluidos de alumina/água e zircônia/ água, enquanto para sílica em água houve redução da tensão superficial com o incremento da concentração de nanopartículas. Conforme indicado, há muita divergência nos resultados experimentais apresentados na literatura relacionados aos comportamentos do ângulo de contato e da tensão superficial com a variação da concentração de nanopartículas, tal divergência pode estar relacionada a fatores como a natureza das nanopartículas; suas dimensões e formas, a concentração utilizada, ao método de preparação do nanofluido e grau de estabilização, além de métodos distintos, remedições e a propagação de erros experimentais.

3.2.4. Outras propriedades

Estudos em número inferior são encontrados para as demais propriedades de nanofluidos, como o calor específico e a massa específica. Correlações para o cálculo do calor específico de nanofluidos baseadas na regra da mistura foram propostas por Xuan e Roetzel (2000) e Zhou e Ni (2008), representadas pelas equações (3.6) e (3.7), e para o cálculo da massa específica a equação (3.8) apresenta a correlação proposta por Pak e Cho (1998).

$$cp_{nf} = (1 - \Phi_v)cp_f + \Phi_v cp_{np} \tag{3.6}$$

$$cp_{nf} = (1 - \Phi_v)cp_f\rho_f + \Phi_v cp_{np}\rho_{np} \tag{3.7}$$

$$\rho_{nf} = (1 - \Phi_v)\rho_f + \Phi_v \rho_{np} \tag{3.8}$$

3.3. Convecção Forçada de Nanofluidos

Uma parcela significativa dos estudos sobre transferência de calor envolvendo nanofluidos foca em escoamentos monofásicos e principalmente em convecção forçada interna a canais. Estudos apontam acréscimo no coeficiente de transferência de calor através de mecanismo de convecção forçada superiores a 30% (PAK; CHO, 1998; XUAN; LI 2002). Diferentes mecanismos têm sido indicados como responsáveis pelo incremento do coeficiente de transferência de calor com o acréscimo da concentração de nanopartículas. A combinação de efeitos de condutividade térmica, viscosidade e massa específica, os quais têm seus valores elevados com o acréscimo na concentração de nanopartículas, estão relacionados a esse acréscimo. Dentre os efeitos abordados, o incremento na condutividade térmica da suspensão

tem sido citado como o principal fator para o incremento no coeficiente de transferência de calor convectivo de nanofluidos; *k* é diretamente proporcional ao coeficiente de transferência de calor.

$$h_{c,nf} = \frac{k_{nf}\, Nu_{c,nf}}{d} \tag{3.9}$$

A primeira correlação para a previsão do *h* durante convecção forçada de nanofluidos disponíveis na literatura foi proposta por Pak e Cho (1998). Ela é baseada no modelo de Dittus-Boelter para regime de escoamento turbulento e foi ajustada através de dados experimentais para convecção forçada de nanofluidos composto por alumina e água, em regime turbulento, sendo dada pela seguinte equação:

$$Nu_{PC} = 0{,}021 Re^{0{,}8} Pr^{0{,}5} \tag{3.10}$$

Desde então estudos envolvendo o desenvolvimento de modelos e correlações para a previsão do coeficiente de transferência de calor convectivo para nanofluidos vêm sendo publicados na literatura. Entretanto, as diversas correlações para a previsão da transferência de calor de nanofluidos apresentadas na literatura não foram consolidadas como métodos eficazes para a predição dos coeficientes de transferência de calor e ainda podem ser verificadas discrepâncias entre os resultados experimentais e valores previstos por essas correlações. Essa discrepância pode ser, parcialmente, explicada pelo fato de que tais correlações são, geralmente, propostas através da regressão linear de dados experimentais específicos para determinadas condições. A Tabela 3.3 apresenta estudos que desenvolveram correlações para a previsão do $h_{c,nf}$.

Tabela 3. 3 - Correlações propostas para o cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor ($h_{c,nf}$) de nanofluidos.

Autor	Classificação	Regime
Pak e Cho (1998)	Semi-empírico	Turbulento
Li e Xuan (2002)	Semi-empírico	Turbulento
Maiga *et al*. (2005)	Numérico	Laminar
Heris *et al.* (2007)	Semi-empírico	Laminar
Sharma *et al.* (2009)	Empírico	Transição
Rea *et al.* (2009)	Empírico	Laminar
Ho *et al.* (2011)	Semi-empírico	Laminar
Hojjat *et al*. (2011)	Semi-empírico	Turbulento

Resultados experimentais para a convecção forçada de nanofluidos disponíveis na literatura têm apresentado discrepância. Um fator que gera discrepância entre resultados experimentais é a ampla variedade de composições de nanofluidos, mesmo para nanofluidos similares pode haver distinção da concentração volumétrica de nanopartículas ou distinção do diâmetro da partícula utilizada, até mesmo a forma das nanopartículas pode influenciar na dinâmica do processo. Dessa forma, a caracterização das partículas e nanofluido, assim como o ajuste do sistema de troca térmica é de grande importância para a análise da transferência de calor.

Apesar dos resultados experimentais para distintas composições de nanofluidos apresentarem diferenças, de maneira geral o coeficiente convectivo de transferência de calor teve um comportamento similar, se sendo incrementado eleva com o incremento da concentração de nanopartículas. Este comportamento esta relacionado em parcela à combinação de alterações causadas pela adição de nanopartículas nas propriedades do fluido, como a elevação da massa específica, o incremento da viscosidade, a redução do calor específico e o acréscimo da condutividade térmica. A Tabela 3.4 apresenta resultados experimentais de estudos sobre a convecção forçada de nanofluidos compostos por água e nanopartículas de alumina, na qual pode ser observada a ampla variação entre resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor para nanofluidos, de nanofluidos compostos por nanopartículas e fluido base de mesma natureza.

Tabela 3. 4 - Resultados experimentais obtidos para o coeficiente convectivo de transferência de calor (h_c) de nanofluidos de alumina/água para diferentes condições

Autor	Regime	D_t (mm)	d_p (nm)	Φ_v (%)	$h_{c,nf}$ (%)
Pak e Cho (1998)	turbulento, horizontal	10,66	13	1,34 e 2,78	45 e 75
Wen e Ding (2004)	laminar, horizontal	4,5	27 a 56	1,6	41 a 47
Lee e Mudawar (2007)	laminar, horizontal,	0,341	36	1,0 e 2,0	Há aumento
Heris, Esfahany e Etemad (2007)	horizontal, laminar	6,0	20	0,2 a 2,5	40
Rea *et al.* (2009)	Laminar, vertical	4,5	50	6	27
Jung (2008)	laminar, horizontal	1,27	170	1,8	32
Hwang (2008)	laminar, horizontal	1,812	30	0,3	8
Sharma, Sundar e Sarma (2009)	transição, horizontal	19	47	3	13,77 a 23,69
Kim *et al.* (2009)	laminar e turbulento, horizontal	4,57	20 a 50	3,0	20
Ho, Wei e Li (2010)	laminar , horizontal	0,36	33	1,0 e 2,0	30 e 70
Chandrasekaret *al.* (2010)	Laminar, horizontal	4,85	43	0,1	12,24

Wen e Ding (2004) realizaram experimentos para uma solução de Al_2O_3 em água para diferentes concentrações para a região de entrada sob condições de regime laminar e observaram melhorias para o coeficiente de transferência de calor local nas posições axiais de em comparação com a água pura. Eles também observaram que o incremento na concentração provocava uma elevação no número de Reynolds. O acréscimo na densidade do nanofluido é mais significativamente influenciado pelo incremento na concentração de nanopartículas que a viscosidade dinâmica do nanofluido, portanto, o Re se eleva com o incremento da concentração de nanopartículas, mesmo considerando a elevação da viscosidade do fluido. Kim *et al.* (2009) investigaram o efeito de nanofluidos sobre a transferência de calor convectiva para uma superfície tubular sob condição de fluxo de calor constante para regimes de escoamento laminar e turbulento.

É interessante observar que o diâmetro do duto de escoamento tem papel importante na avaliação do coeficiente convectivo de transferência de calor, os resultados de Wen e Ding (2004), Rea *et al.* (2009) e Kim *et al.* (2009) são significativamente distintos, mesmo para nanofluidos similares e diâmetro do duto similares (em torno de 4,5 mm que são considerados como canais convencionais), não sendo possível relacionar diretamente a influência da concentração de nanopartículas ao incremento do coeficiente de transferência de calor. No caso de diâmetros inferiores, usualmente classificados como microcanais, como nos estudos de Lee e Mudawar (2007) e Ho, Wei e Li (2010), os nanofluidos utilizados são similares e ambos apresentam incremento do coeficiente de transferência de calor, sendo que Ho, Wei e Li (2010), observaram uma diferença significativa para CTC dada a concentração de nanopartículas adicionada ao nanofluido.

A Tabela 3.5, alguns resultados experimentais levantados a partir da literatura para o coeficiente de transferência de calor para nanofluidos compostos por diversas nanopartículas.

Tabela 3. 5 - Resultados experimentais obtidos para o coeficiente convectivo de transferência de calor (h_c) para nanofluidos compostos por nanopartículas e fluidos base distintos.

Autor	Nanofluido	D_t (mm)	d_p (nm)	Φ_v (%)	h_c (%)
Pak; Cho (1998)	TiO_2/ água	10,66	27	0,99, 2,04 e 3,16	Há aumento
Ding *et al.* (2006)	CNT*/ água	3,97	100	0,5 (m)	350
Chen *et al.* (2008)	TiO_2/ água	3,97	50	0,5, 1.0 e 2,0 (m)***	Há aumento
Duangthongsuk; Wongwises (2010)	TiO_2/ água	8,13	21	0,2 a 2	26
Peyghambazardeh *et al.* (2011)	Al_2O_3/ etilenoglicol+ água	19,05	20	0 a 1	40
Hojjat *et al.* (2011)	Al_2O_3/ água +CMC**	10,0	25	1,5	55,14
	TiO_2/ água +CMC	10,0	10	1,5	27,7
Zamzamian *et al.* (2011)	Al_2O_3/ etilenoglicol	12	20	0,1, a 1,0	38,3
	CuO/ etilenoglicol	12	20	0,1, a 1,0	49,33

* CNT: nanotubos de carbono ** CMC: carboni metil-celulose ***(m): concentração mássica

Pela avaliação dos dados apresentados na Tabela 3.5 é possível observar a influência que as características intrínsecas de cada nanopartícula exercem no coeficiente de transferência de calor, como os resultados apresentados por Zamzamian *et al.* (2011) que investigaram o comportamento de dois nanofluidos distintos, Al_2O_3/ etilenoglicol e CuO/ etilenoglicol, para um mesmo diâmetro de duto, mesmas concentrações de nanopartículas, mesmo diâmetro de nanopartículas, e observaram um acréscimo do CTC superior para o nanofluido de alumina. Resultado esperado visto que a alumina apresenta valores para a condutividade térmica superiores aos valores para o óxido de cobre. Ding *et al.* (2006) que apontam um acréscimo de 350% do CTC do nanofluido quando comparado ao CTC do fluido base, para uma reduzida fração mássica de nanopartículas de nanotubos de carbono. Tal ordem de acréscimo do CTC está relacionado, principalmente à nanopartícula utilizada, a qual apresenta valores de condutividade térmica elevados, significativamente superiores quando comparados às demais nanopartículas.

A condutividade térmica é apontada como o principal determinante no incremento do coeficiente convectivo de transferência de calor de nanofluidos quando comparados aos valores para do fluido base. Todavia, o acréscimo do coeficiente tem se mostrado superior ao valor que seria proporcionado apenas pelo incremento da condutividade térmica do nanofluido. Tal fato indica que o coeficiente está sendo afetado não apenas pela contribuição da condutividade térmica, mas também por modificações adicionais de propriedades termofísicas, e mecanismos físicos moleculares de transferência de calor, além das propriedades do próprio escoamento, como a elevação da intensidade da turbulência (WEN; DING, 2004). Mecanismos físicos, tem sido propostos para explicar o aumento da transferência de calor observados para os nanofluidos, entre eles destacam-se o movimento Browniano (DING *et al.*, 2006), a nanocamada líquida (DOROODCHI, EVANS; MOGHTADERI, 2008) e a redução ou incremento do caminho livre entre moléculas (YANG *et al.*, 2005). Tais mecanismos não serão detalhados, pois fogem do escopo do presente estudo.

4. Ebulição Nucleada e Ebulição Convectiva de Nanofluidos

Estudos para escoamentos bifásicos de nanofluidos são recentes, desta forma tendências e comportamentos não estão consolidados e métodos para a previsão do coeficiente de transferência de calor ainda não são apresentados na literatura de maneira validada. Além disso, grandes discrepâncias são observadas quando resultados levantados por laboratórios independentes são comparados.

Como fora mencionado, os modelos para a previsão do coeficiente de transferência de calor para ebulição convectiva de fluidos convencionais são definidos como uma composição entre efeitos de ebulição nucleada e efeitos de convecção forçada. Portanto, para o presente estudo, focando a ebulição convectiva de nanofluidos, serão avaliados os processos que auxiliam no desenvolvimento de um modelo para a previsão do coeficiente de transferência de calor para ebulição convectiva de nanofluidos.

4.1. Ebulição Nucleada de Nanofluidos

Conforme anteriormente mencionado, a ebulição nucleada é afetada pelas características da superfície aquecida e seus efeitos na formação de núcleos de vapor. Afetam este mecanismo as propriedades de transporte e termodinâmicas do fluido, molhabilidade, rugosidade e o material da superfície aquecida. Além disso, a deposição de uma camada compacta de nanopartículas pode proporcionar uma resistência térmica adicional para o processo de transferência de calor. No caso da ebulição nucleada de nanofluidos, a deposição de nanopartículas sobre a superfície pode atuar como parâmetro importante proporcionando o incremento da molhabilidade, através de efeitos de capilaridade e rugosidade. Na Tabela 4.1, são apresentados alguns estudos que abordaram a transferência de calor para a ebulição nucleada de nanofluidos. Nessa tabela, são apresentados os valores para o coeficiente efetivo

(h_{ef}) para a ebulição nucleada de nanofluidos, que é a razão entre os coeficientes de transferência de calor para o nanofluido e para o fluido base (h_{nf}/h_f).

Tabela 4. 1 - Estudos experimentais envolvendo a determinação do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição nucleada (h_{ef}) para nanofluidos

Autor	Nanofluido	d_p (nm)	Φ_v (%)	h_{ef}(%)
Das *et al*. (2003)	Al_2O_3/ água	75	1, 2, 3 e 4	decréscimo
Wen e Ding (2005)	Al_2O_3/ água	27 a 56	1,6	41 a 47
Bang *et al.* (2005)	Al_2O_3/ água	47	0,5, 1, 2 e 4	decréscimo
Kedzierski e Gong (2009)	CuO/R134a + óleo poliolester	35	0,5 e 1(m)	20 a 275
	Al_2O_3/ água	20 a 30	0,3, 0,4, 0,6 0,8, 1 e 2	30
Soltani; Etemad.(2009)	SnO_2/água	55	0,5, 1, 2 e 3	20
Kathiravan et al. (2009)	CNTs/água *	40	0,25, 0,5 e 1	70
Trisaksri e Wongwises (2009)	TiO_2/ R141b	21	0,01, 0,02 e 0,05	decréscimo
Park *et al*.(2009)	CNTs/água	10 a 20	0,0001, 0,001, 0,01 e 0,05	decréscimo
Peng *et al*. (2010)	CNTs/água*	15 a 80	0 a 5 (m)	61
Suriyawong e Wongwises (2010)	TiO_2/água	21	0,00005% a 0,01%,	Incremento
Jung *et al.* (2011)	Al_2O_3/ água	45	0,001, 0,01 e 0,1	decréscimo
Yang e Liu (2011)	SiO/ água	30	0,5, 1, 1,5, 2 e 2,5	decréscimo
Sheikhbahai *et al*. (2011)	FeO/etilenoglicol e água	50	0,01 e 0,1	decréscimo
Das *et al*. (2011)	TiO_2	20 a 70	0,1(m)	Incremento
	CNTs/água	20 a 70	0,01 (m)	Incremento
Heris (2011)	CuO/ etilenoglicol – água	40	0,1 a 0,5 (m)	55

*Adição de aditivos dispersantes e/ ou estabilizantes.

Suriyawong e Wongwises (2010) investigaram experimentalmente o efeito da rugosidade e do material da superfície na transferência de calor durante a ebulição de nanofluidos de TiO_2/água para frações volumétricas de 0,00005% a 0,01%, em condições de pressão atmosférica. Como dispositivos de aquecimento foram utilizados placas circulares de cobre e alumínio, com rugosidade de 0,2 e 4,0 μm. Suriyawong e Wongwises (2010) verificaram para a concentração de 0,0001% incrementos da transferência de calor em relação ao fluido puro. Entretanto, para concentrações volumétricas de nanopartículas superiores, o coeficiente de transferência de calor apresenta um decréscimo, tal comportamento pose ter sido causado por uma deposição mais elevada de nanopartículas devido à maior concentração volumétrica. A taxa de incremento do coeficiente de transferência de calor com a adição de nanopartículas para a superfície de alumínio e rugosidade de 0,2 μm foi superior à observada para a superfície de cobre e rugosidade igual a 0,4 μm. Esse comportamento pode representar um indício da influência da deposição de nanopartículas sobre as superfícies. Visto que a influência da deposição das nanopartículas sobre a superfície depende tanto da concentração de nanopartículas e homogeneidade do nanofluido, quanto da interação entre as nanopartículas e as cavidades da superfície de troca térmica.

Soltani e Etemad (2009) investigaram experimentalmente o comportamento de nanofluidos à base de água, utilizando nanopartículas de Al_2O_3 e SnO_2, durante a ebulição nucleada, ilustrados na Figura 4.1. Para o nanofluido composto por alumina foi constatado o incremento do coeficiente de transferência de calor com a elevação da concentração de nanopartículas. Já para nanofluidos compostos por SnO_2 e água verificou-se uma redução do coeficiente de transferência de calor em relação ao fluido base puro apenas para a concentração mássica de 0,5%. Tal comportamento pode ter sido causado por uma deposição Incrementos adicionais da concentração resultaram no acréscimo do coeficiente de transferência de calor.

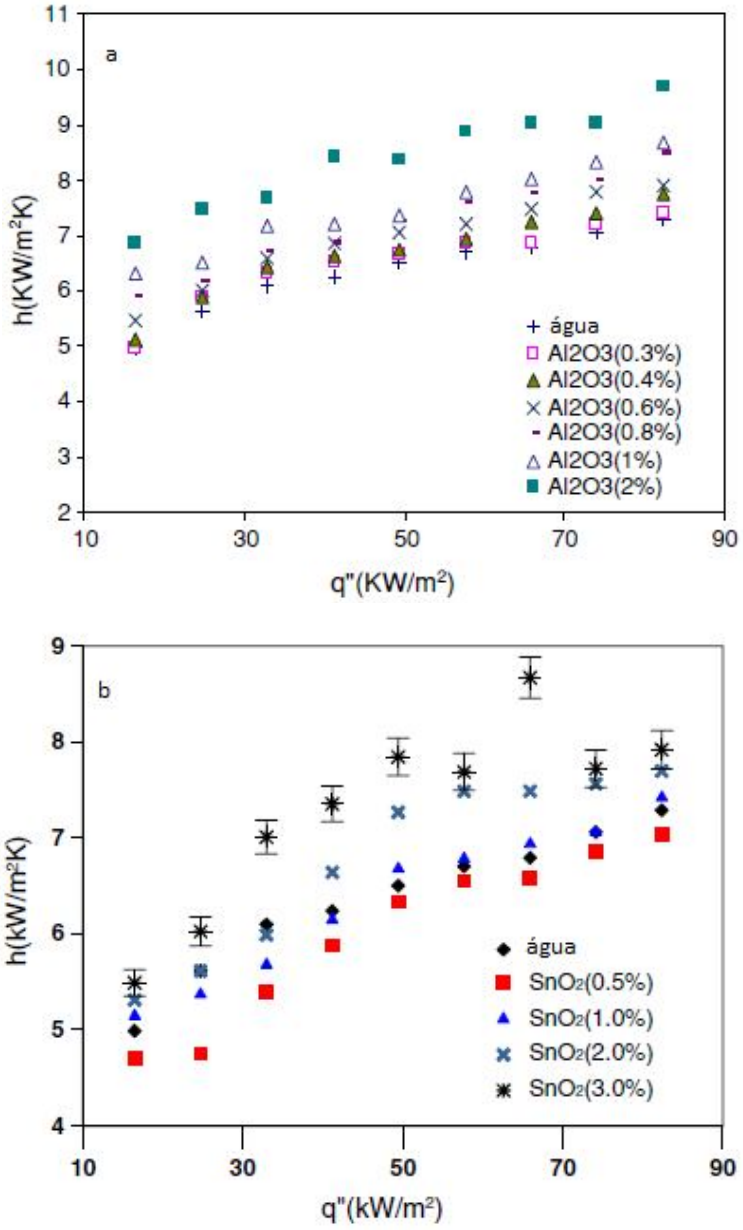


Figura 4. 1- Avaliação do efeito do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor por ebulição para nanofluidos. a) Al_2O_3 e b) SnO_2 (SOLTANI; ETEMAD, 2009)

Wen e Ding (2005) ao analisar o comportamento do nanofluido γ-alumina e água para a ebulição nucleada em piscina, verificaram o incremento do coeficiente de transferência de calor à medida que a concentração de partículas se elevava, alcançando valores superiores a 40% para a fração mássica de 1,25%. Wen e Ding (2005) atribuíram a distinção de comportamentos às interações entre o nanofluido e a superfície. O acréscimo do coeficiente

de transferência de calor por ebulição parece estar relacionado à deposição de nanopartículas na superfície de troca térmica. Acredita-se que a deposição promove a elevação da rugosidade da superfície acarretando em um maior número de sítios ativos de nucleação de bolhas e por consequência, o incremento da transferência de calor. (COURSEY; KIM, 2008).

Heris (2011) investigou a ebulição nucleada de nanofluido composto por nanopartículas de óxido de cobre (CuO) suspensas em uma mistura de água e etilenoglicol, e observou acréscimo do coeficiente de transferência de calor com o incremento do fluxo de calor para todas as concentrações mássicas de nanopartículas avaliadas em seu estudo, e ainda observou que para condições de fluxo de calor similares o coeficiente de transferência de calor é elevado com o acréscimo da concentração de nanopartículas, conforme ilustrado na figura abaixo.

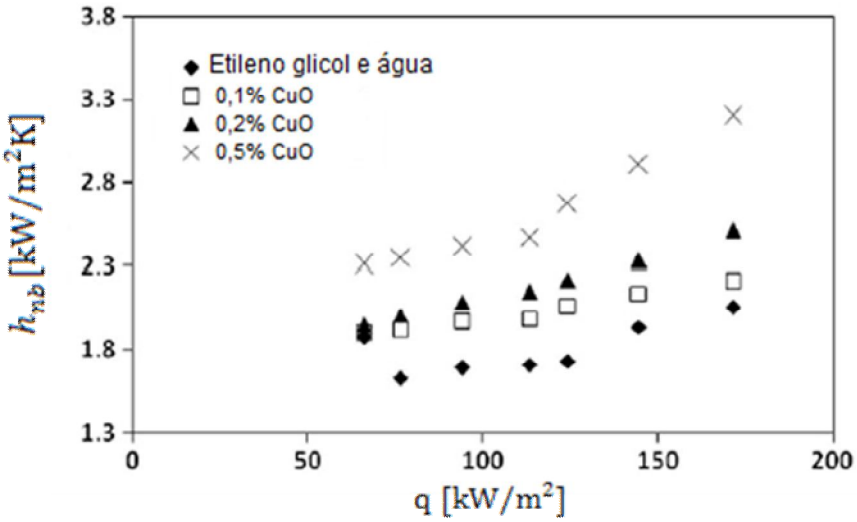


Figura 4. 2 - Avaliação do efeito do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor para ebulição para nanofluido de CuO em Etilenoglicol e água (HERIS, 2011)

Estudos sobre a transferência de calor de nanofluidos para ebulição nucleada em piscina também têm verificado a deterioração do coeficiente de transferência de calor quando a fração volumétrica de nanopartículas é elevada. Recentemente, Kathiravan *et al.* (2010) estudaram o efeito da concentração de nanopartículas de óxido de cobre suspensas em água para o coeficiente de transferência de calor durante a ebulição nucleada e em piscina. Os ensaios apresentaram decréscimo do coeficiente de transferência de calor com o incremento

da concentração de nanopartículas. Das *et al*. (2003) analisaram nanofluidos compostos por alumina e água e também observaram decréscimo do coeficiente de transferência de calor com o incremento da concentração de nanopartículas. Eles atribuem a redução do coeficiente de transferência de calor às alterações da superfície de aquecimento relacionadas à deposição das nanopartículas.

Por outro lado, diversos autores, como Kim *et al.* (2010) e Wen *et al.* (2011), atribuíram o acréscimo dos coeficientes de transferência de calor em ebulição nucleada observados em seus estudos, à deposição de nanopartículas sobre a superfície. Segundo muitos desses autores, a deposição de nanopartículas sobre a superfície de troca térmica eleva a rugosidade da mesma. E por se tratar da deposição de partículas nanométricas, a rugosidade da superfície torna-se composta por cavidades com raios inferiores às cavidades naturais ao material da superfície, fato que incrementaria a nucleação de bolhas, elevando consequentemente, os coeficientes de transferência de calor.

Wen (2011) concluiu em seu trabalho experimental que a deposição de nanopartículas apresenta uma forte influência no processo de transferência de calor, mas também que a concentração de nanopartículas que se mantém suspensa na fase líquida durante o processo evaporativo apresenta significativa importância para o processo de transferência de calor. Ele conclui que as nanopartículas suspensas no fluido por si só podem afetar a dinâmica de formação de bolhas, alterando o volume de desprendimento da bolha e a frequência de desprendimento. Portanto, a avaliação da alteração da concentração de nanopartículas na fase líquido durante o processo de mudança de fase deve ser considerada, pois afeta diretamente as forças viscosas e inerciais, fatores importantes na transferência de calor em canais de dimensão característica reduzida, onde tais forças se impõem perante as demais.

A discrepância de resultados pode ser atribuída a fatores diferentes, características distintas das superfícies, partículas e fluido, diferentes métodos de preparo de nanofluidos, erros e incertezas experimentais e a utilização de soluções não estáveis.

4.2. Ebulição Convectiva de Nanofluidos

Apenas recentemente resultados de investigações envolvendo a ebulição convectiva de nanofluidos foram publicados. Desta forma, o número de estudos sobre este tema ainda é reduzido. A Tabela 4.2 apresenta uma descrição esquemática dos estudos sobre a ebulição convectiva de nanofluidos encontrados na literatura. Segunda ela, ensaios foram realizados para água e refrigerantes halogenados. No caso do R134a, óleo lubrificante solúvel foi utilizado como meio para a adição de nanopartículas ao fluido base. Exceto por Kim *et al.* (2010) cujo objetivo principal era estudar o fluxo de calor crítico em condições subresfriadas, os estudos envolveram velocidades mássicas de reduzidas a moderadas.

Tabela 4. 2 - Estudos experimentais sobre o coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva (hef) de nanofluidos .

Autor	Nanofluido	Φ (%)	G [kg/m^{2}s]	Q *[kW/m^2]*	D_t [mm]	X	h_{ef} (%)
Henderson *et al.* (2010)	CuO/R134a + poliolester	0,02, 0,04 e 0,08	100 a 400	0.69–3.06	7,9	inferiores a 0,2	76
	SiO_2/ R134a	0,05 e 0,5	100 a 400	5.82–16.17	7,9	inferiores a 0,2	-55
Peng *et al* (2009)	CuO/R113	0,1, 0,2 e 0,5	100 a 200	3.08 a 6.16	8,82	0,2 a 0,7	29,7
Boudouh *et al.*(2010)	CuO/água	0,00056, 0,0011 e 0,0056	516	5E4	0,8	0,05 a 0,85	incremento
Kim, *et al.*(2010)	ZnO/água, Diamante/ água e Al_2O_3/ água	0,001, 0,01 e 0,1	1500 a 2500	9E3	5,94	subresfriada	influência insignificante

Conforme indicado na Tabela 4.2, Peng *et al.* (2009) verificaram um incremento máximo de 30% no coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva nanofluido em relação ao valor obtido para o fluido base. Com base em seus resultados, propuseram uma correlação para o coeficiente de transferência de calor de nanofluidos

durante a ebulição convectiva, a qual previu 93% dos dados experimentais com erro inferior a 20%. Sua correlação é baseada na multiplicação de um fator de ajuste a um método convencional de previsão do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva. Esse fator de ajuste, definido como fator de impacto das nanopartículas, é uma função exponencial que considera a relação entre propriedades termodinâmicas da nanopartícula e do fluido refrigerante, contabilizando ainda efeitos da velocidade mássica e do título de vapor, multiplicados pela fração volumétrica de nanopartículas. A correlação de Peng *et al.* (2009) é definida conforme a equação a seguir:

$$h_{tp,nf} = exp\left\{\varphi\left[0{,}8\frac{k_p}{k_{nf}} - 39{,}94\frac{(\rho c_p)_p}{(\rho c_p)_r} - 0{,}028G - 733{,}26x(1-x)\right]\right\} h_r \qquad (4.1)$$

Onde h_r é o coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva de um refrigerante previsto por um método convenvional. Peng *et al*. (2009) sugerem a utilização dos métodos de previsão propostos por Shah (1982) , Gungor e Winterton (1986), Kandlikar (1990), Liu e Winterton (1991) ou Wattelet *et al*. (1994) para o cálculo do CTC do fluido base.

Apesar da boa concordância entre a previsão e os dados experimentais, o método proposto por Peng et al. (2009) não considera as propriedades termodinâmicas e de transporte para o nanofluido durante o cálculo do CTC, apenas o ajusta a influência de algumas dessas propriedades, não contabilizando efeitos de tensão superficial e força viscosa, fatores importantes para a fluidodinâmica e significativamente influencias pela presença das nanopartículas. A Figura 4.3 apresenta resultados experimentais obtidos por Peng et al. (2009) para um nanofluido de óxido de cobre em R113 para as concentrações mássicas de 0,1, 0,2 e 0,5%.

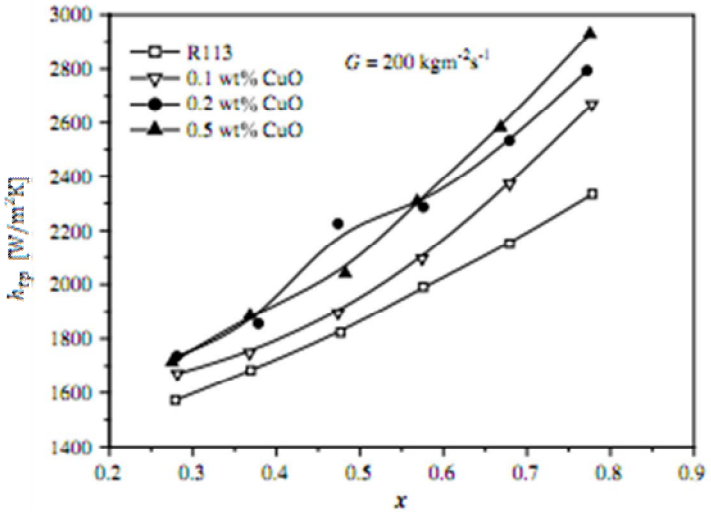


Figura 4. 3 - Comparação do coeficiente de transferência de calor para nanofluido de CuO em R113 (PENG *et al.*,2009)

Kim *et al*.(2010) avaliaram o efeito da adição de nanopartículas de óxido de zinco, alumina e de diamante sobre o coeficiente de transferência de calor de um processo de ebulição convectiva subresfriada, sob pressão atmosférica e verificaram uma variação desprezível do coeficiente de transferência de calor com a adição de nanopartículas a água. Efeitos similares aos verificados para o fluido base foram observados para o nanofluido com a variação da velocidade mássica e do fluxo de calor. Análises microscópicas da seção de testes após os experimentos revelaram a deposição de nanopartículas em toda a superfície. Os autores atribuíram o resultado do coeficiente de transferência de calor à combinação entre dois efeitos concorrentes, a deposição de nanopartículas sobre a superfície, que eleva o número de sítios de nucleação, resultando no incremento do coeficiente, e a elevação da molhabilidade da superfície, que facilita a inundação das cavidades da parede aquecida, reduzindo a formação de núcleos de vapor.

Boudouh, Gualous e De Labacheleri (2010) avaliaram experimentalmente a ebulição convectiva de nanofluido composto por CuO em água. Segundo esses autores a baixas concentrações volumétricas o efeito da variação da concentração de nanopartículas no fluido base e o efeito de deposição de nanopartículas podem ser desprezados. Eles observaram o acréscimo do coeficiente local de transferência de calor com o incremento da concentração de nanopartículas no nanofluido e concluíram que este acréscimo se deve ao fato da concentração de nanopartículas no fluido base eleva localmente a transferência de calor e

acelera a ebulição incipiente. Esses autores observaram inicialmente para a água pura um decréscimo no CTC ao longo da evaporação. Para o nanofluido de CuO e água esse mesmo comportamento foi observado, conforme ilustrado na Figura 4.4. Esses autores justificaram tal comportamento pela transição entre os regimes bolhas isoladas, bolhas alongadas e secagem de parede e observaram que seus dados experimentais apresentam boa concordância com o modelo de previsão do coeficiente de transferência de calor por ebulição convectiva proposto por Lazrek e Black (1982).

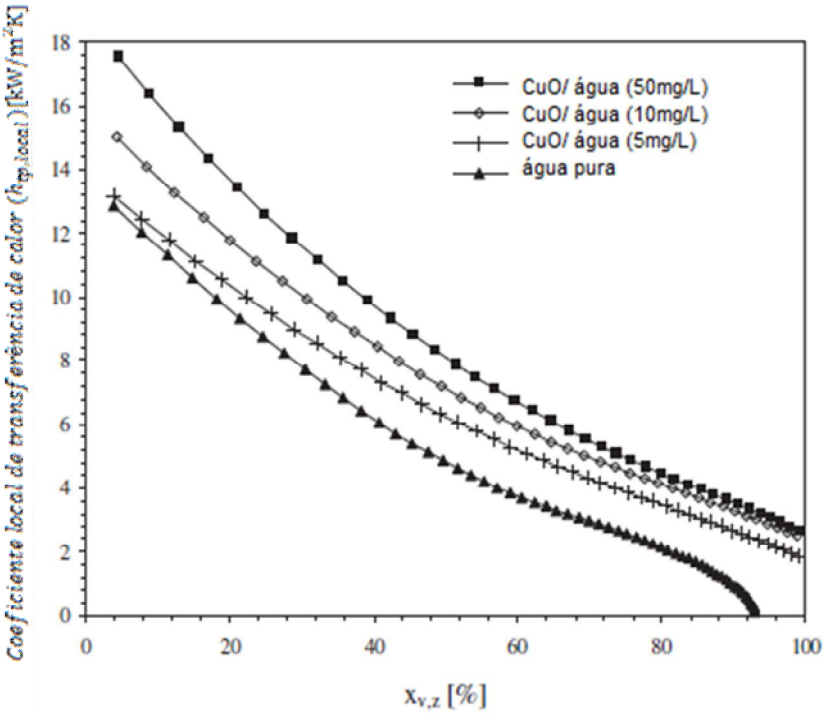


Figura 4. 4 - Efeito da concentração de nanopartículas de cobre no coeficiente local de transferência de calor (BOUDOUH; GUALOUS; DE LABACHELERI, 2010)

Henderson *et al.* (2010) verificaram que para o nanofluido de CuO acrescido de óleo poliolester houve um incremento do coeficiente de transferência de calor de 52% e 76%, respectivamente, para as concentrações volumétricas de 0,04 e 0,08%, em comparação com os resultados para R-134a/óleo poliester. No entanto, observaram que a dispersão de nanopartículas de SiO_2 em R-134 na presença de surfactantes provoca uma redução do coeficiente de transferência de calor de cerca de 55% em comparação com o R134a puro. Esses autores sugeriram que tal decréscimo pode ter sido causado por uma fraca estabilidade

da suspensão levando a aglomeração das nanopartículas e à formação de uma camada resistente de partículas sobre a superfície de troca térmica devido a caraterísticas hidrofóbicas da partícula de SiO_2. Os resultados obtidos por esses autores estão ilustrados na Figura 4.5.

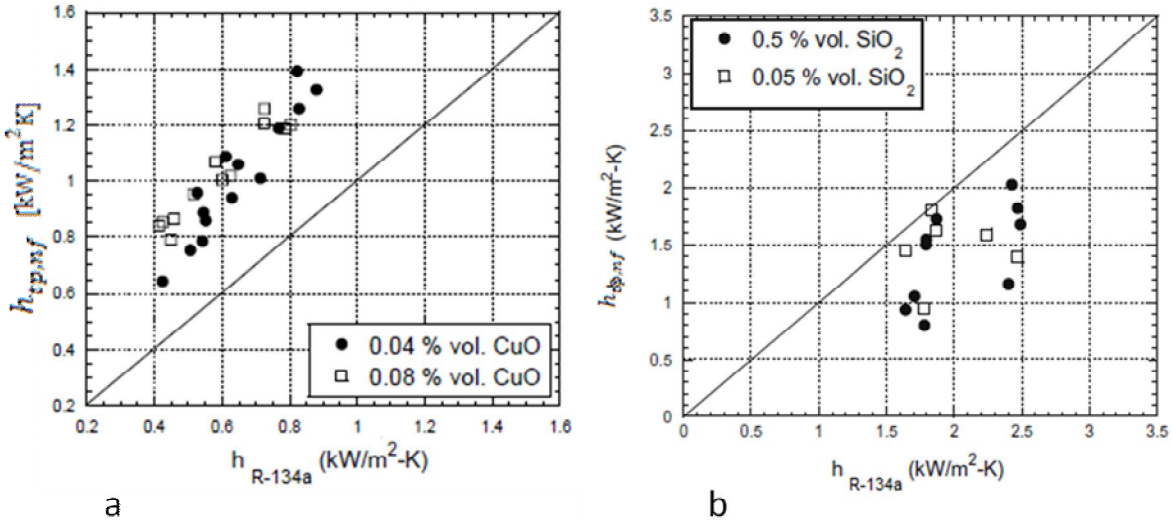


Figura 4. 5 - Comparação do coeficiente de transferência de calor do nanofluido com o fluido base, R134a. a) CuO e b) SiO_2 (HENDERSON *et al.*,2010)

Infelizmente, estudos sobre a ebulição convectiva de nanofluidos ainda estão em uma fase prematura, assim, raramente são encontrados trabalhos específicos nessa área. Os poucos estudos experimentais sobre a ebulição convectiva de nanofluidos apresentados na literatura utilizam-se de distintos nanofluidos e condições operacionais diversas (fluxo de calor, velocidade mássica, diâmetro hidráulico do duto de escoamento entre outros), essa divergência de informações limita a análise comparativa e dificulta o embasamento da argumentação para a validação dos resultados.

5. Método para a previsão do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva para nanofluidos

Na última década, conforme indicado nos capítulos de revisão da literatura, estudos envolvendo a transferência de calor de nanofluidos têm se tornado frequente. Tal interesse se justifica pela possibilidade de incremento da taxa de transferência de calor, já constatada por alguns autores. Apesar do elevado número de estudos abordando nanofluidos (WEN *et al.*, 2009; MURSHED *et al.*, 2011), ainda não há na literatura modelos ou correlações consolidadas para a previsão do coeficiente de transferência de calor dos nanofluidos, tanto para escoamentos monofásicos quanto em processos envolvendo a mudança de fase.

Desta forma, visando preencher tal lacuna, neste capítulo uma correlação teórica para a previsão do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva de nanofluidos é proposta. Tal correlação é baseada nos resultados da literatura. Entretanto, vale destacar que sua proposição tem como objetivos principais analisar e especular sobre os mecanismos atuantes durante a ebulição convectiva destas suspensões, já que os estudos encontrados sobre este tema na literatura são bastante , com resultados divergentes e os mecanismos físicos ainda desconhecidos.

5.1. Descrição do método

O objetivo deste capítulo é o desenvolvimento de um método teórico para previsão do coeficiente de transferência de calor de nanofluidos compostos por nanopartículas de alumina e água submetidos à ebulição convectiva no interior de microcanais. A fim de incluir os efeitos das nanopartículas, foram utilizadas correlações da literatura para a previsão das propriedades de transporte e termodinâmicas de nanofluidos.

5.1.1. Determinação das propriedades de transporte e termodinâmica dos nanofluidos

A correlação de Maxwell (1904) foi utilizada para a avaliação da condutividade térmica e a viscosidade dinâmica foi avaliada segundo modelo de Einstein (1926) (apud DOVER PUBLICATIONS, 1956), que prevê este modelo prevê o comportamento de coloides com frações volumétricas de até 0,5%. Embora, neste estudo, sejam consideradas frações volumétricas de até 3,5%. A massa específica é avaliada segundo Pak e Cho (1998) e o calor específico, conforme proposto por Zhou e Ni (2008). Essas correlações, apresentadas anteriormente, são dadas respectivamente pelas equações (3.2), (3.3), (3.7) e (3.8). A densidade do vapor do nanofluido foi considerada igual à densidade do vapor da água pura. Tal hipótese foi assumida baseada no fato de que as nanopartículas durante a evaporação tendem a permanecer na fase líquida, devido às forças de atração entre o líquido e as partículas sólidas serem superiores que a forças de atração entre o vapor e as partículas.

Para capturar o efeito das nanopartículas na molhabilidade dos fluidos, o ângulo de contato igual a 45º foi assumido. Resultado para o qual o valor do ângulo de contato para um nanofluido composto de alumina e água em uma superfície de aço inoxidável tende assintoticamente com o aumento da concentração de nanopartículas segundo GASQUES *et al.,* (2011). Com base na inexistência de dados suficientes para estabelecer uma correlação que preveja os valores para a tensão superficial de nanofluidos adotou-se valores iguais à tensão superficial do fluido base.

Devido à inexistência de dados experimentais que permitam determinar os efeitos das nanopartículas nas características superficiais durante a ebulição em piscina, tais efeitos foram desprezados. No entanto, ressalta-se a importância da consideração desses aspetos em um modelo genérico.

Na literatura, a concentração de nanopartículas é, geralmente, dada em termos da fração volumétrica de particulado na suspensão. Assim, com base na partir da densidade fornecida pelos autores é possível determinar a fração volumétrica através da Equação (3.1). No entanto, para escoamentos com evaporação, a concentração das nanopartículas na fase líquida se eleva com o acréscimo do título de vapor. Assim, as características dos nanofluidos variam ao longo do evaporador sendo necessário avaliar sua concentração e as propriedades

localmente. A fração volumétrica, Φ_v, calculada a partir da fração mássica, Φ_m e do título de vapor, x, é dada pela seguinte equação:

$$\emptyset_v = \frac{\emptyset_m \rho_l}{\emptyset_m [x\rho_v + (1-x)\rho_l] + (1-\emptyset_m)\rho_p} \quad (5.1)$$

Essa equação representa a concentração volumétrica percentual de nanopartículas suspensas no líquido durante o processo de evaporação, na qual o numerador define que a fração mássica de nanopartículas adicionadas inicialmente não é alterada durante o processo de evaporação, e o denominador define alteração que a fração mássica da mistura (líquido-vapor-nanopartículas) se altera.

5.1.2. Determinação da parcela de ebulição nucleada

O presente método de previsão se baseia na correlação proposta por Liu e Winterton (1991), descrita no Capítulo 2, desenvolvida para a previsão do coeficiente de transferência de calor para fluidos puros. Optou-se por este método por sua simplicidade e por seu desenvolvimento ser baseado em banco de dado extenso. Este fato confere ao método possibilidade de aplicação para amplas faixas de condições. Visto que propriedades reduzidas de nanofluidos são desconhecidas no método proposto neste estudo, para estimar a parcela de ebulição nucleada, a correlação de Cooper (1984), utilizada por Liu e Winterton (1991), foi substituída por Stephan e Abdelsalam (1978), modificada através do ajuste de expoentes e do coeficiente empírico a resultados experimentais para nanofluidos. Inicialmente foram levantados na literatura 864 dados experimentais para a ebulição nucleada em condições de convecção natural de nanofluidos baseados em água para as seguintes nanopartículas, alumina, sílica, nanotubos de carbono, óxido de titânio, óxido de selênio e óxido cuproso, apresentados na Tabela 5.1. Nela, constatam-se valores máximos para o CTC de 100 kW/m2.K para fluxo de calor de até 1800 kW/m2.

Tabela 5. 1- Banco de dados experimentais de ebulição nucleada de nanofluidos à base de água.

Autor	N° dados	Nanofluido	Φ (%)	Q [kW/m^2]	h [kW/m^{2}K]
Wen; Ding (2005)	40	Al_2O_3/ água	0.32 a 1.25	20 a 130	4 a 18
Bang (2005)	34	Al_2O_3/ água	0,5 a 4	0 a 650	0 a 40
Liu, Xiong; Bao (2007)	95	CuO/água	0,1 a 2	10 a 1000	1 a 100
Park *et al*. (2009)	105	CNTs/água	0,0001, a 0,05	0 a 200	0 a 20
Soltani ; Etemad (2009)	46	Al_2O_3/ água	0,3, a 2	10 a 90	2 a 11
	45	SnO_2/ água	0,5, 1, 2 e 3	10 a 90	4 a 9
Kathiravan *et al*. (2009)	90	CNTs/água	0,25 a 1	0 a 500	0 a 80
Kathiravan *et al.* (2009)	89	CuO/água	0,25 a 1	0 a 1800	0 a 35
Suriyawong; Wongwises (2010)	92	TiO_2/ água	0,00005 a 0,01,	0 a 1000	0 a 80
Soltani *et al*. (2010)	63	Al_2O_3/ água	0,8 a 1,4	0 a 90	3 a 8
Yang ; Liu (2011)	89	SiO_2/ água	2,5	0 a 1200	0 a 80
Jung *et al.* (2011)	48	Al_2O_3/ água	0,001, 0,01 e 0,1	0 a 700	0 a 20
Heris (2011)	28	CuO/ Etilenoglicol+água	0,1	60 a 180	1 a 4

No presente estudo, com o objetivo de verificar quais efeitos seriam significativos para a ebulição nucleada de nanofluidos em condições de convecção natural, os adimensionais propostos por Stephan e Abdelsalam (1978) foram investigados. Considerando o interesse na investigação do comportamento de nanofluidos compostos por água, foram avaliados apenas os adimensionais de Stephan e Abdelsalam (1978) propostos para a água, apresentados na Equação 2.6. A avaliação de cada adimensional foi realizada através da contabilização dos efeitos que o compunham comparando-os a resultados experimentais da literatura para ebulição nucleada de nanofluidos. Dentre os adimensionais avaliados, X_1 e X_6. foram considerados aqueles que apresentam a combinação de efeitos mais significativos para a ebulição nucleada de nanofluidos.

$$X_1 = \frac{\dot{q} d_b}{k_l T_{sat,l}} \tag{5.2}$$

$$X_6 = \frac{\nu'}{a'} \tag{5.3}$$

O adimensional X_1 está relacionado ao fluxo de calor fornecido a superfície e adotado com o objetivo de capturar efeitos convectivos relacionados ao grau de agitação do fluido próximo à parede, devido a efeitos de crescimento, desprendimento e colapso de bolhas. O adimensional X_6 corresponde ao número de Prandtl relacionando efeitos de difusividade de quantidade de movimento e calor. Ele também incorpora efeitos relacionados à frequência de desprendimento de bolhas através do impacto da condutividade térmica e calor específico nos períodos de espera e crescimento de bolhas. A condutividade térmica e a viscosidade são significativamente afetadas pela concentração de nanopartículas, portanto, é razoável que elas sejam adicionadas no novo método, a fim de capturar os efeitos causados pelas nanopartículas. A adoção da correlação de Stephan e Abdelsalam (1978) conforme inicialmente proposta não se deu pelas características peculiares dos nanofluidos quanto às suas propriedades de transporte, fazendo com que uma correlação proposta com base em resultados experimentais apenas para a água não capture os efeitos causados pela adição de nanopartículas ao fluido base.

Com base nos adimensionais X_1 e X_6 e os dados para nanopartículas de alumina em água, uma correlação para o Nusselt durante a ebulição em condições de convecção natural foi ajustada através de análise de regressão linear. O procedimento consistiu em ajustar, inicialmente, para cada concentração mássica de nanopartículas, uma equação, dada por:

$$Nu_{nf} = C_1' X_{1,nf}^{a_1'} \tag{5.4}$$

Determinados os valores de a para cada concentração, um expoente a_1' dado pela média aritmética dos valores obtidos para a, foi definido. Determinado o expoente a_1, novas constantes C_1', dadas pela razão entre o número de Nusselt e $X_{1,nf}^{a_1}$, foram calculados para cada concentração de nanopartículas. As curvas C_1' vs. $X_{6,nf}$ apresentaram gradiente

aproximadamente constante. Desta forma, optou-se por correlacionar C_1' através de um polinômio de primeiro grau dado como função de $X_{6,nf}$, conforme a equação abaixo:

$$C_1' = c_0 + c_1 X_{6,nf} \tag{5.5}$$

Através da análise de regressão, obteve-se c_0 igual a 130,1 e c_1 igual a 124,3, com um expoente de correlação igual a 0,514. Assim, obteve-se uma correlação para efeitos de a ebulição nucleada em condições de convecção natural dada por:

$$h_{nb,nf} = \frac{k_{nf}}{d_{np}}\left(130{,}1 X_{6,nf} - 124{,}3\right) X_{1,nf}^{0,514} \tag{5.6}$$

Vale reafirmar que para, a determinação da correlação acima, possíveis efeitos relacionados à deposição de nanopartículas e a consequente alteração da rugosidade da superfície foram desprezados.

5.1.3. Determinação da parcela de efeitos convectivos

Para a avaliação da parcela relacionada a efeitos convectivos admitiu-se apenas o padrão anular, desprezando-se os padrões intermitente, estratificado e bolhas. Tais hipóteses são adequadas para tubos de diâmetros reduzidos, como é o caso do presente estudo, pois segundo Tibiriçá (2011) o padrão estratificado não ocorre nestas condições e padrões intermitentes se verificam apenas para títulos inferiores a 4%. Para o desenvolvimento de um método para a previsão do coeficiente de transferência de calor considerou-se apenas títulos de vapor inferiores a 0,5, devido ao fato que em títulos de vapor superiores outros mecanismos, como secagem intermitente da superfície, *dryout*, e o remolhamento da mesma, podem afetar drasticamente o processo de transferência de calor. Modelar tal comportamento foge do escopo do presente estudo devido a complexidade dos mecanismos envolvidos

incrementada pela presença de nanopartículas e a inexistência de estudos experimentais envolvendo estas condições.

Também se adotou a hipótese de ausência de ondulações na interface líquido-gás e a transferência de calor sendo através do mecanismo de condução unidimensional ao longo da espessura do filme líquido. Assim o coeficiente de transferência de calor é estimado a partir da seguinte equação:

$$h_l = \frac{k_l}{\delta} \tag{5.7}$$

Onde h_l é o coeficiente de transferência de calor, k_l é a condutividade térmica do líquido e δ é a espessura do filme líquido. Assim, admitiu-se o escoamento do filme laminar e térmica e hidrodinamicamente desenvolvido com a temperatura de interface igual a temperatura de saturação. Para a determinação da equação (5.7), combina-se a Lei de Fourier e a Lei de Resfriamento de Newton. De forma geral, a Equação (5.7) tem sido aplicada para filmes líquidos de reduzida espessura em condições de escoamento saturado, pois nestes, ainda que o escoamento possa encontrar em regime turbulento, a espessura é reduzida o bastante para que uma aproximação linear do perfil de temperatura torne-se razoável. Na Eq. 5.7 a espessura do filme líquido é estimada, segundo a equação (2.16), a partir da fração de vazio superficial aproximada pela equação (2.17).

A determinação da espessura de filme líquido em escoamentos anulares em microcanais, apesar da sua importância e devido às dificuldades experimentais, é um tema pouco investigado conforme indicado por Tibiriçá, Do Nascimento e Ribatski (2010). Desta forma, na ausência de um método para a determinação da fração de vazio superficial em microescala, adotou-se no presente estudo um método para canais convencionais. Neste caso, diversas correlações e modelos são encontrados na literatura, sendo a maioria baseada no modelo de Zuber e Findlay (1965), o qual trata o problema do deslizamento entre as fases. Rouhani e Axelsson (1970), método adotado neste estudo também baseia-se no modelo de deslizamento de fases de Zuber e Findlay (1965).

Tibiriçá (2011) comparou para a fração de vazio com o modelo de Rouhani e Axelsson (1970), variando os diâmetros estudados de 0,5 a 13 mm, e observou que este método tende a subestimar o coeficiente de transferência de em cerca de 2 a 10 vezes. Esses autores alegaram

que tal fato permite especular que a espessura do filme líquido é inferior à fornecida pelo método adotado por eles para o de cálculo de fração de vazio. Esses autores sugerem a correlação de Rouhani e Axelsson (1970), devido ao fato de não se verificar na literatura um modelo ou correlação para a previsão da fração de vazio em micro-escala.

5.1.4. Determinação dos fatores de intensificação de efeitos convectivos e de supressão de nucleação de bolhas

Os fatores de supressão de nucleação de bolhas (*S*) e o de intensificação de efeitos convectivos (*F*), propostos inicialmente por Kutateladze (1961) e considerados por Liu e Winterton (1991) foram modificados no presente método a fim de prever o efeito das nanopartículas sobre o coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva em microescala. Os fatores *F* e *S* foram ajustados segundo os resultados experimentais para o coeficiente de transferência de calor apresentado por Peng *et al.* (2009), levantados para nanofluidos contendo partículas de CuO e Al_2O_3.

Efeitos gravitacionais são desprezíveis em escoamentos bifásicos em microcanais em comparação a efeitos de tensão superficial, visto que o escoamento estratificado não se verifica em microcanais.

Forças de tensão superficial, inércia e viscosas não são consideradas na correlação de Liu e Winterton (1991). No presente estudo, para capturar tais efeitos no coeficiente de transferência de calor durante o padrão, além do número de Prandtl, os adimensionais de Weber (*We*) e de capilaridade (*Cap*) foram incluídos no fator de intensificação de efeitos convectivos.

No desenvolvimento do método, inicialmente, considerou-se que o coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva é composto apenas por efeitos da convecção forçada, dado pelo produto entre coeficiente de transferência de calor por convecção forçada, segundo a Eq. (5.7), e o fator de intensificação de efeitos convectivos (*F*), conforme equação a seguir:

$$h_{2\Phi} = F' h_{c,f} \tag{5.8}$$

Devido à consideração inicial que de o CTC é composto apenas por efeitos convectivos, foram utilizados nesta etapa apenas os dados de Peng *et al.* (2009) para títulos de vapor inferiores a 50%, região do escoamento onde os efeitos de ebulição nucleada são desprezíveis. A partir dos valores calculados de *F'*, ajustou-se uma curva para este Prandtl, parâmetro dado como uma função do número do nanofluido e da função de líquido da mistura, conforme a seguinte equação:

$$F'_{nf} = X_{6,nf}^{a_2} \tag{5.9}$$

Onde $X_{6,nf}$ é definido como:

$$X_{6,nf} = \frac{\nu_{nf}}{\alpha_{nf}}(1-x) \tag{5.10}$$

Após o ajuste dos expoentes para cada fração volumétrica, o valor para a_1 obtido foi igual a 0,54. Então, uma constante C_2 foi calculada pela razão entre *F'* e $X_{6,nf}{}^{a2}$, conforme a equação a seguir:

$$C_2 = \frac{F'}{X_{6,nf}^{a_2}} \tag{5.11}$$

Baseado no efeito de espalhamento do líquido ocasionado pela interação entre forças viscosas e de tensão superficial, o efeito de capilaridade foi incluído no modelo através do fator de supressão de bolhas. Considerando que a capilaridade provoca o molhamento da superfície de maneira ampla, reduzindo os pontos de superaquecimento e criando uma ligação mais forte entre o filme líquido e a superfície do tubo. Considerando que para microcanais efeitos de forças viscosas e inerciais e de tensão superficial são dominantes em relação às forças de empuxo, a relação entre as massas específicas foi excluída da correlação para o *F*. Para a contabilização dos efeitos da força inercial foi incluído o número de Weber, o qual

relaciona a inércia à tensão superficial. Os números de Weber e o de Capilaridade foram ajustados com as propriedades específicas para nanofluidos e são definidos respectivamente, conforme as equações a seguir:

$$We = \frac{G_V^2(d-\delta)}{\sigma_{nf}\rho_{nf}} \tag{5.12}$$

$$Cap = \frac{\mu_{nf}(\frac{(1-x)G}{\rho_{nf}})}{\sigma_{nf}} \tag{5.13}$$

Logo, a constante C_2 foi relacionada ao número de Weber e de capilaridade a fim de obter um expoente a_3, conforme apresentado na equação a seguir:

$$C_2 = c_3\left(We_{nf}\,Cap_{nf}\right)^{a_3} \tag{5.14}$$

Esses adimensionais foram dessa maneira agrupados devido ao fato de ambos os números considerarem a tensão superficial. Para o ajuste do expoente desse agrupamento, foi obtido um valor para a_3 igual a 0,1. Com a determinação do a_3, *F'* foi novamente ajustado para a determinação de uma constante C_4, dada conforme equação a seguir:

$$C_4 = \frac{F'_{nf}}{\left(We_{nf}\,Cap_{nf}\right)^{0,1} X_{6,nf}^{0,54}} \tag{5.15}$$

A constante C_4 foi ajustada como uma função potencial da fração volumétrica, então um expoente a_4 foi determinado a fim de contabilizar os efeitos gerados pela adição de nanopartículas.

$$C_4 = c_5 \emptyset_v^{a_4} \tag{5.16}$$

Sumarizando as influências das forças viscosa e inercial e os efeitos de tensão superficial, o fator de intensificação de efeitos convectivos foi definido como:

$$F_{nf} = 1{,}364\emptyset_v^{0,11} X_{nf}^{0,54} \left(Cap_{nf} We_{nf}\right)^{0,1} \tag{5.17}$$

Com o acréscimo nos efeitos de convecção forçada, os efeitos de ebulição nucleada sofrem redução, assim o fator de supressão da nucleação de bolhas também foi modificado para prever a influência das nanopartículas, bem como ajustado aos dados experimentais para ebulição convectiva de nanofluidos dados por Peng *et al.* (2009). Liu e Winterton (1991) propuseram esse fator, considerando que a ebulição nucleada é suprimida pela intensificação de efeitos convectivos e por efeitos da interação entre forças inerciais e viscosas. Para o desenvolvimento do *S* no presente estudo, fenômenos distintos foram analisados, a fim de incluir os efeitos da miniaturização do sistema (microcanais) e das nanopartículas. O fator de supressão de bolhas, *S'*, foi inicialmente relacionado através da equação de Liu e Winterton (1991), segundo a equação a seguir:

$$S' = \frac{\sqrt{(h_{2\Phi})^2 - \left(F_{nf} h_l\right)^2}}{h_{nb,nf}} \tag{5.18}$$

Onde o coeficiente de transferência por ebulição nucleada, $h_{nb,nf}$, foi calculado a partir da correlação proposta no presente estudo, dada pela equação (5.6). Determinado o valor de *S'*, esse fator foi relacionado com o fator de intensificação de efeitos convectivos, F_{nf}, e com a fração volumétrica de nanopartículas adicionada ao fluido, haja vista a vasta discussão da comunidade científica sobre a influência da concentração volumétrica de nanopartículas na nucleação de bolhas.

$$S_{nf} = \frac{1}{1 + \left(c_6 F_{nf}\right)^{a_5}} \tag{5.19}$$

Então foi obtido para a_5 um valor igual 0,2, sendo o fator de supressão de nucleação de bolhas definido como:

$$S_{nf} = \frac{1}{1+\left((1-\emptyset_v)F_{nf}\right)^{0,2}} \quad (5.20)$$

A molhabilidade não foi considerada no presente método de forma direta. No entanto, efeitos de molhabilidade foram parcialmente contabilizados através do ajuste feito para o diâmetro de desprendimento de bolhas, que considera o ângulo de contato.

5.1.5. Método de previsão para a ebulição convectiva de nanofluidos

Substituindo os fatores de intensificação de efeitos convectivos e de supressão de nucleação de bolhas e as correlações para cálculo dos coeficientes de transferência de calor por convecção forçada e ebulição nucleada, propostas por Liu e Winterton, pelas correlações propostas no presente estudo, a correlação para o cálculo do coeficiente de transferência de calor de nanofluidos durante a ebulição convectiva é definido como apresentado a seguir:

$$h_{tp,nf}^2 = \left[\left(1{,}36\emptyset_v^{0,11} X_{6,nf}^{0,54}\left(Cap_{nf}We_{nf}\right)^{0,1}\right)h_{c,nf}\right]^2 + \left[\left(\left(130{,}1X_{6,nf} - 124{,}3\right)X_{1,nf}^{0,514}\right)h_{eb,nf}\right]^2 \quad (5.21)$$

5.2. Discussão do método

Nesta seção serão apresentados e discutidos os comportamentos para as parcelas do coeficiente de transferência de calor em ebulição nucleada e convectiva para nanofluidos de alumina em água, como também serão discutidos os comportamentos dos fatores de intensificação de efeitos convectivos e de supressão de nucleação de bolhas ajustados e

analisados os resultados proporcionados pelo método proposto para nanofluidos compostos por distintos materiais.

Para esta análise considera-se que a superfície de transferência de calor é composta de um duto circular com diâmetro interno de 1,0mm fabricada em aço inoxidável. Adotou-se uma velocidade mássica igual a 400 kg/m^{2}s e fluxo de calor de 30 kW/m^2. Inicialmente adotou-se um nanofluido constituído de uma suspensão de nanopartículas de γ-alumina em água. Para as especificações das propriedades da nanopartícula adotou-se as características fornecidas pelo material fabricado pela NANUM Nanotecnologia S. A., correspondendo a uma massa específica de 3700 kg/m^3, condutividade térmica de 46 W/mK, calor específico de 880 J/KgK, em forma esférica e dimensão característica média de 15 nm. A Figura 5.1 apresenta a influência da variação do título de vapor na fração volumétrica do nanofluido em um processo com mudança de fase.

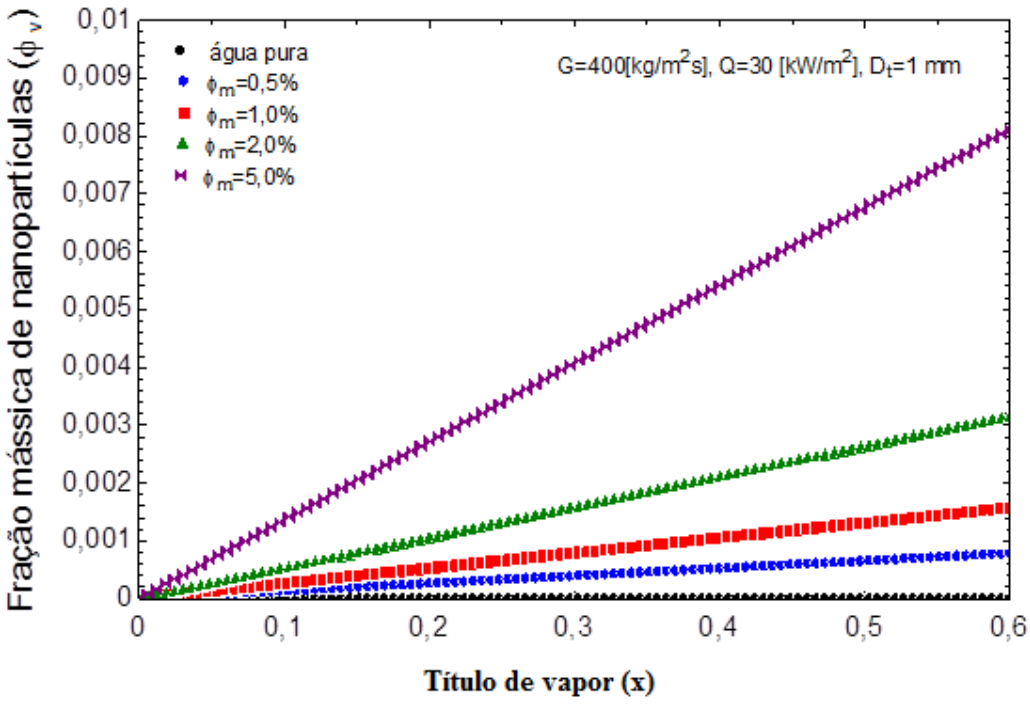
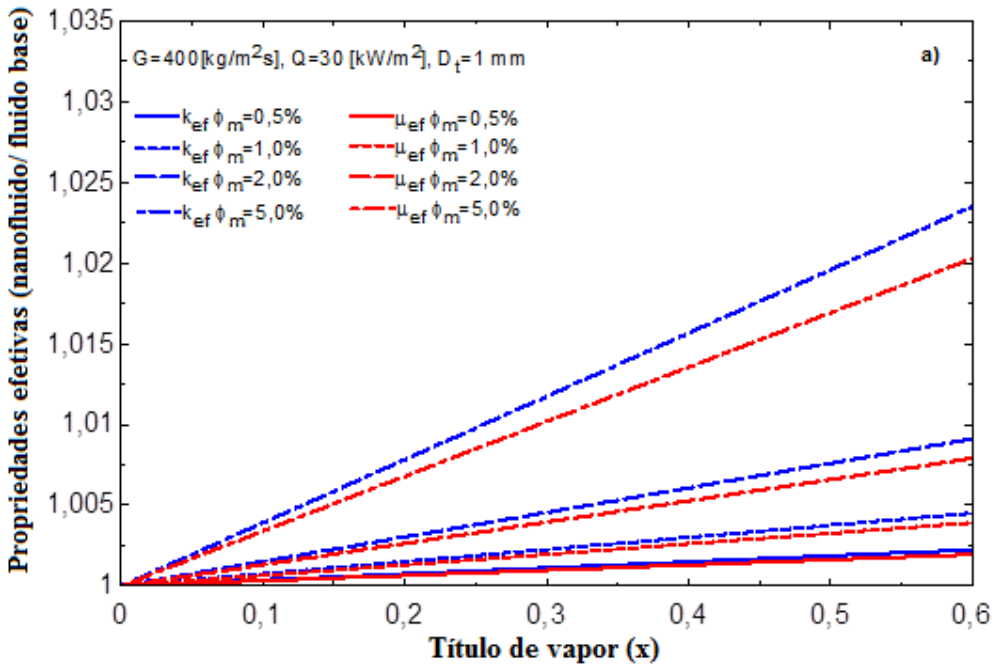


Figura 5. 1- Influência do título de vapor sobre a fração volumétrica dada segundo Equação 5.1 do método proposto

A previsão da Equação (5.1) mostra que concentração volumétrica é afetada de forma significativa com a evaporação do líquido, considerando que as forças da interação entre

sólido e líquido são significativamente superiores que as forças de interação entre vapor e sólido e desta forma assumindo que as nanopartículas permanecerem na fase líquida. Nota-se na Fig. 5.1 que a fração volumétrica é drasticamente afetada pela evaporação do líquido. Este incremento da concentração volumétrica do nanofluido durante o processo de evaporação afeta significativamente o processo de transferência de calor, pois variam as propriedades termodinâmicas e de transporte de nanofluidos e desta forma os mecanismos físicos de transferência de calor.

A Figura 5.2 são apresenta as propriedades efetivas do nanofluido, que consiste na razão entre as propriedades calculadas segundo correlações específicas para nanofluidos levantadas da literatura e os valores para as mesmas propriedades do fluido base puro.



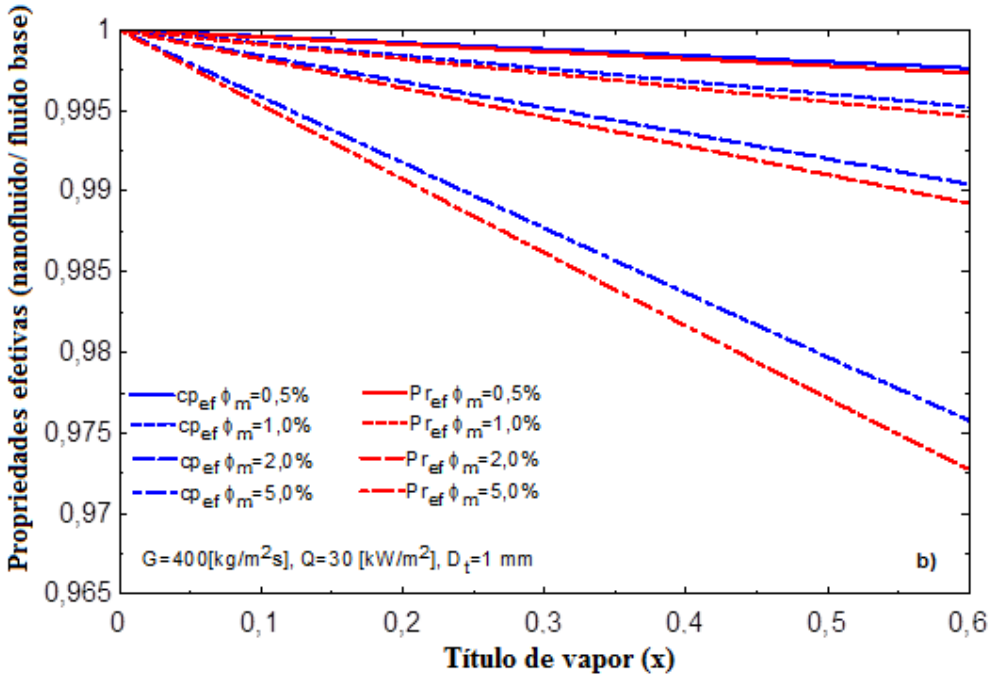


Figura 5. 2 – Influência da variação do título de vapor nas propriedades efetivas de um processo de transferência de calor de nanofluido, considerando a fração mássica dada segundo Equação (5.1) do método proposto

Observa-se na Fig. 5.2.a que a condutividade térmica e a viscosidade se elevam não somente com o acréscimo na fração mássica de nanopartículas como também são incrementadas significativamente com a variação do título de vapor que se verifica na transferência de calor ao longo do evaporador. Tal comportamento decorre do fato da variação do título de vapor implicar na alteração da a fração volumétrica, e consequentemente das propriedades do nanofluido. No caso do calor específico verifica-se seu decréscimo com o aumento da concentração de nanopartículas resultante do incremento do título de vapor. O número de Prandtl é dado pela razão entre a difusividade de quantidade de movimento e a térmica, assim como a taxa de incremento da viscosidade com a concentração de nanopartículas é inferior a da condutividade. Este adimensional apresenta uma redução ao longo do evaporador do número de Prandtl e adicionando-se o efeito da degradação do calor específico, a redução de *Pr* foi ainda superior. Isso significa que ao longo da evaporação o processo de transferência de calor perde capacidade de advecção calor e eleva sua capacidade de difusão de calor.

5.2.1. Avaliação da correlação para a parcela de efeitos de ebulição nucleada de nanofluidos

Para avaliação dos resultados proporcionados pela correlação para o cálculo do coeficiente de transferência de calor devido a ebulição nucleada de nanofluidos, primeiramente foi realizada uma análise considerando todas as composições de nanofluidos apresentadas no banco de dados levantado neste estudo, Tabela 5.1. Para essa análise, os dados experimentais de coeficiente de transferência calor e de fluxo de calor foram utilizados para o cálculo dos números adimensionais Nu e X_1 e a consequente obtenção do expoente. Considerando os 864 dados experimentais levantados o expoente obtido foi igual a 0,492. A partir da obtenção do expoente foram calculados os valores de X_6 e as constantes C_1, que então foram linearizados resultando na equação dada por:

$$h_{nb,nf} = \frac{d_{b,nf}\left[\left(235{,}1 - 128{,}7X_{6,nf}\right)X_{1,nf}^{0,492}\right]}{k_{nf}} \tag{5.22}$$

No intuito de avaliar as correlações desenvolvidas para a previsão da parcela do coeficiente relacionado a efeitos de ebulição nucleada estas foram comparadas ao banco de dados utilizado em seus desenvolvimentos. Primeiramente foi avaliada a correlação obtida a partir de todos os dados levantados definida neste estudo como equação geral, Eq. (5.22), ilustrada na Figura 5.3.

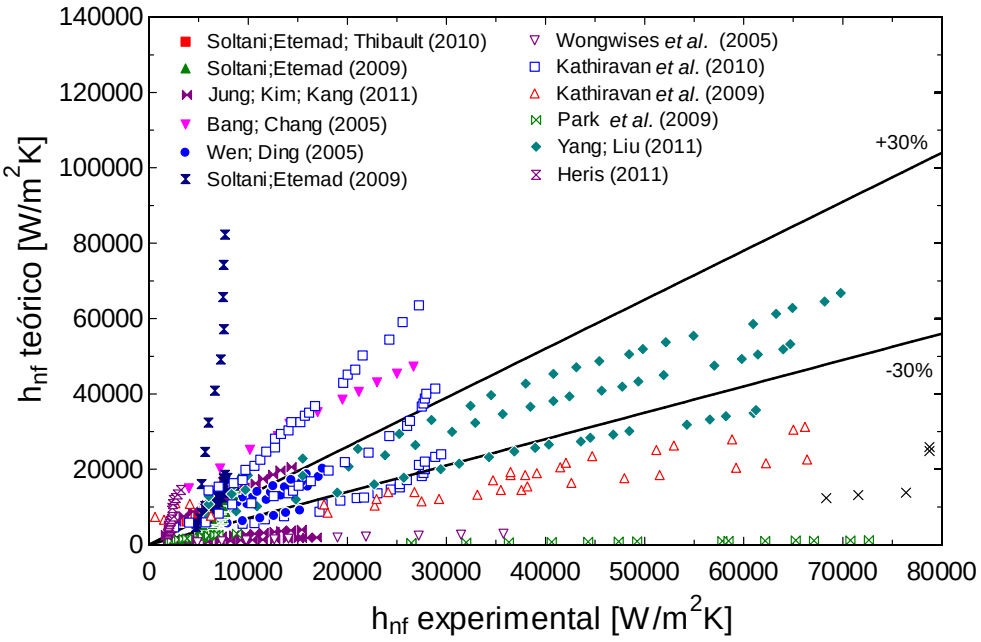


Figura 5. 3 - Comparação de dados experimentais levantados da literatura com a correlação proposta neste estudo para ebulição nucleada de nanofluidos de Al_2O_3/água

Apenas 33,4% das preivsões ilustradas na Fig. 5.3 apresentaram erros entre ± 30% dos resultados experimentais. Tal resultado está relacionado ao fato da correlação geral envolver um banco de dados amplo caracterizado por comportamentos distintos entre autores. Desta forma o comportamento médio capturado pela correlação não reflete os comportamentos da literatura indicados para a alumina. Corrobora tal conclusão o fato indicado na Tab. 5.1, os resultados para nanofluidos compostos por nanotubos de carbono e óxido de titânio que proporcionam valores drasticamente superiores de CTCs quando comparados àqueles obtidos para os nanofluidos compostos por óxidos de cobre e alumínio.

A Figura 5.4 ilustra uma comparação similar àquela ilustrada pela Fig. 5.3. Neste caso, a comparação foi realizada entre dados experimentais levantados da literatura para a ebulição nucleada de nanofluidos compostos por nanopartículas de alumina e água, e a Eq. (5.6), a qual foi desenvolvida no presente estudo considerando apenas estudos experimentais da ebulição nucleada de nanofluidos compostos por alumina e água.

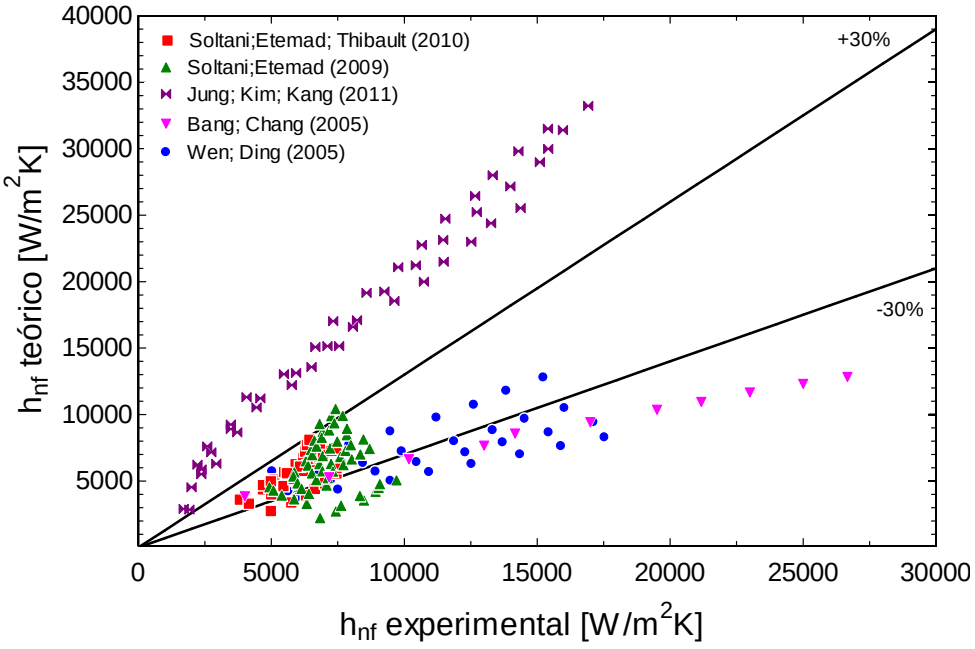


Figura 5. 4 – Comparação de dados experimentais levantados da literatura para ebulição nucleada de nanofluidos de Al_2O_3/água com a Eq. (5.6)

Apesar dos dados experimentais e a correlação proposta tratarem de um nanofluido similar, o percentual de dados experimentais para o coeficiente de transferência de calor previsto pela Eq. (5.6) com desvio inferior a ± 30% foi de apenas 48,7%. Essa equação apresentou um desvio acentuado em relação aos dados de Jung *et al.* (2008), dados que foram obtidos para concentrações de nanopartículas razoavelmente inferiores quando comparadas às concentrações utilizadas pelos aos demais autores (Tab. 5.1), cujos dados são também ilustrados nessa figura.

O presente método busca considerar o efeito da concentração volumétrica e condições de pressão e temperatura, no entanto, há outros fatores que influenciam os resultados experimentais que escapam à predição de uma correlação. Fatores como homogeneidade da suspensão de nanopartículas, a estabilidade do colóide, efeitos da deposição de nanopartículas sobre a superfície, a oxidação das partículas, as características da parede de troca de calor e a própria concentração volumétrica de nanopartículas ao longo de um processo bifásico.

Desses fatores citados, a deposição de nanopartículas sobre a superfície de troca térmica é um fator que afeta significativamente o processo de transferência de calor por ebulição nucleada. Há na literatura diversos estudos que discorrem sobre tal efeito, tais como Wen *et al.* (2011) e Ahn, Kang e Kim (2012), e de maneira geral, esses estudos apontam que a

deposição de nanopartículas sobre a superfície eleva a transferência de calor em processos de ebulição nucleada. Vale ressaltar que os autores deste estudo concordam com a importância e influência que a deposição das nanopartículas sobre a superfície tem na transferência de calor. Entretanto, a deposição não foi contabilizada neste estudo.

5.2.2. Fatores multiplicadores do método para previsão da ebulição convectiva de nanofluidos

Inicialmente, F_{nf} foi obtido através da razão entre dados experimentais levantados da literatura para a transferência de calor de nanofluidos durante a ebulição convectiva para títulos de vapor elevados e o coeficiente de transferência de calor por convecção forçada calculado segundo a Equação (5.7).

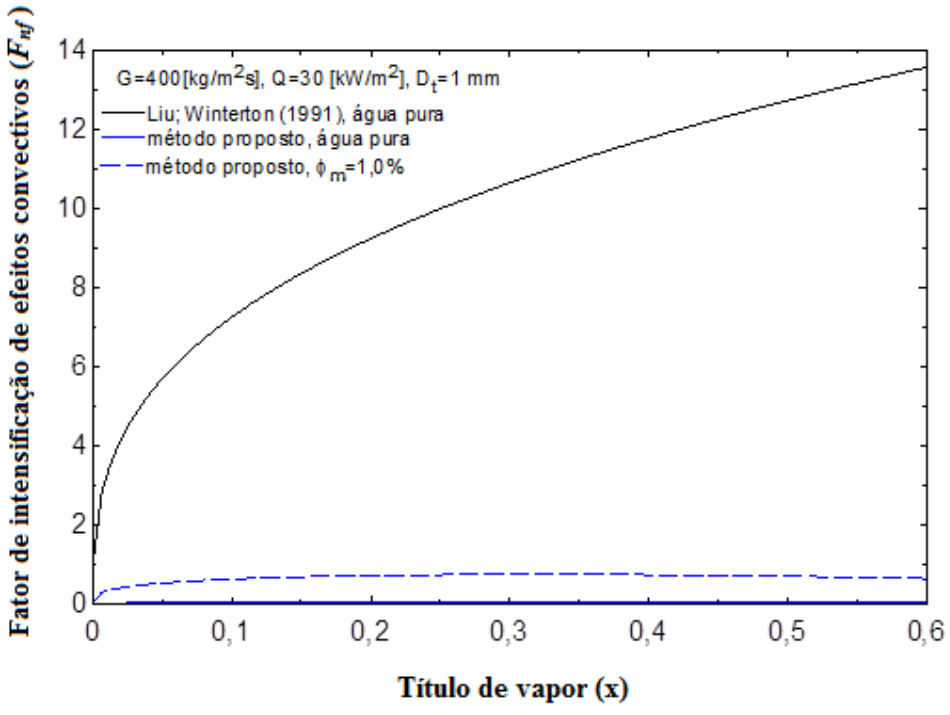


Figura 5. 5 – Influência do título de vapor no fator de intensificação de efeitos convectivos calculado para água pura segundo Liu e Winterton (1991) e para nanofluidos segundo a Eq. (5.17) do presente método

A Figura 5.5 representa o comportamento do fator de intensificação de efeitos convectivos para água pura, calculado pelas equações propostas por Liu e Winterton (1991) e pelo presente método, Eq. (5.17). O fator de intensificação de efeitos convectivos obtido através da correlação proposta neste estudo apresentou um comportamento distinto do comportamento obtido para o *F* calculado segundo correlação de Liu e Winterton (1991). Enquanto, no presente método o fator de intensificação decresce conforme a elevação do título de valor, o modelo de Liu Winterton prevê um crescimento do fator de intensificação. Essa divergência se deve, primeiramente, ao fato de que a correlação para *F* proposta no presente estudo foi desenvolvida baseada em dados experimentais e na correlação para CTC convectivo que considera escoamento anular com transferência de calor por condução através do filme líquido. Liu e Winterton (1991) utilizaram a correlação de Dittus-Boelter (1954) para o cálculo do CTC de convecção forçada, correlação esta, que considera que todo o escoamento é composto por líquido escoando em regime turbulento e não contabiliza os efeitos gerados pela formação de vapor, relacionado no presente estudo à redução na espessura do filme líquido. Na Figura 5.6 são apresentadas as previsões do *F* para diferentes concentrações de nanopartículas.

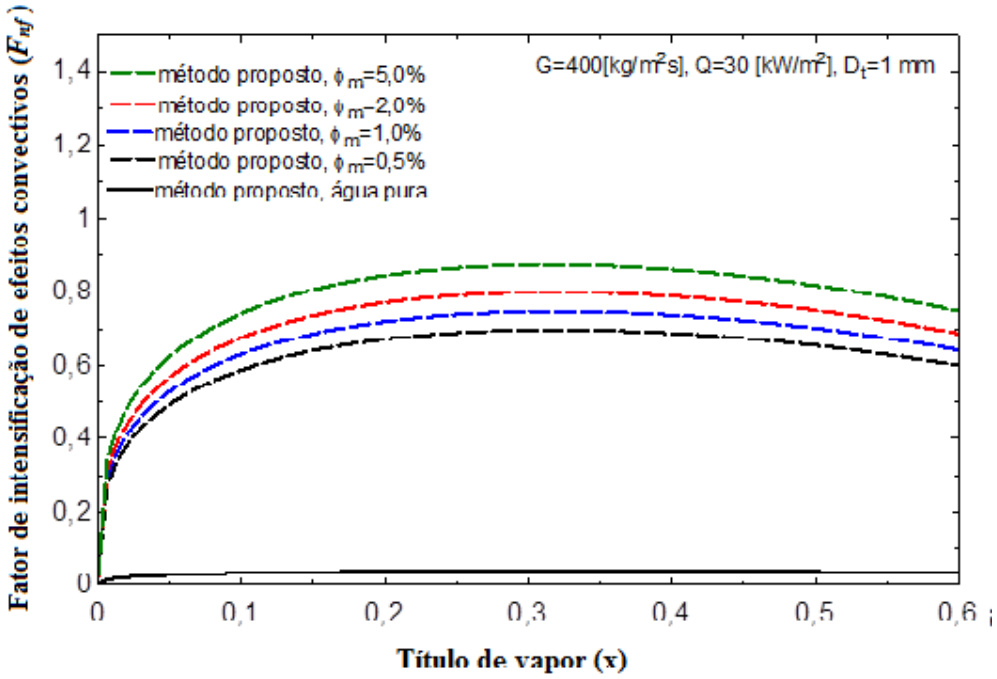


Figura 5. 6- Influência da concentração de nanopartículas no comportamento do fator de intensificação de efeitos convectivos calculado segundo a Equação (5.17) do presente método

Na análise da Fig. 5.6 deve-se considerar que a correlação de F reflete o comportamento dos resultados experimentais segundo os quais foi ajustada. É possível observar nesta figura que o F previsto pela correlação proposta neste estudo é nulo para título de vapor nulo. Tal fato não elimina a validade da presente correlação, pois ela não é indicada para títulos de vapor próximos a zero, em que o padrão anular não se verifica. F apresenta um crescimento acentuado para títulos de vapor até aproximadamente 20%, fato que pode ser explicado pelo início da ebulição nucleada e a geração de vapor causando a aceleração do escoamento. É possível observar que os efeitos de intensificação se mantêm praticamente constantes entre os títulos de 20 a 40%, tal comportamento pode estar relacionado ao fato da taxa de redução da espessura do filme líquido nesta condição ser reduzida resultando em um coeficiente de transferência de calor aproximadamente constante.

A partir dos títulos de vapor iguais a 40%, o fator de intensificação da convecção decresce, fato que pode estar relacionado ao efeito da secagem intermitente da parede e ao aumento da viscosidade causado pelo incremento da concentração volumétrica de nanopartículas no filme líquido com a evaporação, fornecendo filmes mais espessos. Tal comportamento desacelera os efeitos de convecção no filme líquido.

Assim como o fator de intensificação de efeitos convectivos sofre a influência das nanopartículas através das propriedades termodinâmicas e de transporte de nanofluido, como a condutividade térmica e a viscosidade, S_{nf} também é afetado por tais propriedades, pois sua correlação, Eq. (5.18), foi obtida a partir de F_{nf} de dados experimentais e da correlação para ebulição nucleada proposta neste estudo.

A Figura 5.7 ilustra o comportamento do fator de supressão de nucleação de bolhas segundo a correlação proposta.

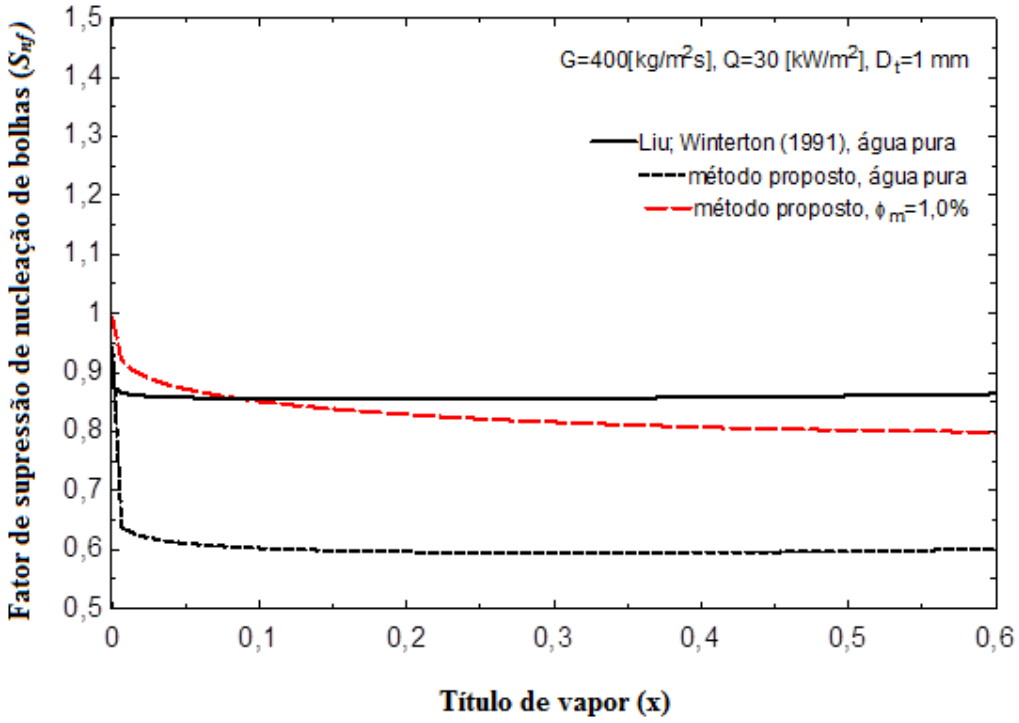


Figura 5. 7 - Influência do título de vapor no fator de supressão de nucleação de bolhas calculado para água pura segundo Liu e Winterton (1991) e para nanofluidos segundo a Eq. (5.18) do presente método

Conforme esperado nota-se que o fator de supressão de nucleação de bolhas proposto é igual à unidade para título de vapor nulo, diferentemente da previsão dada pela correlação de Liu e Winterton (1991), que apresenta valor inferior a unidade para condição similar. Tal comportamento está relacionado ao fato da correlação proposta não incluir efeitos de velocidade mássica para título de vapor igual a zero. Este comportamento poderia indicar certa incoerência no método proposto, entretanto vale ressaltar que a correção proposta é indicada para o padrão anular.

À medida que o título de vapor se eleva, *S*, que é inversamente proporcional ao fator de intensificação de efeitos convectivos, apresenta uma redução brusca a reduzidos títulos de vapor (x<0,05), a partir dessa condição exibe uma redução pouco acentuada até um título de vapor igual a 0,4, mantendo-se aproximadamente constante para títulos entre 0,4 e 0,6. Tal fato pode ser justificado pela redução da espessura do filme líquido, elevando o gradiente de temperatura junto a superfície de nucleação de bolhas de vapor. Isso resulta na necessidade de um superaquecimento da superfície para nucleação de bolhas. Por outro lado o acréscimo da viscosidade dinâmica da fase líquida tende a atenuar tal efeito favorece filmes mais espessos.

A Figura 5.8 ilustra a influência da fração mássica de entrada no evaporador para o fator de supressão de nucleação de bolhas.

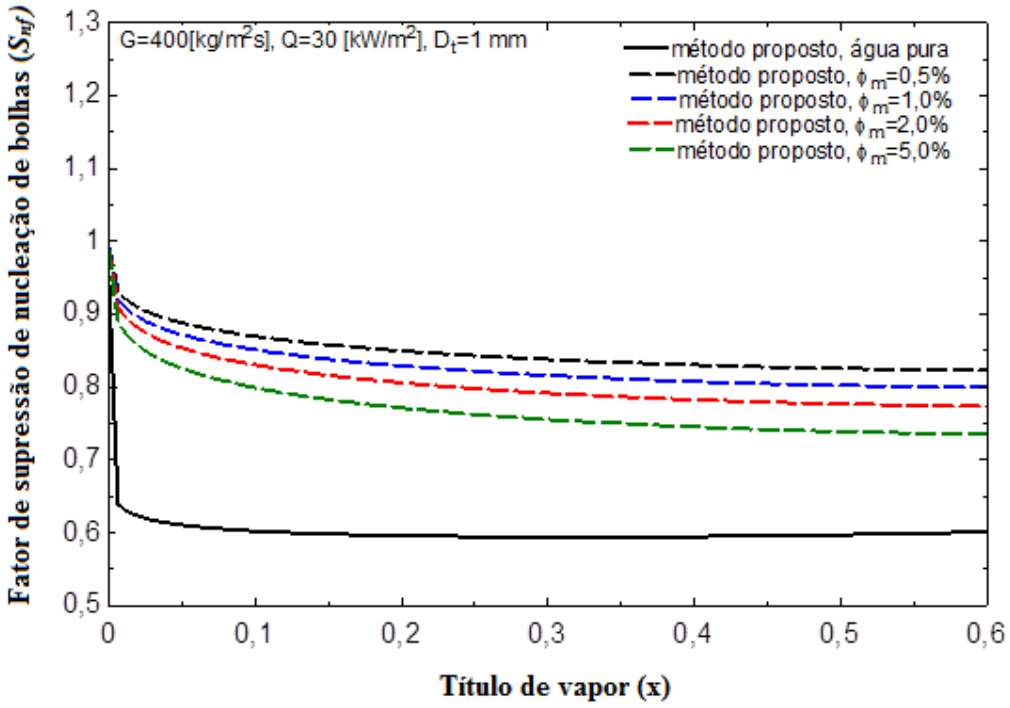


Figura 5. 8 - Influência da fração mássica no fator de supressão de nucleação de bolhas proposto no presente estudo para nanofluidos em relação ao título de vapor, dado segundo a Equação (5.21).

O comportamento do fator de supressão de nucleação de bolhas, *S*, com relação ao acréscimo da fração mássica é inverso ao comportamento apresentado pelo *F*. O fator de supressão de nucleação decresce à medida que a concentração mássica se eleva. Isto significa que à medida que a fração mássica de nanopartículas adicionadas ao fluido é incrementada, criam-se mecanismos inibidores da nucleação de bolhas, como por exemplo, o incremento da molhabilidade da superfície de troca térmica pelo fluido, devido à redução do ângulo de contato com o incremento da fração mássica de nanopartículas. Tal fato facilitaria a inundação das cavidades da superfície pelo fluido, implicando em superaquecimento de superfície superior para a ativação das cavidades de menores dimensões não inundadas.

É interessante avaliar o fato de que para frações mássicas de nanopartículas inferiores têm-se efeitos de nucleação superiores que para frações mássicas elevadas. Tal

comportamento pode estar relacionado a deposição de nanopartículas, que embora eleve a rugosidade da superfície indicando o incremento da ebulição nucleada é contraposto ao aumento da molhabilidade da superfície (ângulo de contato), desativando as cavidades criadas.

5.2.3. Previsão do CTC para a ebulição convectiva de nanofluidos

Este método foi desenvolvido a fim de capturar os efeitos das contribuições de parâmetros envolvidos no processo de ebulição convectiva. Portanto, neste item são analisados e discutidos os efeitos destes parâmetros experimentais segundo o presente método no coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva de nanofluidos no interior de microcanais.

5.2.3.1. Efeito do Diâmetro

Durante o processo de ebulição convectiva um dos principais mecanismos de transferência de calor é a condução através do filme líquido. Com a redução do diâmetro do duto espera-se que a espessura do filme líquido também se reduza e que o coeficiente de transferência de calor se eleve. A Figura 5.9 apresenta a evolução da espessura do filme líquido de acordo com o incremento do título de vapor ao longo do processo de ebulição convectiva.

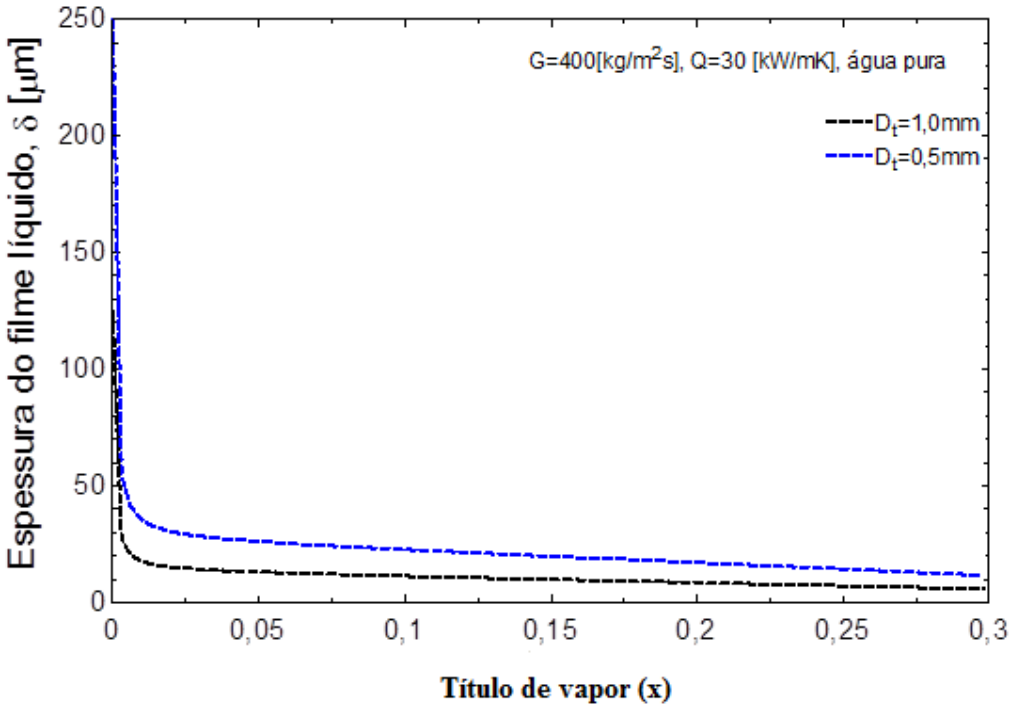


Figura 5.9 - Influência do diâmetro do duto de escoamento na espessura do filme líquido durante a ebulição convectiva em padrão anular

A espessura do filme líquido durante o escoamento anular foi determinada para dois diâmetros distintos, 0,5 e 1,0 mm, fluxo de calor de 30 kW/mK e velocidade mássica de 400 kg/m^{2}s. Para o diâmetro de 0,5 mm obtém-se uma espessura de filme de 5,8 μm, enquanto que para um diâmetro de 1,0 mm, obtém-se uma espessura de filme de 11,6 μm.

No desenvolvimento deste método a previsão do coeficiente de transferência de calor foi diretamente relacionada com a espessura do filme líquido, que por sua vez está relacionado ao diâmetro do tubo. Nessa figura, é observada a elevação do CTC quando se reduz o diâmetro, para o título de vapor de 60% observa-se um CTC 80% superior para o tubo de 0,5 mm de diâmetro em relação ao tubo de diâmetro de 1,0 mm.

Desta forma, a Figura 5.10 ilustra o efeito do diâmetro no coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva.

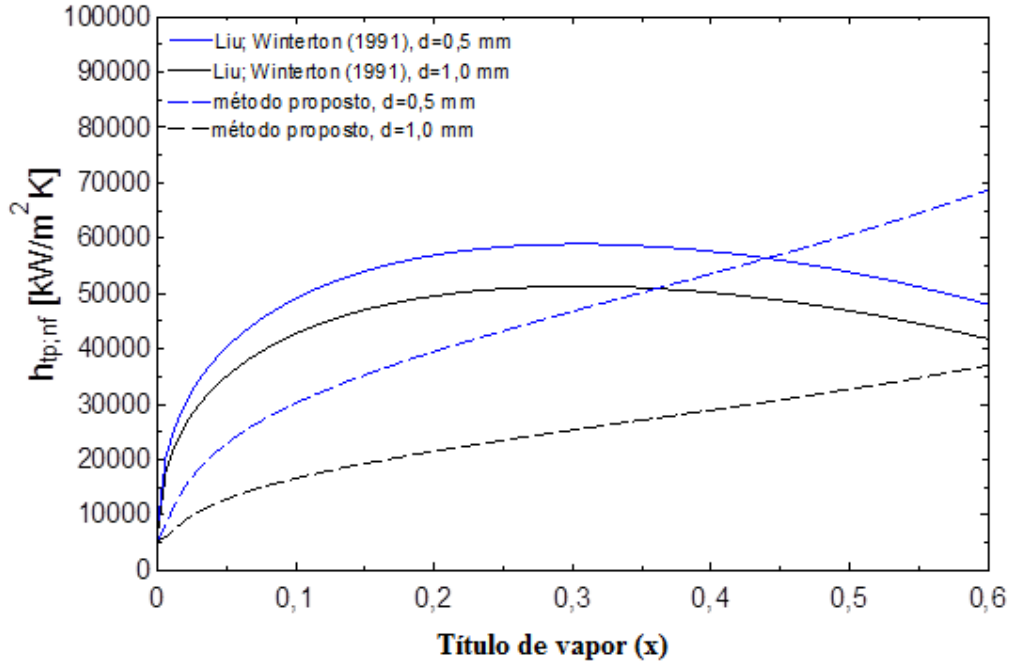


Figura 5.10 - Influência do diâmetro do duto de escoamento no coeficiente de transferência de calor dado pela Eq. (5.21) do método proposto no presente estudo.

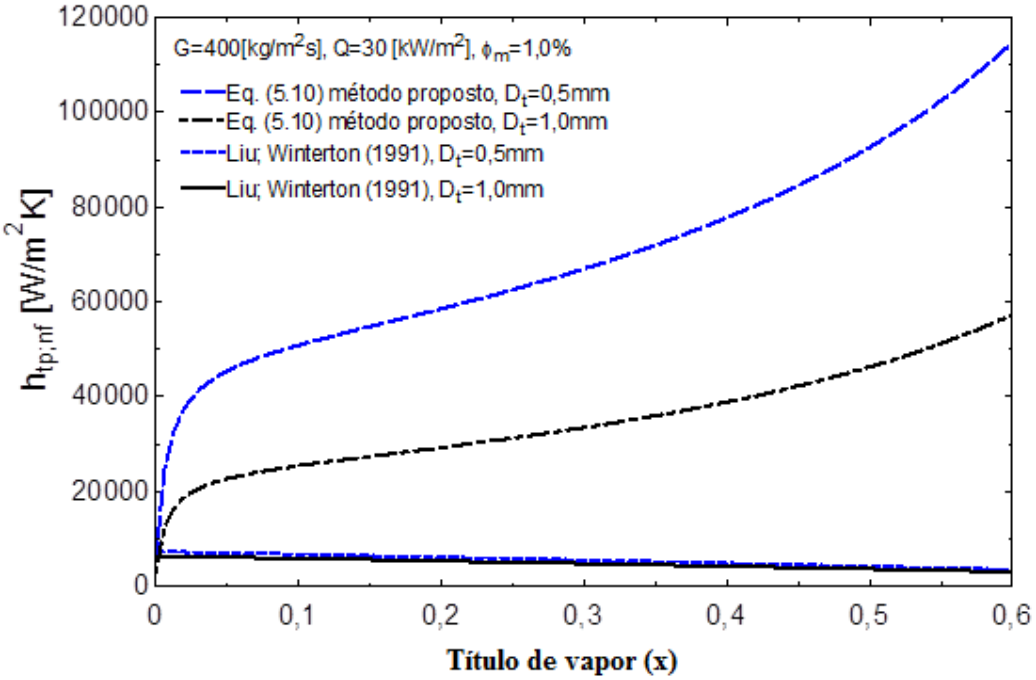


Figura 5.11 – Efeito do diâmetro do duto na previsão do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva

Na Figura 5.11 são apresentadas as previsões para o coeficiente convectivo de transferência de calor calculados pelo método atual e pelo modelo de Liu e Winterton (1991).Fica evidenciada nesta figura a divergência entre comportamentos previstos pelas duas correlações. O acréscimo contínuo no CTC previsto pelo método proposto se deve ao incremento da fração de vazio ao decorrer da evaporação, reduzindo a espessura do filme líquido e consequentemente, causando uma redução da resistência térmica elevando o coeficiente de transferência de calor. Observa-se que para títulos de vapor superiores, o efeito do diâmetro se torna superior.

5.2.3.2. Efeito do Fluxo de Calor

A tendência do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva perante a alteração do fluxo de calor aplicado ao sistema é apresentada na Figura 5.12. Nessa figura observa-se uma insignificante variação do CTC com variações do fluxo de calor de 20 a 100 kW/m^2. Esse comportamento diverge do que é esperado para a ebulição convectiva em microcanais. Para microcanais é esperado que, a reduzidos títulos de vapor e velocidades mássicas, o incremento no fluxo de calor eleve o CTC, devido ao mecanismo de ebulição nucleada ser significativo sob tais condições.

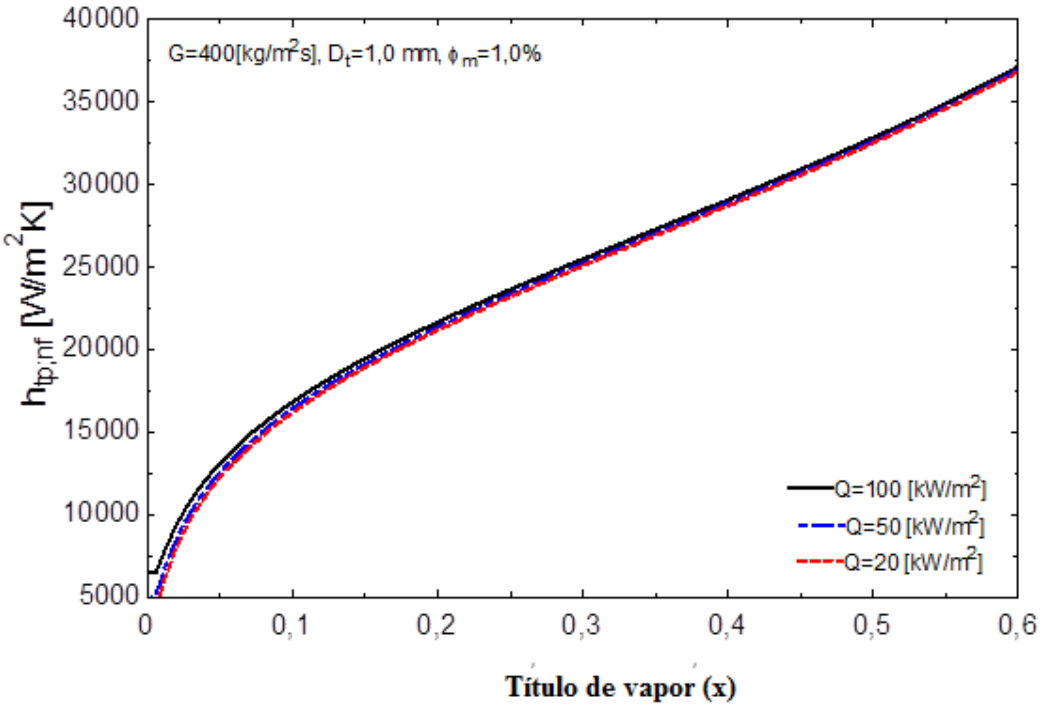


Figura 5.12 - Efeito do fluxo de calor na previsão do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva de nanofluidos segundo o presente estudo para títulos de vapor de até 60%

Observa-se que para o presente caso os mecanismos físicos de transferência de calor convectivos são preponderantes. De tal maneira que a variação do fluxo de calor não altera significativamente o coeficiente de transferência de calor. A previsão do método apresenta redução do coeficiente de transferência de calor para reduzidos títulos de vapor (<20%). Tal fato pode ser explicado pelo aumento da molhabilidade, que pela redução local e superficial da temperatura eleva o gradiente de temperatura necessário para a nucleação de bolhas. No entanto, essa redução é minimizada pelo incremento na fração mássica de nanopartículas no fluido. De acordo com a literatura a partir de títulos de vapor de 20%, os efeitos convectivos passam a ser dominantes em relação aos efeitos de ebulição nucleada, já que a nucleação de bolhas é suprimida em tais condições. Para títulos de vapor similares, o acréscimo do coeficiente de transferência de calor para nanofluidos comparado a água pura, a títulos de vapor superiores, é dado, principalmente, pelo acréscimo da condutividade térmica.

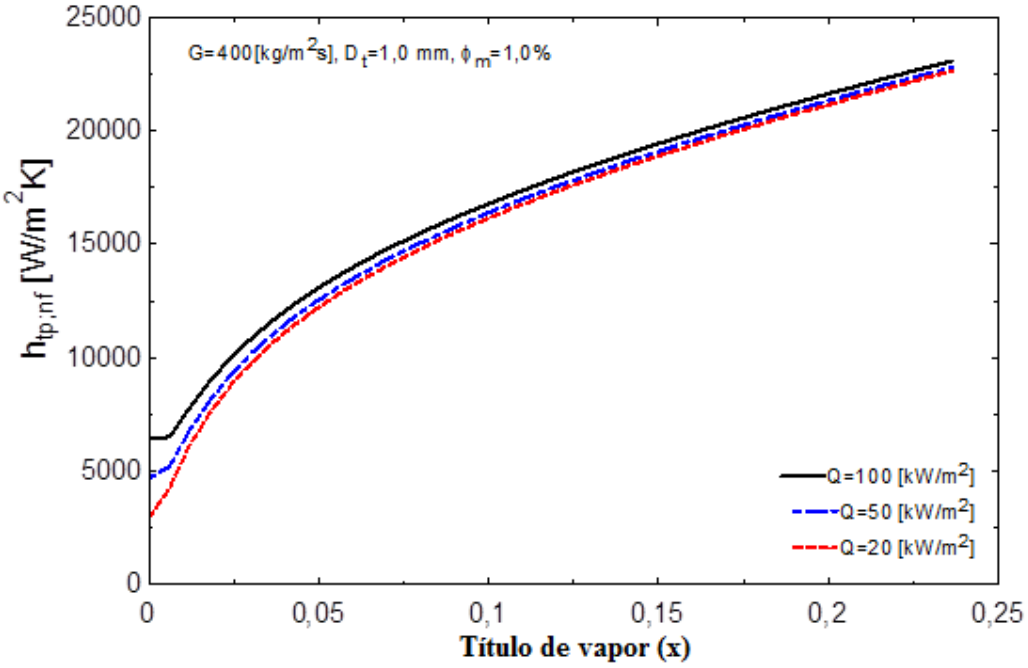


Figura 5.13 - Efeito do fluxo de calor no coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva de nanofluidos calculado segundo método proposto no presente estudo

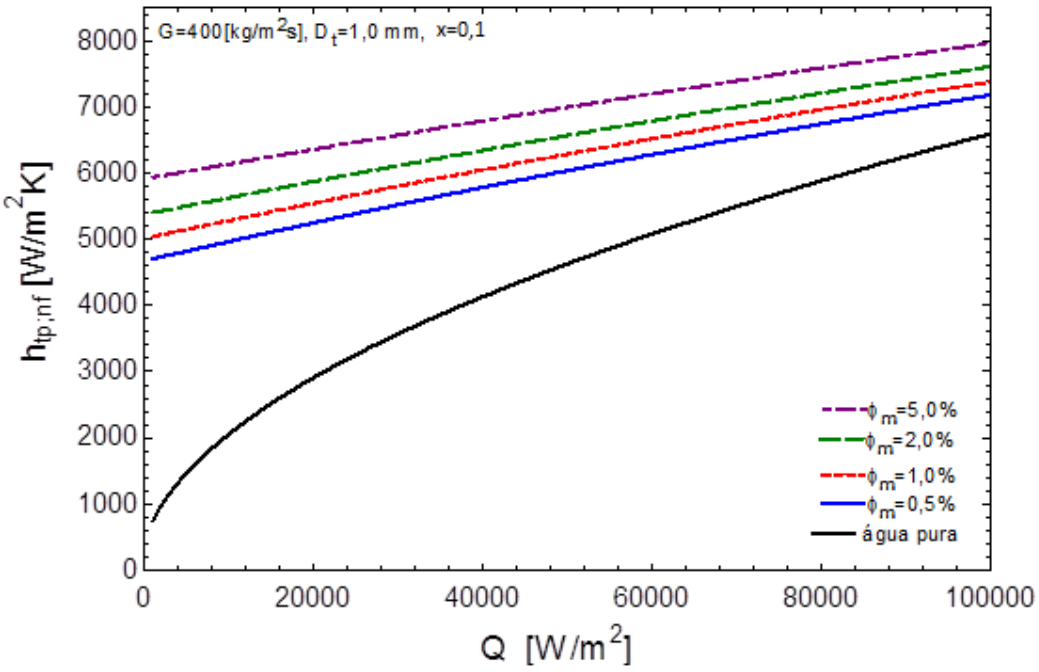


Figura 5.14 – Efeito do fluxo de calor na previsão do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição nucleada de nanofluidos dado pelo método proposto para diferentes frações mássicas de nanopartículas.

Na Figura 5.14 pode ser observada a influência do fluxo de calor e da fração mássica no coeficiente de transferência de calor por ebulição nucleada de nanofluidos dado segundo a Equação (5.21). Ao que diz respeito sobre a influencia do fluxo de calor sobre a ebulição nucleada de nanofluidos, a Figura 5.14 apresenta as tendências para o CTC variando o fluxo de calor de 0 a 100 kW/m^2. Para a água pura o CTC apresentou uma variação de 1 a aproximadamente 11 kW/m^2K, enquanto que as composições de nanofluidos apresentam valores superiores de CTC quando comparados aos valores obtidos para a água pura.

5.2.3.3. Efeito da velocidade mássica

De maneira geral, ao incrementar a velocidade mássica o coeficiente de transferência de calor por ebulição convectiva se eleva. Nas Figuras. 5.15 a) a d) são apresentados os coeficientes de transferência de calor calculado segundo o método proposto neste estudo e pelo modelo de Liu e Winterton (1991), avaliados para distintas velocidades mássicas, variando de 100 a 1000 kg/m^2s. Comportamentos distintos em relação à velocidade mássica são observados comparando a previsão do método atual com a previsão dada pela correlação de Liu e Winterton (1991). O CTC eleva-se com o incremento do título de vapor até valores próximos a 60%. Comportamentos similares a este foram observados por Tibiriçá e Ribatski (2010) para o R-134a e R-245fa, esses autores observaram incrementos do CTC com o título de vapor para velocidades mássicas variando entre 200 a 700 kg/m^2s.

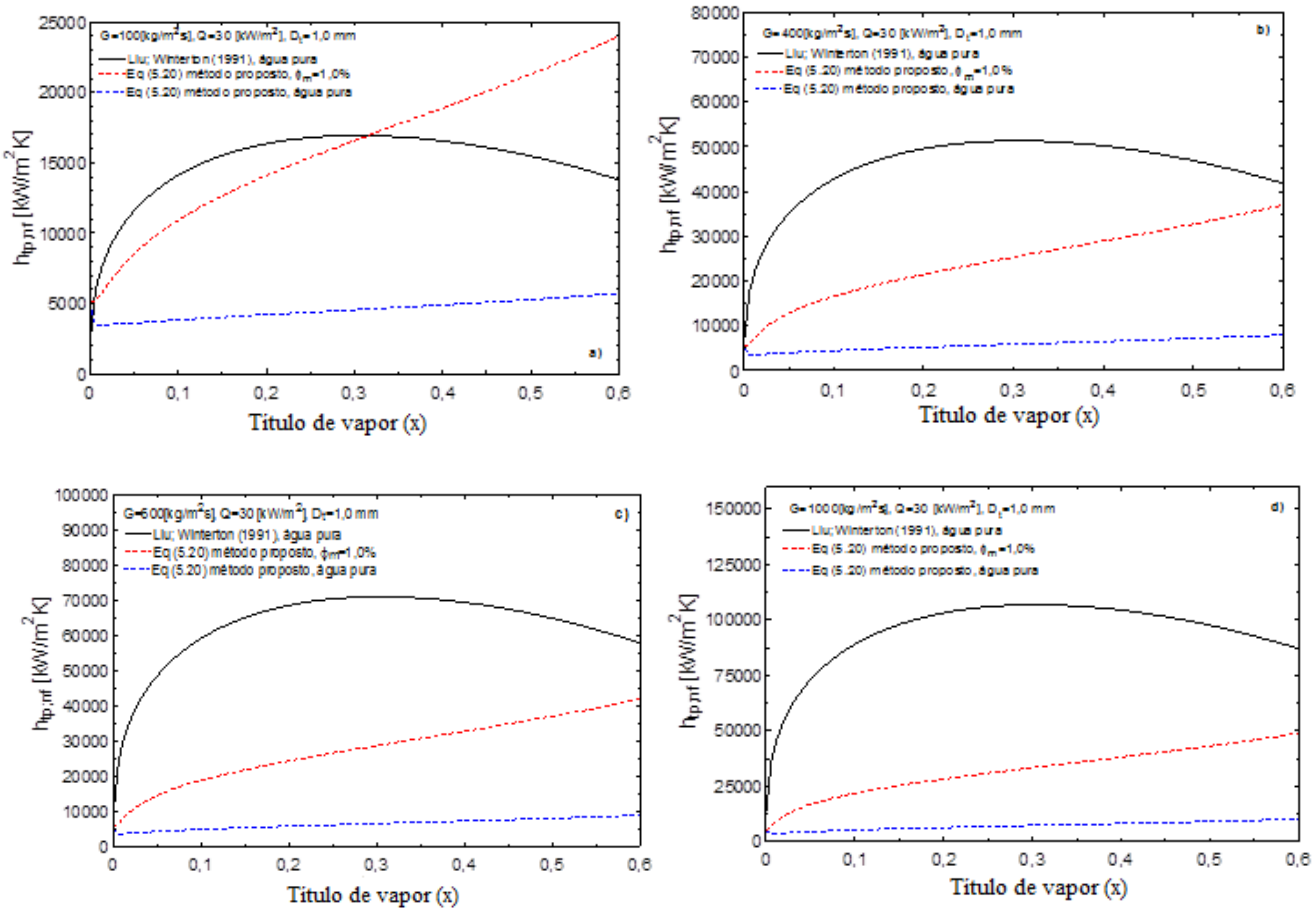


Figura 5.15 –Efeito da velocidade mássica na previsão do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva de nanofluidos calculado segundo método proposto neste estudo, Eq. (5.21)

A reduzidos títulos de vapor a previsão do método atual apresenta valores inferiores aos previstos por Liu e Winterton (1991) para velocidade de 100 kg/m2s, sendo que para títulos de vapor superiores a 0,3, o método prevê o CTC superior aos valores obtidos por Liu e Winterton (1991). A partir da velocidade mássica de 400 kg/m^{2}s, o coeficiente de transferência de calor previsto pelo método para a água pura e para o nanofluido com concentração de 1,0% foi inferior ao valor obtido pela correlação de Liu e Winterton (1991) ao longo de toda a evaporação. Tal comportamento pode estar relacionado ao fato de que os dados experimentais obtidos por Peng et al. (2009), os quais foram utilizados para o ajuste dos fatores do método atual, foram avaliados para velocidades mássicas de 100, 150 e 200 kg/m^{2}s, como ilustrado na Fig. 5.16. Isso reduz a precisão do método atual para velocidades mássicas superiores.

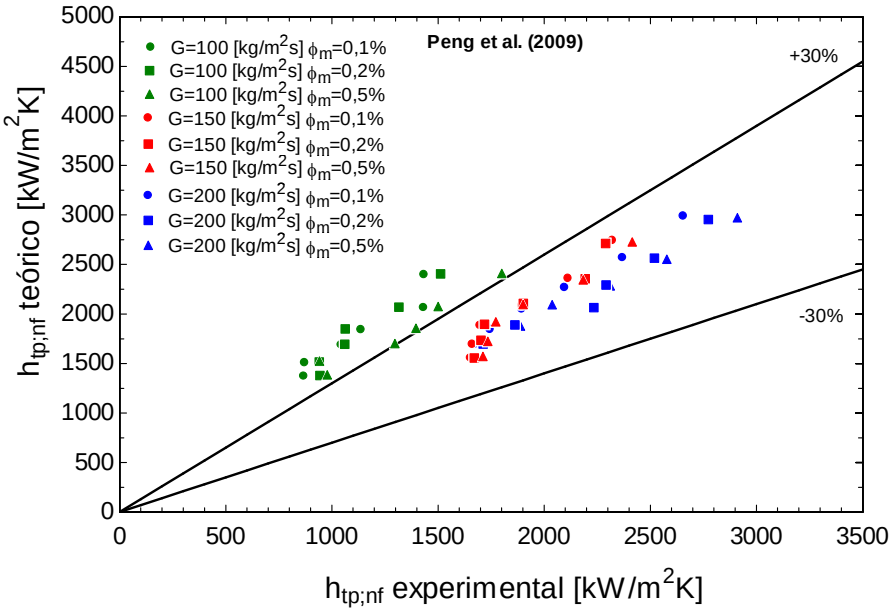


Figura 5.16 - Previsão do coeficiente de transferência de calor segundo Eq. (5.21) do método proposto para nanofluido de alumina e água para frações mássicas variando de 0,5 a 5%.

Como ilustrado na Fig. 5.16 o método proposto no presente estudo previu 72,2% dos dados experimentais de Peng *et al.* (2009) com um erro médio de ±30%. Os dados experimentais de Peng *et al.* (2009) para a velocidade mássica de 100 kg/m^{2}s e foram superestimados pelo método nas frações mássicas de 0,1 e 0,2%, sendo que para a fração mássica mais elevada, φ_m= 0,5%, três dos seis pontos experimentais foram previstos com desvio inferior a 30%.

O fato do coeficiente de transferência de calor calculado através do método proposto apresentar um desvio superior a ± 30%, superestimando o CTC para velocidades mássicas e frações mássicas reduzidas pode estar relacionado com a correlação para CTC de ebulição nucleada utilizada ter sido a correlação específica, desenvolvida apenas com dados experimentais de nanofluido de alumina e água, Equação (5.6), enquanto que os dados de Peng *et al.* (2009) foram levantados da ebulição convectiva de nanofluidos compostos por R113 e nanopartículas de óxido de cobre.

5.2.3.4 Efeito da Nanopartícula

A Figura 5.17 apresenta o comportamento do CTC para nanofluidos compostos por água e alumina para distintas frações mássicas de nanopartículas.

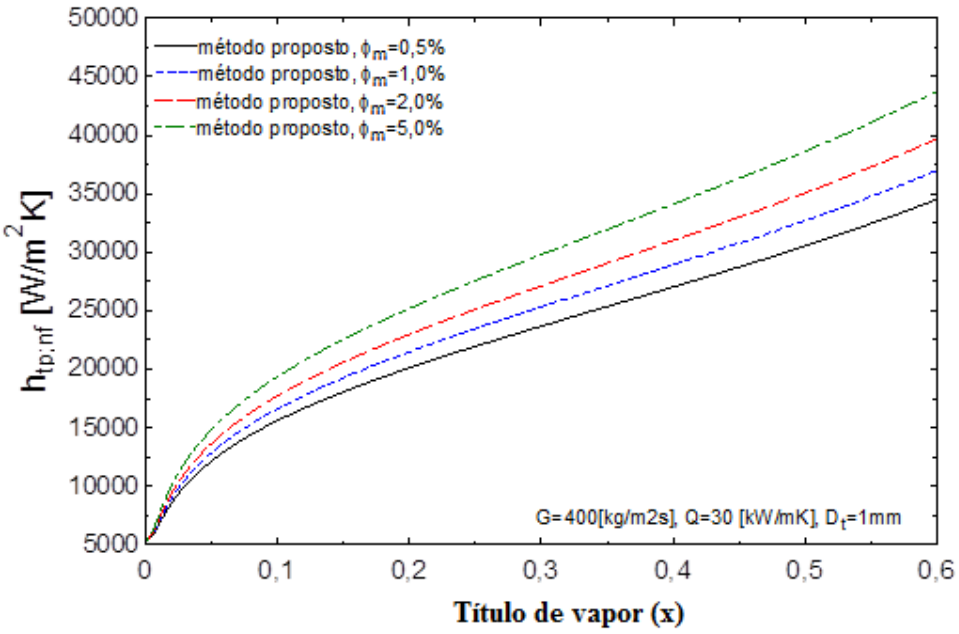


Figura 5.17 - Previsão do coeficiente de transferência de calor segundo Eq. (5.21) do método proposto para nanofluido de alumina e água para frações mássicas variando de 0,5 a 5%.

Como fora mencionado, o acréscimo na concentração de nanopartículas no fluido afeta as propriedades termodinâmicas e de transporte, incrementando a massa específica, a condutividade térmica e a viscosidade dinâmica e reduzindo a tensão interfacial e o calor específico. Conforme ilustrado na Fig. 5.17, o coeficiente de transferência de calor alcançou acréscimos de 7,65, 18,45, 39,56 e 99,3%, quando comparados aos valores de CTC obtidos para a água pura, para nanofluidos respectivamente compostos por fração mássica de 0,5, 1, 2 e 5 %. O método atual parece prever qualitativamente o comportamento de dados experimentais obtidos por Peng *et. al.* (2009), Henderson *et al* (2010) e Boudouh, Gualous e

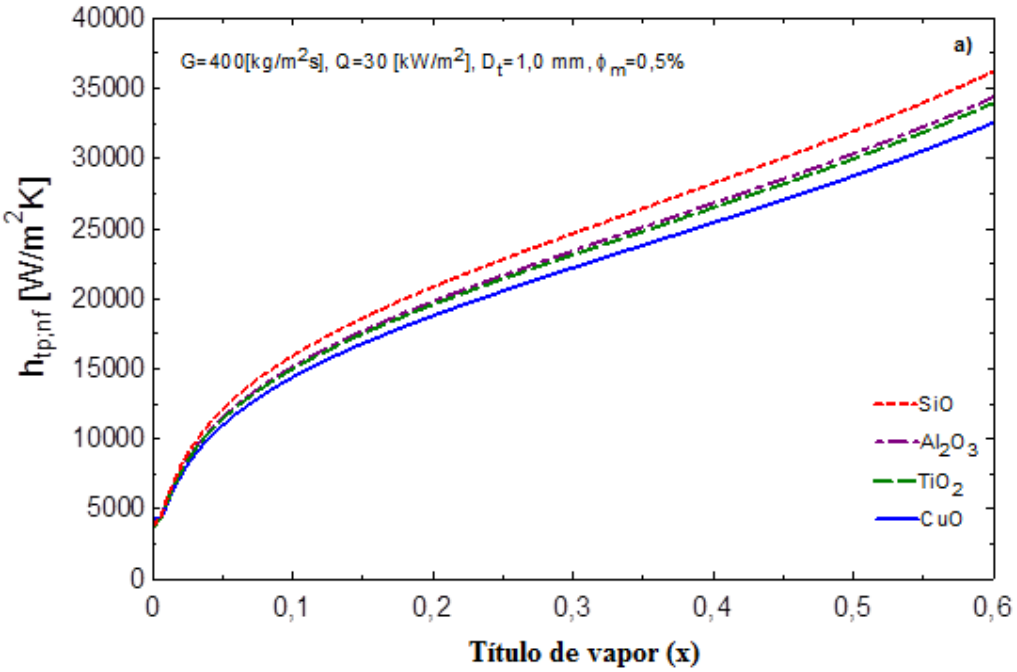
De Labacheleri (2010), com relação ao acréscimo do coeficiente de transferência de calor com o incremento da concentração de nanopartículas.

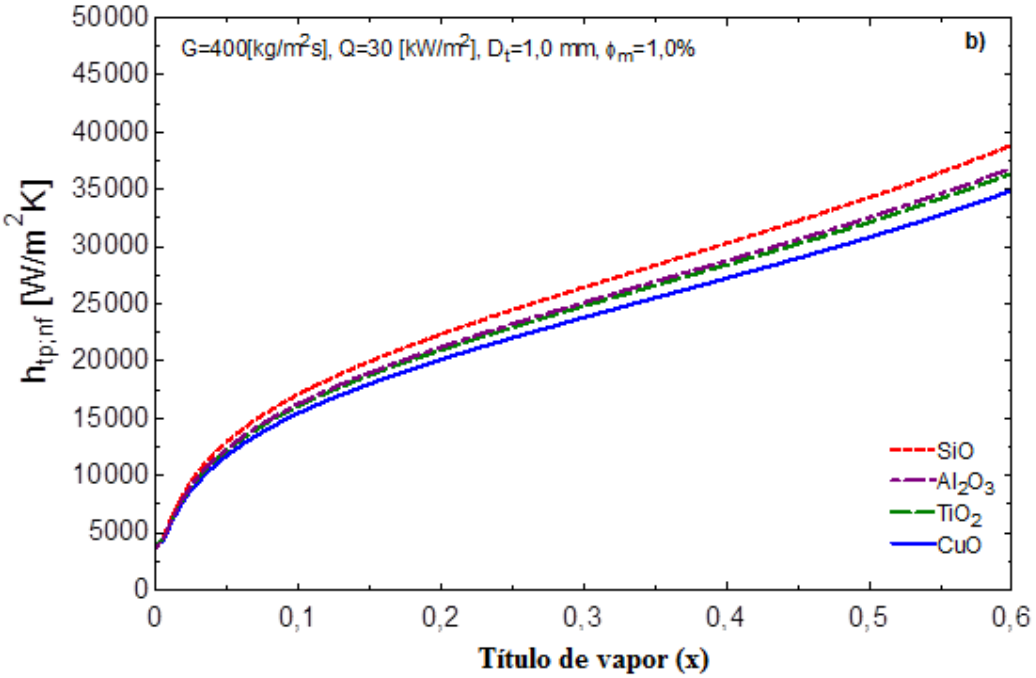
O presente método foi desenvolvido baseado em distintos estudos experimentais, envolvendo distintas composições de nanofluidos. A fim de prever a influência que as características de cada nanopartículas podem apresentar no coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva, foram avaliadas quatro distintas composições de nanofluidos a base água na equação específica para nanofluidos de alumina e água, Eq. 5.21. As composições são compostas por nanopartículas de Al_2O_3, CuO, TiO_2 e SiO_2. Para a alumina (Al_2O_3) as propriedades foram obtidas a partir da NANUMnanotecnologia Ltda., para as demais nanopartículas suas características foram obtidas, respectivamente, dos trabalhos de Peng *et al.* (2009), Pak e Cho (1998) e Bolukbasei e Ciloglu (2011), conforme foram apresentadas na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Propriedades termodinâmicas e de transporte de nanopartículas

Fonte	**Nanopartícula**	ρ **[kg/m^3]**	c_p **[J/kgK]**	k **[W/mK]**
Nanum nanotecnologia LTDA	Al_2O_3	3700	880	46
Peng *et al.* (2009)	CuO	6320	550,5	32,9
Pak e Cho (1998)	TiO_2	4175	692	8,4
Bolukbasi e Citoglu (2011)	SiO_2	2200	745	1,38

A Figura 5.18 apresenta a previsão de comportamento do coeficiente de transferência de calor durante a ebulição convectiva segundo a Eq. 5.21, para nanofluidos compostos por água como fluido refrigerante e as nanopartículas apresentadas na Tabela 5.2, conforme suas propriedades. Observa-se que os valores para o CTC obtidos para as distintas composições variam significativamente com o acréscimo da concentração de nanopartículas. Também é observado que os valores obtidos apresentam considerável diferença para as diferentes composições fato que ilustra que o método proposto pode indicar o efeito das composições das nanopartículas.


G=400[kg/m²s], Q=30 [kW/m²], Dt=1,0 mm, ϕm=0,5%
a)
h_tp;nf [W/m²K]
Título de vapor (x)
SiO
Al2O3
TiO2
CuO


G=400[kg/m²s], Q=30 [kW/m²], Dt=1,0 mm, ϕm=1,0%
b)
h_tp;nf [W/m²K]
Título de vapor (x)
SiO
Al2O3
TiO2
CuO

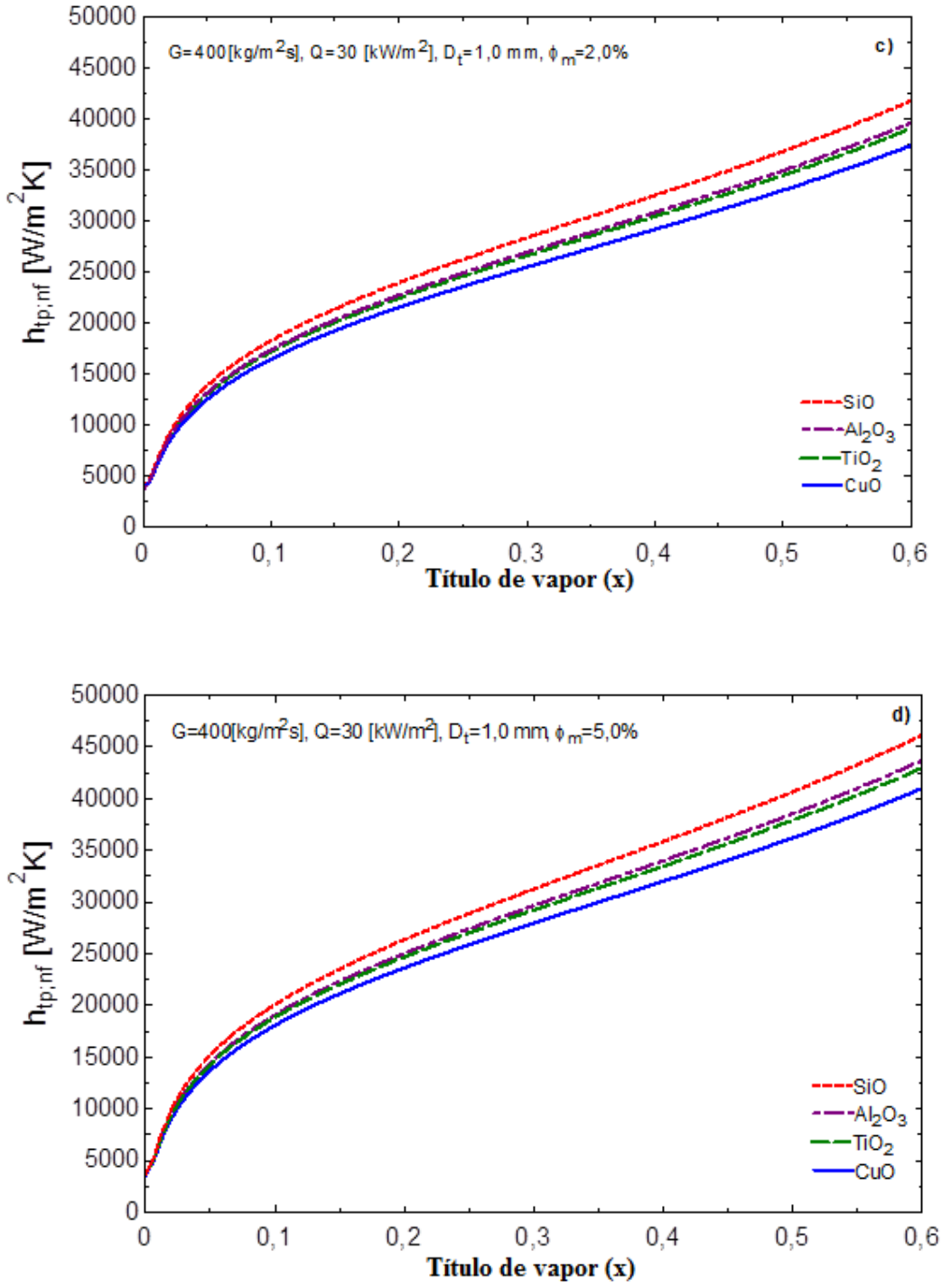


Figura 5.18- Previsão do coeficiente de transferência de calor segundo modelo proposto para distintos nanofluidos para frações mássicas de 0,5, 1, 2 e 5%.

A partir da observação da Figura 5.18 e das propriedades para cada uma das nanopartículas, apresentadas na Tabela 5.2, pode-se concluir que para a previsão do

coeficiente de transferência de calor, a massa específica apresenta influência superior às demais propriedades. Este fato pode ser constatado através dos comportamentos apresentados para os nanofluidos compostos pelas nanopartículas de alumina e óxido de titânio. Esses nanofluidos apresentam valores para o CTC similares para as diversas frações mássicas analisadas, apresentando valores aproximados de massa específica e valores distintos de condutividade térmica.

Para o presente método quanto menor a massa específica de uma nanopartícula, mais elevado é o coeficiente de transferência de calor desse fluido. A condutividade térmica também apresenta influência no CTC, entretanto, essa influência no CTC durante a ebulição convectiva é inferior à influência apresentada pela massa específica. Tal fato pode ser relacionado e explicado pela influencia da massa especifica no numero de Prandtl, o qual foi um dos adimensionais utilizados como parâmetro pelo presente método para descrever os comportamentos termo e hidrodinâmicos do escoamento bifásico de um nanofluido durante um processo de evaporação.

6. Conclusões e Sugestões para trabalhos futuros

Este trabalho objetivou o estudo da transferência de calor durante a ebulição convectiva de nanofluidos no interior de microcanais. Uma extensa revisão bibliográfica foi realizada e um método para a previsão do coeficiente de transferência de calor de nanofluidos durante a ebulição convectiva em microcanais foi proposto.

6.1.Conclusões

De forma geral, os objetivos foram alcançados permitindo delinear as seguintes conclusões.

- O número de estudos abordando as características de nanopartículas vêm crescendo nos últimos anos. No entanto, ainda não há na literatura correlações consolidadas para o cálculo das propriedades de transporte e termodinâmicas de nanopartículas. Diversos estudos vêm apresentando resultados experimentais para as propriedades de transporte e termodinâmica superiores aos valores obtidos pelas correlações clássicas da literatura, principalmente a condutividade térmica e a viscosidade.

- De forma geral o comportamento de nanofluidos em processos de convecção forçada ilustra um incremento do coeficiente de transferência de calor com a adição de nanopartículas. Este resultado se dá principalmente pelo incremento da condutividade térmica.

- Diversos autores têm observado resultados experimentais para o coeficiente convectivo de transferência de calor superiores aos incrementos proporcionados pela condutividade térmica. Este fato têm levado diversos

autores à investigação de novos mecanismos físicos relacionados à transferência de calor por convecção forçada e natural, a fim de justificar a discrepância nos resultados experimentais.

- A ebulição nucleada de nanofluidos tem apresentado resultados discrepantes para a transferência de calor. O incremento ou deterioração do coeficiente de transferência de calor para a ebulição nucleada de nanofluidos tem sido atribuído às mudanças das características superficiais, devido à deposição das nanopartículas durante a ebulição de nanofluidos.

- O método desenvolvido no presente trabalho propôs duas diferentes correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor de nanofluidos durante a ebulição nucleada. Um correlação geral desenvolvida a partir de dados experimentais de distintos nanofluidos, apresentando concordância com apenas 33,4% dos dados experimentais com desvio médio de ±30%. E uma correlação específica para nanofluidos compostos por alumina e água, esta correlação apresentou 48,7% dos dados experimentais independentes com desvio médio de ± 30%.

- Os fatores multiplicadores F e S capturaram os efeitos da concentração volumétrica e dos mecanismos físicos envolvidos na intensificação de efeitos convectivos e de supressão de nucleação de bolhas.

- O método para previsão do coeficiente de transferência de calor por ebulição convectiva de nanofluidos durante a ebulição convectiva no interior de microcanais apresentou concordância razoável com dados independentes para ebulição convectiva de nanofluidos. O método previu 72,2% dados experimentais independentes com um desvio médio de ±30%.

- O número de estudos da ebulição convectiva de nanofluidos é reduzido e as informações apresentadas são limitadas. Tal fato não permitiu uma comparação abrangente do método proposto neste estudo.

6.2.Sugestões para trabalhos futuros

O desenvolvimento do método de previsão proposto neste estudo, considerando apenas dados levantados da literatura, apontou em diversos momentos do desenvolvimento do método, desvios que podem ser atribuídos aos erros e incertezas experimentais propagados provenientes dos dados levantados da literatura. Trabalhos futuros complementares devem ser realizados envolvendo os seguintes aspectos:

i) Construção e validação de bancada experimental tendo como seção de testes microcanis, com objetivo de realizar um vasto levantamento de dados experimentais para a ebulição convectiva de nanofluidos no interior de microcanais.

ii) Incorporação do mecanismo de secagem de parede ao método de previsão do coeficiente de transferência de calor de nanofluidos durante a ebulição convectiva.

iii) Incorporação do parâmetro de ângulo de contato ao método de previsão do coeficiente de transferência de calor de nanofluidos durante a ebulição convectiva, a fim de avaliar a influência da molhabilidade do nanofluido e da deposição de nanopartículas sobre a superfície de troca térmica no coeficiente de transferência de calor.

iv) Avaliação da existência de deposição de nanopartículas sobre a superfície através de análise microscópica da superfície de transferência de calor após a realização de ensaios experimentais de escoamento por ebulição convectiva de nanofluidos e a influência dessa deposição no processo de transferência de calor.

v) Caracterização físico-química e das propriedades de transporte e termodinâmicas das nanopartículas, do refrigerante base, assim como do nanofluido, em etapa anterior e posterior aos ensaios experimentais em ebulição convectiva.

vi) Avaliação da influencia de parâmetros de forma da nanopartícula no coeficiente de transferência de calor de nanofluidos durante a ebulição convectiva.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AHN, H. S. *et al.* The effect of capillary wicking action of micro/nano structures on pool boiling critical heat flux, **Int. J. Heat MassTransfer**, v. 55, p. 89-92, 2012. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.08.044

AHN, H. S.; KANG, S. H.; KIM, M. H. Visualized effect of alumina nanoparticles surface deposition on water flow boiling heat transfer, **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 37, p. 154-163, 2012.

AKBAR, M. K.; PLUMMER, D. A.; S.M. GHIAASIAAN, S. M. On gas–liquid two-phase flow regimes in microchannels, **International Journal of Multiphase Flow**, v. 29, p. 855–86, 2003. doi:10.1016/S0301-9322(03)00043-0

ALADAG, B *et al*. Experimental investigations of the viscosity of nanofluids at low temperatures. **Appl Energy**, (2012), doi:10.1016/j.apenergy.2011.12.101

ARCANJO, A. A.; TIBIRIÇÁ, C. B.; RIBATSKI, G. Evaluation of flow patterns and elongated bubble characteristics during the flow boiling of halocarbon refrigerants in a microscale channel. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 34, p. 766-775, 2010

BANG, I. C.; CHANG, S. H. Boiling heat transfer performance and phenomena of Al_2O_3–water nanofluids from a plain surface in a pool, **Int. J. Heat MassTransfer**, v. 48, p. 2407–2419, 2005.

BANG, K. H. *et al*. Pressure effect on flow boiling heat transfer of water in minichannels, **International Journal of Thermal Sciences**, v. 50, p. 280-286, 2011.

BATCHELOR, G. K. The Effect of Brownian Motion on the Bulk Stress in a Suspension of Spherical Particles, **J. Fluid Mech**, v. 83, part 1, p. 97-117, 1977.

BERGMAN, T. L. Effect of Reduced Specific Heats of Nanofluids on Single Phase, Laminar Internal Forced Convection, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, p. 1240-1244, 2009.

BRAUNER, N.; MOALEM-MARON, D. Identification of the range of small diameter conduits regarding two-phase flow pattern transitions. **Int. Commun. Heat Mass Transfer**, v. 19, p. 29-39, 1992.

BRINKMAN, H.C. The Viscosity of Concentrated Suspensions and Solution, **J. Chem. Phys**., v. 20, p. 571–581, 1952.

BOUDOUH, M.; GUALOUS, H. L.; DE LABACHELERIE, M. Local convective boiling heat transfer and pressure drop of nanofluid in narrow rectangular channels, **Applied Thermal Engineering**, v. 30, p. 2619-2631, 2010.

BUONGIORNO, J. Convective transport in nanofluids, **J. Heat Transfer**, v. 128, p. 240 - 250, 2006.

CABRAL, F. P.; RIBATSKI, G. Avaliação do Coeficiente de Transferência de Calor durante o Escoamento Monofásico e a Ebulição Convectiva de Nanofluidos, **2º Encontro Brasileiro sobre Ebulição, Condensação e Escoamento Multifásico**, 2010.

CABRAL, F. P.; RIBATSKI, G. Theoretical modeling heat transfer coefficient of nanofluids flow boiling inside a horizontal channel. In: **Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering**, 13th, 2010, Uberlândia, Brasil.

CIONCOLINI, A.; SANTINI, L.; RICOTTI, M. E. Effects of dissolved air on subcooled and saturated flow boiling of water in a small diameter tube at low pressure, **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 32, p. 38–51, 2007.

CHANDRASEKAR, M.; SURESH, S.; BOSE, A. C. Experimental investigations and Theoretical Determination of Thermal Conductivity and Viscosity of Al2O3/water nanofluid, **Experimental Thermal and Fluid Science**, 2009. doi:10.1016/j.expthermflusci.2009.10.022.

CHANDRASEKAR, M.; SURESH, S.; BOSE, A. C. Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics ofAl2O3/water nanofluid in a circular pipe under laminar flow with wire coil inserts, **Experimental Thermal and Fluid Science**, v.34, p.122–130, 2010.

CHEN, H. et al. Heat transfer and flow behaviour of aqueous suspensions of titanate nanotubes (nanofluids), **Powder Technology,** v. 183, p. 63–71, 2008.

CHEN, H.; PHUOC, T. X.; MARTELLO, D. Surface tension of evaporating nanofluid droplets Ruey, **International Journal of Heat and Mass Transfer,** v. 54, p. 2459–2466, 2011.

CHEN, J.C. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, **I&EC Process Des**. Dev., v. 5 (3), p. 322-329, 1966.

CHENG, S. C.; NG, W. ' Transition boiling heat transfer in forced vertical flow via a high thermal capacity heating process'. **Letters in Heat Transfer**, v. 3, p. 333-342, 1976.

CHOI, S.U.S. Enhancing thermal conductivity of fluids withnanoparticles, in: D.A. Siginer, H.P. Wang (Eds.), **Developments and Applications of Non-Newtonian Flows**, FED-vol. 231/MD-vol. 66, pp. 99–105, ASME, New York, 1995.

COLLIER, J. G.; THOME, J. R. **Convective Boiling and Condensation**, Third edition. Clarendon Press, Oxford, 1994.

CONSOLINI, L. *et al.*, Heat transfer in confined force-flow boiling. Heat Transfer Engineering, v. 28, n. 9, 2007.

COOPER, M. G. Saturation Nucleate Boiling. A Simple Correlation, **1st United Kingdom National Conference on Heat Transfer**, v. 2 (1.Chem. E. Symp. Series No. 86), p. 785-793, 1984.

COOPER, M.G. Heat Flow Rates in Saturated Nucleate Pool Boiling A wide range examination using reduced properties, **Adv. Heat Transfer**, v. 16, p. 157–238, 1984.

CORCIONE, M. Empirical correlating equations for predicting the effective thermal conductivity and dynamic viscosity of nanofluids, **Energy Convers.Manag**, v. 52, p. 789 - 793, 2011.

DAS S. K.; PUTRA, N.; ROETZEL, W. Pool Boiling Characteristics of Nano-Fluids, Int**. J. Heat Mass Transf**., v. 46, p. 851–862, 2003.

DING, Y. *et al*. Heat transfer of aqueous suspensions of carbon nanotubes (CNT nanofluids), **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 49, p. 240–250, 2006.

DITTUS, F. W.; BOELTER, L. M. K. **Heat Transfer for Automobile Radiators of the Tubular Type**, University of California Publications in Engineering, v.2, p. 443, 1930.

DOROODCHI, E.; EVANS, T. M.; Moghtaderi, B. Comments on the effect of liquid layering on the thermal conductivity of nanofluids, **J. Nanopart Res**, 2008. DOI 10.1007/s11051-008-9522-9

DUANGTHONGSUK, W.; WONGWISES, S. An experimental study on the heat transfer performance and pressure drop of TiO2-water nanofluids flowing under a turbulent flow regime, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, p. 334–344, 2010.

EASTMAN, J. A. *et al.* Anomalously Increased Effective Thermal Conductivities of Ethylene Glycol based Nanofluids containing Copper Nanoparticles, **Applied Physics Letters**, v. 78, p. 718– 2001.

EES. **Engineering equation solver**. F-chart software. V.8.3, 2009.

EINSTEIN, A. **Investigations on the Theory of the Brownian Movement**, Dover Publication, 1956.

FARAHANI, S.D.; KOWSARY, F. Estimation local convective boiling heat transfer coefficient in mini channel, **Int. Commun. Heat Mass Transf**.,2011, doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.11.007

FELCAR, H. O. M.; RIBATSKI, G.; JABARDO, J. M. S. A gas-liquid flow pattern predictive method for macro and mini-scale round channels. In: **UK Heat Transfer Conference**, 10th, Edinburgh, Scotland, UK. **Proceedings**… Edinburgh: 2007.

GASQUES, L. *et al*. Determinação do ângulo de contato estático de um nanofluidos de alumina tendo a água como fluido base, XIX SIICUSP, 2011.

GHIAASIAAN, S.M.; CHEDESTER, R.C. Boiling incipience in microchannels, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 45, p. 4599–4606, 2002.

GNIELINSKI, V. Int. Chem. Eng, Vol.16, pp. 359, 1976.

GOLUBOVIC, M. N. *et al.* Nanofluids and Critical Heat Flux, Experimental and Analytical Study, **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 1281-1288, 2009.

HAMILTON, R. L.; CROSSER, O. K. Thermal Conductivity of Heterogeneous Two-Component Systems, **I & EC Fundamentals**, v. 1, p. 187-191, 1962.

HENDERSON, K. *et al*. Flow-Boiling of R-134a-Based Nanofluids in a Horizontal Tube, **International Journal of refrigeration**, v. 53, p. 1-12, 2009.

HERIS, S. Z. Experimental investigation of pool boiling characteristics of low-concentrated CuO/ethylene glycol–water nanofluids, **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 38, p. 1470–1473, 2011.

HERIS, S. Z.; ESFAHANY, M. N.; ETEMAD, S.G. Experimental investigation of convective heat transferof Al2O3/water nanofluid in circular tube, **International Journal of Heat and Fluid Flow** , v.28, p. 203–210, 2007.

HERIS, S. Z.; ETEMAD, G.; ESFAHANY, M. N. Experimental investigation of oxide nanofluids laminar flow convection heat transfer, **Int. Comm. Heat Mass Transfer**, v. 33, p. 529–535, 2006.

HO, C. J *et al.* Water-based suspensions of Al2O3 nanoparticles and MEPCM particles on convection effectiveness in a circular tube, **International Journal of Thermal Sciences**, v. 50, p.736-748, 2011.

HO, C. J.; WEI, L.C.; LI, Z. W. An Experimental Investigation of Forced Convective Cooling Performance of a Microchannel Heat Sink with Al2O3/water Nanofluid, **Applied Thermal Engineering**, v.30, p. 96-103, 2010.

HOJJAT, M. et al. Turbulent forced convection heat transfer of non-Newtonian nanofluids, **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 35, p. 1351–1356, 2011.

HUANG, C. K.; LEE, C. W.; WANG, C. K. Boiling enhancement by TiO2 nanoparticle deposition, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, p. 4895–4903, 2011.

HWANG, K.S.; JANG, S.P.; CHOI, S. U. S. Flow and Convective Heat Transfer Characteristics of Water-Based Al_2O_3 Nanofluids in Fully Developed Laminar Flow Regime, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.52, p. 193-199, 2009.

JEONG, Y. H.; CHANG, W. J.; CHANG, S. H. Wettability of heated surfaces under pool boiling using surfactant solutions and nano-fluids, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 51, p. 3025–3031, 2008.

JUNG, J. Y.; KIM, E. S.; KANG, Y. T. Stabilizer effect on CHF and boiling heat transfer coefficient of alumina/water nanofluids, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 2011.

JUNG, J. Y.; OH, H. S.; KWAK, H. Y. Forced Convective Heat Transfer of Nanofluids in Microchannels, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, p. 466-472, 2009.

KATHIRAVAN, R. *et al.* Pool boiling characteristics of carbon nanotube based nanofluids over a horizontal tube. **Journal of Thermal Science and Engineering Applications**, 2009, doi;1:022001-1–7.

KATHIRAVAN, R. *et al.* Preparation and Pool Boiling Characteristics of Copper Nanofluids over a Flat Plate Heater, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.53, p. 1673-1681, 2010.

KIM, C.K. *et al*, A study on heattransfer characteristics of spherical and fibrous alumina nanofluids, Thermochim.Acta (2012), doi:10.1016/j.tca.2011.12.01

KIM, D. *et al.*. Convective Heat Transfer Characteristics of Nanofluids under Laminar and Turbulent Flow Conditions, **Current Applied Physics**, v. 9, p. 119-123, 2009.

KIM, H.D.; KIM, J.; KIM, M. H. Experimental Studies on CHF Characteristics of Nano-Fluids at Pool Boiling, **Int J. Multiphase Flow**, v. 33, p. 691-706, 2007.

KIM, S. J.*et al.* W. Surface wettability during pool boiling of nanofluids and its effects on critical heat flux, **Int. J. Heat Mass Transfer**, v. 50, pp. 4105-4116, 2007.

KIM, S. J.*et al.*. Subcooled Flow Boiling Heat Transfer of Dilute Alumina, Zinc Oxide, and Diamond Nanofluids at Atmospheric Pressure, **Nuclear Engineering and Design**, v. 240, p. 1186-1194, 2010.

KIM, S.*et al.* Effects of nano-fluid and surfaces with nano structure on the increase of CHF, **Experimental Thermal and Fluid Science**, 2009.

KIM, T. I.; JEONG, Y. H.; CHANG, S. H. An Experimental Study on CHF Enhancement in Flow Boiling using Al_2O_3 Nano-Fluid, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, p. 1015-1022, 2010.

KOTTHOFF, S.;. GORENFLO, D. Influence of the fluid on pool boiling heat transfer of refrigerants and other organic substances, **Proceedings of the IIR-Commission B1 Conference**, Vicenza, 2005. [paper #TP-98]

LEE, S.; CHOI, S.U.S. Application of metallic nanoparticle suspensions in advanced cooling systems, in: 1996, **International Mechanical Engineering Congress and Exposition**, Atlanta, USA, 1996.

LEE, S.; CHOI, S. U. S.; EASTMAN, J.A. Measuring Thermal Conductivity of Fluids Containing Oxide Nanoparticles, **J Heat Transf.,** v. 121, p. 280–289, 1999. <doi:10.1115/1.2825978>.

LELEA, D. The performance evaluation of Al2O3/water nanofluid flow and heat transfer in microchannel heat sink, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, p. 3891–3899, 2011.

LI, Q.; XUAN, Y. Convective heat transfer and flow characteristics of Cu–waternanofluid, **Sci. China Ser. E: Technol. Sci**., v. 45 (4), p.408–416, 2002.

LI, X.; LE PIERRES, R.; DEWSON, S. J. Heat Exchangers for the Next Generation of Nuclear Reactors, **Heatric Divison Meggit** (UK) Ltd., Poole, England, 2006.

LIU, Z.; WINTERTON, R. H. S. A General Correlation for Saturated and Subcooled Flow Boiling in Tubes and Annuli, Based on a Nucleate Pool Boiling Equation, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 34, p. 2759-2766, 1991.

MA, H.B. *et al.* Effect of Nanofluid on the Heat Transport Capability in an Oscillatory Heat Pipe, **Appl. Phys. Lett**., v. 88, p. 143-116, 2006.

MAHROOD, M. R. K.; ETEMAD, S. G.; BAGHERI, R. Free convection heat transfer of non Newtonian nanofluids under constant heat flux condition, **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 38, p. 1449–1454, 2011.

MAIGA et al. Heat transfer enhancement by using nanofluids in forced convection flows, **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v.26, p. 530–541, 2005.

MAXWELL, J.C. **A Treatise on Electricity and Magnetism**, 2a ed. Oxford University Press, Cambridge, pp. 435–441, 1904.

MITRA, S. *et al.* Study on boiling heat transfer of water-TiO2 and water-MWCNT nanofluids based laminar jet impingement on heated steel surface, ***Applied Thermal Engineering***, 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.11.048

MOHAMMED H. A. *et al.* Turbulent forced convection heat transfer of non-Newtonian nanofluids, **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 35, p.1351–1356, 2011a.

MOHAMMED, H. A. *et al.* Heat transfer and fluid flow characteristics in microchannels heat exchanger using nanofluids: A review, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, p. 1502–1512, 2011b.

MORSHED, A. K. M. M. Enhanced flow boiling in a microchannel with integration of nanowires, **Applied Thermal Engineering**, v. 32, p. 68-75, 2012.

MOTTA, F. C. **Caracterização da condutividade térmica, viscosidade dinâmica e ângulo de contato para nanofluidos baseados em partículas de γ-alumina e água**. 2012. 110p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2012. No prelo.

MURSHED, S. M. S. *et al.* A review of boiling and convective heat transfer with nanofluids, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, p. 2342–2354, 2011.

MURSHED, S. M. S. Investigations of Thermal Conductivity and Viscosity of Nanofluids, **International Journal of Thermal Sciences**, v.47, p. 560-568, 2008.

NAMBURU, P. K. *et al.*Experimental investigation of viscosity and specific heat of silicon dioxide nanofluids, **Micro & Nano Letters**, v. 2, n. 3, September 2007

NGUYEN, C. T. *et al.* Viscosity data for Al_2O_3–Water Nanofluid—Hysteresis: Is Heat Transfer Enhancement using Nanofluids Reliable?, **International Journal of Thermal Sciences**, v.47, p. 103-111, 2008.

PAK, B. C.; CHO, Y. I. Hydrodynamic and heat transfer study of dispersed fluids with submicron metallic oxide particles, **Exp. Heat Transfer**, v. 11 , P. 151– 170, 1998.

PAKRAVAN, H. A.; YAGHOUBI, M. Combined thermophoresis, Brownian motion and Dufour effects on naturalconvection of nanofluids, **International Journal of Thermal Sciences**, v. 50, p. 394-402, 2011.

PARK, K. J.; JUNG, D. Enhancement of nucleate boiling heat transfer using carbon nanotubes, **Int. J. Heat Mass Transfer** , v. 50, p. 4499–4502, 2007.

PENG, H.*et al.* W. Influence of carbon nanotubes on nucleate pool boiling heat transfer characteristics of refrigeranteoil mixture, **International Journal of Thermal Sciences,** v. 49, p. 2428-2438, 2010.

PENG, H.*et al.*, Y. Heat Transfer Characteristics of Refrigerant-Based Nanofluid Flow Boiling Inside a Horizontal Smooth Tube, **International Journal of Hal Smooth Tube**, p.1-12, 2009.

PEYGHAMBARZADEH, S. M. Experimental study of heat transfer enhancement using water/ethylene glycol based nanofluids as a new coolant for car radiators, **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v.38, p. 1283–1290, 2011.

PRAKASH, M.; GIANNELIS, E. P. Mechanism of heat transport in nanofluids, **J. Computer-Aided Mater Des**, v. 14, p.109–117, 2007. DOI 10.1007/s10820-006-9025-

REA *et al.* Laminar convective heat transfer and viscous pressure loss of alumina–water and zirconia–water nanofluids, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, p. 2042–2048, 2009. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.10.025

REVELLIN, R.; THOME, J. R. A new type of diabatic flow pattern map for boiling heat transfer in microchannels. **Micromech. Microeng**. v. 17, p. 788-796, 2007.

RIBATSKI, G.*et al.* The Advantages of Evaporation in Micro- Scale channels to Cool Microeletronic Devices, **Reterm - Thermal Engineering,** in press, 2009.

RIBATSKI, G.; WOJTAN, L.; THOME, J.R. An analysis of experimental data and prediction methods for two-phase frictional pressure drop and flow boiling heat transfer in micro-scale channels. **Exp. Thermal Fluid Sc**, v. 31, p.1-19, 2006.

RIBATSKI, G.; ZHANG, W.; CONSOLINI; L.; XU, J.; THOME, J.R. On theprediction of heat transfer in micro-scale flow boiling. **Heat Transfer Engineering**. v.28, p 842-851, 2007.

ROUHANI, S.Z.; AXELSSON, E. Calculation of void volume fraction in thesubcooled and quality boiling regions. **Int. J. of Heat and Mass Transfer**, v. 13, n. 2,p. 383–393, 1970

SAITOH, S.; DAIGUJI H.; HIHARA, H. Correlation for Boiling Heat Transfer of R-134a in Horizontal Tubes Including Effect of Tube Diameter, **Int. J. Heat Mass Transfer**, v. 50, p. 5215–5225, 2007.

SEMPÉRTEGUI, D.; RIBATSKI, G. Micro-scale flow pattern classification based on the k-means clustering algorithm. In: **Proceedings of the 8th International Conference of Nanochannels**, Microchannels and Minichannels, Montreal, Canadá.2010.

SHEIKHBAHAI, M. *et al*., Experimental investigation of pool boiling of Fe3O4/ethylene glycolewater nanofluid in electric field, **International Journal of Thermal Sciences**, 2011, doi:10.1016/j.ijthermalsci.2011.10.004

SOBIERSKA, E.; KULENOVIC, R.; MERTZ, R. Heat transfer mechanism and flow pattern during flow boiling of water in a vertical narrow channel—experimental results, **International Journal of Thermal Sciences**, v. 46, p.1172–1181, 2007.

SOLTANI, S.; ETEMAD, S. G.; THIBAULT, J. Pool boiling heat transfer of non-Newtonian nanofluids, **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 37, p. 29–33, 2010.

SOLTANI, S.; ETEMAD, S.G. Pool boiling heat transfer performance of Newtonian nanofluids, **Heat Mass Transfer**, v. 45, p. 1555–1560, 2009. DOI:10.1007/s00231-009-0530-9

STEPHAN, K.; ABDELSALAM, M. Heat Transfer Correlations for Natural Convection Boiling, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 23, p. 73-87, 1978.

SURIYAWONG, A.; WONGWISES, S. Nucleate Pool Boiling Heat Transfer Characteristics of TiO2–water Nanofluids at Very Low Concentrations, **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 34, p. 992-999, 2010.

TAITEL, Y.; DUKLER, A.E. A model for predicting regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow. **AIChE Journal**, v. 22, p. 47-55, 1976.

TAPIA, D. F. S. **Estudo teórico-experimental dos padrões de escoamento durante a evaporação convectiva no interior de canais com diâmetro reduzido**. 2011. 136p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2011.

THOME, J.R. Engineering Data Book III, **Wolverine Tube Inc., Engineering Thermal Inovation,** 2006.

TIBIRIÇÁ, C. B. **Estudo teórico-experimental da transferência de calor e do fluxo crítico durante a ebulição convectiva no interior de microcanais.** 2011. 224p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2011.

TIBIRIÇÁ; C.B.; RIBATSKI, G. Flow boiling heat transfer of R134a and R245fa in a 2.3mm tube. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 53, p. 2459- 2468, 2010.

THOME, J.R.; DUPONT, A.; JACOBI, A.M. Heat Transfer Model for Evaporation in Microchannels, Part I: Presentation of the Model, **Int. J. Heat Mass Transfer**, v. 47, p. 3375–3385, 2004.

UJEREH, S.; FISHER, T.; MUDAWAR, I. Effects of carbon nanotube arrays on nucleate pool boiling, **Int. J. Heat Mass Transfer**, v. 50, p. 4023–4038, 2007.

ULLMANN, A.; BRAUNER, N. Closure relations for two-fluid models for two-phase, stratified smooth and stratified wavy flows, **International Journal of Multiphase Flow,** v. 32, p. 82–105, 2006.

VAJJHA, R. S.; DAS, D. K. Experimental Determination of Thermal Conductivity of Three Nanofluids and Development of New Correlations, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, p. 4675-4682, 2009.

VASSALO, P.; KUMAR, R.; D'AMICO, S. Pool Boiling Heat Transfer Experiments in Silica-Water Nano-Fluids, **Int. J. Heat Mass Transfer**, v. 47, p. 407-411, 2004.

WANG, C.H.; DHIR, V.K. Effect of surface wettability on active nucleation site density during pool boiling of water on a vertical surface, **J. Heat Transfer**, v. 115

WANG, X.; XU, X.; CHOI; S. U. S. Thermal Conductivity of Nanoparticles-Fluid Mixture, **J. Thermophys. Heat Transfer**, v. 13, p. 474-480, 1999.

WASAN, D.; NIKOLOV, A.; KONDIPARTY, K. The wetting and spreading of nanofluids on solids: Role of the structural disjoining pressure, **Current Opinion in Colloid & Interface Science**, v. 16, p.344–349, 2011.

WASEKAR, V.M.; MANGLIK, R.M. Pool boiling heat transfer in aqueous solutions of an anionic surfactant, **Trans. ASME**, v. 122, p.708–715, 2000.

WEN, D. Influence of nanoparticles on boiling heat transfer, **Applied Thermal Engineering** , doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.08.035, 2011.

WEN, D.; DING, Y. Experimental Investigation into Convective Heat Transfer of Nanofluids at the Entrance Region under Laminar Flow Conditions, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.47, p. 5181-5188, 2004.

WEN, D.; DING, Y. Experimental investigation into the pool boiling heat transfer of aqueous based gama-alumina nanofluids, **Journal of Nanoparticle Research,** v. 7, p. 265–274, 2005.

WEN, D *et al.* Boiling heat transfer of nanofluids: The effect of heating surface modification, **International Journal of Thermal Sciences**, v. 50, p. 480-485, 2011.

WEN, D.*et al.* Review of nanofluids for heat transfer applications, **Particuology**, v. 7, p. 141.150, 2009.

WEN, D. S.; YAN, Y.; KENNING, D. B. R. Saturated flow boiling of water in a narrow channel:time-averaged heat transfer coefficients and correlations, **Applied Thermal Engineering**, v. 24, p. 1207–1223, 2004.

XUAN, Y.; LI, Q. Investigation convective heat transfer and flow features of nanofluids, **J. Heat Transfer,** v. 125, p. 151–155, 2002.

XUAN, Y.; LI, Q. Heat transfer enhancement of nanofuids, **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 21, p. 58 – 64, 2000.

YANG, L., *et al.,* An experimental and theoretical study of the influence of surfactant on the preparation and stability of ammonia-water nanofluids, **International Journal of Refrigeration**, 2011. doi:10.1016/j.ijrefrig.2011.06.007

YANG, Y. *et al.* G. Heat transfer properties of nanoparticle-in-fluid dispersions (nanofluids) in laminar flow, **Int. J. Heat Mass Transfer**, v. 48 p. 1107–1116, 2005.

YANG,X. F.; LIU, Z.H. Pool boiling heat transfer of functionalized nanofluid under sub-atmospheric Pressures, **International Journal of Thermal Sciences**, v. 50, p. 2402-2412, 2011.

YU, W.; CHOI, S.U.S., The Role of Interfacial Layers in the Enhanced Thermal Conductivity of Nanofluids: A Renovated Maxwell Model, **Journal of Nanoparticle Research**, v.5, p. 167-171, 2003.

ZAMZAMIAN,A *et al.* Experimental investigation of forced convective heat transfer coefficient in nanofluids of Al2O3/EG and CuO/EG in a double pipe and plate heat exchangers under turbulent flow, **Experimental Thermal and Fluid Science**, v.35 p. 495–502, 2011.

.